



**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DAS ESTRUTURAS TURBULENTAS  
EM ESCOAMENTOS ISOTÉRMICOS COM ROTAÇÃO.**

**Ms. HIMILSYS HERNÁNDEZ GONZÁLEZ**

**ORIENTADOR: ARMANDO DE AZEVEDO CALDEIRA-PIRES**

**TESE DE DOUTORADO EM  
ENGENHARIA MECANICA**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DAS ESTRUTURAS  
TURBULENTAS EM ESCOAMENTOS ISOTÉRMICOS COM  
ROTAÇÃO.**

**Ms.: HIMILSYS HERNÁNDEZ GONZÁLEZ**

**PROJETO DE TESE PARA DOUTORAMENTO SUBMETIDO AO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE  
TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM  
CIÊNCIAS.**

**APROVADA POR:**

---

**Prof Armando de Azevedo Caldeira-Pires, DSc (ENM-UnB)  
(Orientador)**

---

**Prof. Carlos A. Gurgel Veras, PhD (ENM-UnB)  
(Examinador Interno)**

---

**Prof. Mario Benjamim Baptista Siqueira, PhD (ENM-UnB)  
(Examinador Interno)**

---

**Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, DSc (FGA-UnB)  
(Examinador Externo)**

---

**Prof. Cristiane Aparecida Martins, DSc (ITA)  
(Examinador Externo)**

**BRASÍLIA/DF, 9 DE AGOSTO DE 2011**

## FICHA CATALOGRÁFICA

González, HIMILSYS HERNÁNDEZ

Caracterização Experimental das Estruturas Turbulentas em Escoamentos Isotérmicos com Rotação. [Distrito Federal] 2011.

xvii, 158p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Doutor, Ciências Mecânicas, 2011).

Tese de Doutorado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Combustão Pobre e Pré-misturada

2. Escoamentos com rotação

3. Vórtice de precessão

4. PIV e sonda de pressão

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

González., H. H. (2011). Caracterização Experimental das Estruturas Turbulentas em Escoamentos Isotérmicos com Rotação. Tese de Doutorado em Ciências Mecânicas, Publicação XXXXX.XX-XXX/2011, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 160p.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Himilsys Hernández González.

TÍTULO: Caracterização Experimental das Estruturas Turbulentas em Escoamentos Isotérmicos com Rotação.

GRAU: Doutor

ANO: 2011

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa Tese de Doutorado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

Himilsys Hernández González

## RESUMO

### CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DAS ESTRUTURAS TURBULENTAS EM ESCOAMENTOS ISOTÉRMICOS COM ROTAÇÃO

Hoje o controle da emissão de poluentes é um fator determinante nos sistemas de combustão modernos. A necessidade de reduzir as emissões de NO<sub>x</sub> e outros poluentes incentivaram o desenvolvimento dos combustores com chama pobre e pré-misturada e, geralmente, ancorada por um gerador de rotação (swirler). O presente trabalho tem como objetivo caracterizar as estruturas turbulentas tridimensionais que conduzem às instabilidades em escoamentos com rotação, num modelo laboratorial de uma câmara de combustão com pré-mistura pobre em combustível (LPM) através da técnica de velocimetria planar (PIV). O segundo objetivo é comparar, através de medições de pressão dinâmica, o combustor padrão com um modificado mais próximo à configuração de um combustor real. Nos resultados dos campos de velocidade média aparece uma zona de recirculação central (ZRC) bem estabelecida para número de Reynolds maiores que 60000 e número de rotação maior que 0,62, com camadas de cisalhamento que se encontram entre as isolinhas de velocidade com valor zero e as regiões de alta velocidade. Ao redor desta ZRC, coincidindo com os limites da mesma, encontra-se um vórtice de precessão (PVC) que provoca que a ZRC mude de tamanho e forma, deslocando-se radialmente com relação ao eixo central. Os resultados são coerentes com os encontrados na literatura. A técnica de PIV facilitou a visualização das variações no campo de velocidades instantâneas podendo apreciar a real complexidade da dinâmica do fluxo. Estas flutuações são provocadas pelo PVC e governam os campos do escoamento em tempo real, podendo afetar o desempenho da combustão. Tanto o confinamento na saída, como a diminuição da câmara de pré-mistura provocaram uma mudança nas características acústicas do PVC, encontrando o sinal do mesmo a uma maior distância que no combustor padrão, mas girando a menor frequência, sendo mais notável quando a pré-câmara é encurtada.

## **ABSTRACT**

### **EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF TURBULENT STRUCTURES IN ISOTHERMAL SWIRLING FLOWS.**

Currently control the emission of pollutants is a determinant factor in modern combustion systems. The need to reduce emissions of NO<sub>x</sub> and other pollutants has stimulated the development of LPM combustors, anchored by a swirl. The present work aims to characterize the turbulent three-dimensional structures that lead to instabilities in swirling flows in a lean premixed combustor (LPM) through the planar velocimetry technique (PIV). The second objective is to compare a standard combustor, through measurements of dynamic pressure, with a modified combustor so that they can be compared with measurements made in real burners. The results of average velocity fields appears an well established center recirculation zone (ZRC) for Reynolds number greater than 60000 and rotation number greater than 0,62, with shear layers that lie between the contours of zero speed and high speed regions . Around this ZRC and coincides with the limits of it, is found a precessing vortex (PVC) which causes the ZRC change size and shape, changing them radially with respect to the central axis. The results are consistent with those found in previous research. The PIV technique improved visualization of the variations in the instantaneous velocity field can appreciate the real complexities of the dynamic flow. These fluctuations are caused by PVC and govern the flow fields in real time, being able to affect the performance of combustion. Both the confinement on the exit chamber, as the decrease in the premix chamber caused a change in acoustic characteristics of PVC, finding it signature of even greater distance than the standard combustor, but turning the lower frequency, being more noticeable when the premixed chamber is shortened.

## SUMARIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>1.1 MOTIVAÇÃO E OBJETIVO</b>	<b>3</b>
<b>1.2 ORGANIZAÇÃO DA TESE</b>	<b>6</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA</b>	<b>7</b>
<b>2.1 TURBINAS A GÁS COM COMBUSTÃO LPM</b>	<b>7</b>
<b>2.2 INSTABILIDADES DE COMBUSTÃO</b>	<b>13</b>
<b>2.3 CONFIGURAÇÕES DE GERADORES DE ROTAÇÃO</b>	<b>17</b>
<b>2.4 CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DE INJETORES         COM SWIRL</b>	<b>21</b>
<b>2.4.1 Ruptura de Vórtice e Zona Central de Recirculação</b>	<b>21</b>
<b>2.4.2 PVC (vórtice de precessão)</b>	<b>24</b>
<b>2.4.3 Camadas de cisalhamento e estruturas coerentes</b>	<b>27</b>
<b>2.5 CAMARAS DE COMBUSTAO COM ESCOAMENTOS COM         ROTAÇÃO</b>	<b>29</b>
<b>2.6 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DAS INSTABILIDADES         NA COMBUSTÃO</b>	<b>49</b>
<b>2.7 SUMÁRIO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>51</b>
<b>3. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL</b>	<b>58</b>
<b>3.1 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL</b>	<b>58</b>
<b>3.2 VELOCIDADE POR IMAGEM DE PARTICULAS (PIV)</b>	<b>62</b>
<b>3.2.1 Principio de operação</b>	<b>62</b>
<b>3.2.2 Partículas traçadoras</b>	<b>63</b>
3.2.2.1 Considerações para a escolha do diâmetro das partículas	63
3.2.2.2 Distribuição das partículas	65
<b>3.2.3 Técnica de correlação</b>	<b>66</b>
<b>3.2.4 Incertezas na medição PIV</b>	<b>68</b>
<b>3.2.5 Estimação de dados derivativos</b>	<b>70</b>
<b>3.2.6 Componentes do sistema PIV usado</b>	<b>70</b>
3.2.6.1 Câmera CCD	71
3.2.6.2 Fonte de Laser pulsado	71
3.2.6.3 Sincronizador	72

3.2.6.4	Sistema de geração de partículas	72
3.2.6.5	Análise e processamento de dados	74
<b>3.2.7</b>	<b>Procedimento experimental para a medição com PIV</b>	<b>75</b>
<b>3.3</b>	<b>MEDIÇÃO DA PRESSÃO DINÂMICA</b>	<b>77</b>
<b>3.3.1</b>	<b>Instrumentação</b>	<b>77</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Calibração da sonda de pressão</b>	<b>78</b>
3.3.2.1	Sistema de Calibração	79
3.3.2.2	Metodologia de Calibração	80
<b>3.3.3</b>	<b>Processamento dos sinais acústicos e análise</b>	<b>83</b>
<b>3.4</b>	<b>SUMÁRIO DA METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b>	<b>84</b>
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>86</b>
<b>4.1</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO PRELIMINAR DO MODELO LABORATORIAL</b>	<b>87</b>
<b>4.2</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS DE PIV</b>	<b>93</b>
4.2.1	Influência da vazão e do ângulo na estrutura do Campo de Velocidade do escoamento médio	93
4.2.2	Caracterização do escoamento na Zona Primária de Combustão	102
4.2.2.1	Campo de Velocidades no Plano Longitudinal	102
4.2.2.2	Campo de Velocidades no Plano Transversal	113
<b>4.3</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO</b>	<b>118</b>
4.3.1	Caracterização acústica da Câmara de Combustão padrão	123
4.3.2	Caracterização acústica da Câmara de Combustão modificada e comparação com a configuração padrão	129
<b>4.4</b>	<b>CONSIDERAÇÕES SOBRE A ANÁLISE DE RESULTADOS</b>	<b>137</b>
4.4.1	Resultados obtidos no modelo laboratorial padrão	137
4.4.2	Resultados obtidos no modelo laboratorial com modificações	139
4.4.2.1	Modelo laboratorial padrão ( $L_{pc} = 160$ mm) com cone de exaustão na saída ( $D_c/D_s=2,2$ )	139
4.4.2.2	Modelo laboratorial modificado ( $L_{pc} = 50$ mm) sem ( $D_c/D_s = 1$ ) e com cone de exaustão na saída ( $D_c/D_s=2,2$ )	139

<b>5. CONCLUSÕES</b>	<b>141</b>
<b>5.1 CONCLUSÕES RELATIVAS AOS RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO LABORATORIAL PADRÃO</b>	<b>141</b>
<b>5.2 CONCLUSÕES RELATIVAS AOS RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO LABORATORIAL MODIFICADO</b>	<b>142</b>
<b>5.3 CONCLUSÕES RELATIVAS ÀS TÉCNICAS DE MEDIÇÃO APLICADAS</b>	<b>143</b>
<b>5.4 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>143</b>
<b>REFERENCIA BIBLIOGRAFICA</b>	<b>145</b>
<b>APÉNDICE A</b>	<b>153</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

1.1.	Conjunto de queimadores danificados por oscilações de combustão (esquerda) e o conjunto novo (Huang e Yang, 2009).	2
1.2.	Estruturas de fluxo de um combustor de turbina a gás típico com um injetor coaxial (Adaptado de Huang e Yang, 2009).	4
2.1.	Combustor DLN-1 da GE.	9
2.2.	Modos de operação do combustor DLN-1 com injeção de combustível por estágio.	10
2.3.	Sistema de combustão LPM da LM6000 da GE (acima) e sistema convencional (abaixo) (Huang e Yang, 2009).	11
2.4.	Pré-misturadores da LM6000 da GE (esquerda) e combustor anular (direita) (Huang e Yang, 2009).	11
2.5.	Sistema de combustão da Trent 60 da Rolls-Royce (Huang e Yang, 2009).	12
2.6.	Sistema de combustão das turbinas Solar (Huang e Yang, 2009).	13
2.7.	Configuração típica de gerador de rotação (swirler) axial (acima) e radial (embaixo) (Huang e Yang, 2009).	18
2.8.	Esquema de um injetor com swirl de uma turbina a gás com entrada radial (Wang <i>et al</i> , 2005).	19
2.9.	Sistema de Pratt & Whitney (Huang e Yang, 2009).	19
2.10.	Sistema de combustão da ABB ALSTOM (Huang e Yang, 2009).	20
2.11.	Diagrama esquemático da formação da ZRC: (1) o perfil de velocidade tangencial cria um gradiente de pressão centrífugo e uma pressão sub-atmosférica perto do eixo central; (2) a decadência axial de velocidade tangencial causa uma diminuição da distribuição radial do gradiente de pressão centrífugo na direção axial; (3) assim, um gradiente de pressão axial é localizado na região central relativo ao queimador com swirl, causando fluxo inverso (Syred (2006)).	23
2.12.	Evolução das linhas de corrente e do campo de pressão (incremento de tempo de 0,1 ms) (Wang <i>et al</i> , 2007).	27
2.13.	Instantâneas dos contornos da magnitude vorticidade. (a) Baixo número de swirl e (b) alto número de swirl (Wang <i>et al</i> , 2005).	29
2.14.	Câmara de combustão de 100 kW com swirl (Froud <i>et al</i> , 1995, Fick <i>et al</i> ,	30

	1997, Syred <i>et al</i> , 2004).	
2.15	Desenho esquemático do modelo de combustão utilizado por Weigand <i>et al</i> (2005), Duan <i>et al</i> (2005), Weigand <i>et al</i> (2006), Meier <i>et al</i> (2006) e Meier <i>et al</i> (2007).	39
3.1.	Câmara de combustão.	58
3.2.	Gerador de Rotação (Ivo, 2003). a) Desenho. b) Foto.	60
3.3.	Câmara de pré-mistura com cone convergente-divergente e câmara de combustão.	61
3.4.	Tempo de resposta para partículas de óleo com diferentes diâmetros em um escoamento de ar desacelerado (Raffel <i>et al</i> ,1998).	64
3.5.	Seção transversal de dispersão da luz em função do diâmetro de partícula (Raffel <i>et al</i> ,1998).	65
3.6	Instalação experimental para a medição de velocidade (PIV) no plano longitudinal.	71
3.7	Esquema de um dispositivo baseado em bocais Larkin (Tropea <i>et al</i> , 2007).	73
3.8	Sonda acústica com microfone.	78
3.9	Diagrama do sistema de calibração.	80
3.10	Resposta em Freqüência entre os microfones usados na calibração.	81
3.11	Resposta em Freqüência experimental obtida entre o microfone de referencia e o microfone acoplado na sonda na Magnitude (a), na Fase (b) e Coerência (c).	82
4.1	Representação da área de testes para a medição de velocidade (PIV).	86
4.2	Diagrama esquemático da instalação experimental usada por Anacleto <i>et al</i> (2003).	87
4.3	Características adimensionais do escoamento como uma função de número de swirl $S$ e $Re$ (Anacleto <i>et al</i> , 2003).	88
4.4	Freqüência do PVC na câmara de combustão para escoamentos isotérmicos e com combustão (propano a 25°C e $\phi=0,5$ ) (Anacleto <i>et al</i> , 2003).	89
4.5	Perfis de velocidades médias na câmara de combustão (Anacleto <i>et al</i> , 2003).	90
4.6	Distribuição espacial da temperatura media do gás e concentrações	91

	médias de UHC para combustível gasoso (Anacleto <i>et al</i> , 2003).	
4.7	Evolução de frequência de precessão como uma função de intensidade de swirl e o número de Re (triângulo, $Re = 10^4=3$ ; triângulo invertido, 4; diamante, 6; mais, 8; quadrado, 10; cruz, 12). As medidas foram executadas com a sonda acústica colocada a $z=0.25d$ . Os espectros de amostra correspondem a $Re=8.1 \times 10^4$ (sendo que os gráficos A, B, C correspondem à pressão e D à velocidade tangencial na linha de centro, eixo vertical sem escala) (Fernandes <i>et al</i> , 2005).	92
4.8	Campo de velocidade média para $Re= 70000$ e $S= 0,24$ (a) com isolinhas de velocidade média em m/s e áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo (b).	95
4.9	Campo de $U_{rms}$ para $Re= 70000$ e $S= 0,24$ .	95
4.10	Campo de velocidades médio para $Re= 20000$ e $S= 0,41$ (a) com isolinhas de velocidade média em m/s e (b) áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo.	96
4.11	Campo de velocidades axiais médias ( $U_x$ ) para $Re= 70000$ e $S= 0,41$ (a) e áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo (b).	97
4.12	Campo de $U_{rms}$ para $Re= 70000$ e $S= 0,41$ .	97
4.13	Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a) $Re = 20000$ e (b) $Re = 30000$ .	99
4.14	Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a) $Re = 40000$ e (b) $Re = 50000$ .	100
4.15	Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a) $Re = 60000$ e (b) $Re = 70000$ .	101
4.16	Campo da velocidade axial média na saída do bocal convergente-divergente.	105
4.17	Campo de $U_{rms}$ na saída do bocal convergente-divergente.	106
4.18	Campo da velocidade radial média na saída do bocal convergente-divergente.	107
4.19	Campo da velocidade axial média na saída do bocal convergente-divergente para vazão de $Re = 50000$ e $S = 0,62$ .	109
4.20	Campo dos vetores de velocidade instantâneos para $Re=50000$ e $S = 0,62$ .	110

4.21	Linhas de correntes no campo bidimensional e limite da ZRC (vermelho) para $Re = 50000$ e $S = 0,62$ .	110
4.22	a) Campo de velocidade axial e b) linhas de correntes no campo bidimensional, todas com o limite da ZRC em vermelho em instantes de tempo aleatórios para $Re = 50000$ e $S = 0,62$ .	111
4.23	a) Campo de velocidade instantânea axial e b) linhas de correntes no campo bidimensional, ambas com o limite da ZRC em vermelho e em instantes de tempo aleatórios para $Re = 70000$ e $S = 1,26$ .	112
4.24	Imagens usadas para o calculo da velocidade: à esquerda plano a 5mm e a direita plano transversal a 10mm da saída do bocal.	113
4.25	Campos de velocidades para as componentes tangenciais e radiais (V e W respectivamente, no plano transversal) para $Re = 70000$ e $S = 0,88$ .	114
4.26	Campos do modulo do vetor velocidade bidimensional no plano transversal para diferentes configurações.	115
4.27	Campos vetoriais para velocidades instantâneas para $Re = 60000$ .	117
4.28	Espectro de frequência da medição de pressão dinâmica e da velocidade para um $Re = 81000$ e $z/D = 0,25$ , com escala arbitraria de amplitude. (Fernandes et al, 2005 (a,b) e Shtork et al, 2008).	119
4.29	Espectros de frequência da pressão dinâmica e da quimiluminescência para um $Re = 56000$ e $\phi = 0,5$ , com escala arbitraria de amplitude. (Shtork et al, 2008).	120
4.30	Geometria da câmara de combustão padrão sem e com o cone de exaustão ( $L_{pc}=160$ mm).	121
4.31	Geometria da câmara de combustão modificada sem e com o cone de exaustão ( $L_{pc}=50$ mm).	122
4.32	Posição das sondas de pressão para cada configuração.	122
4.33	PSDs para $Re = 70000$ e $S = 0,88$ medidas na Posição 1 na parede ( $z/Rc=1$ ) e no meio do combustor ( $z/Rc=0$ ) para $L_{pc}=160$ mm.	123
4.34	PSDs para $Re = 70000$ e $S = 0,88$ medidas na Posição 1 sem ( $Dc/Ds=1$ ) e com cone de exaustão na saída ( $Dc/Ds=2,2$ ) para $L_{pc}= 160$ mm.	124
4.35	Gráfico de $St$ e $f$ (Hz) em função de $Re$ com $L_{pc}= 160$ mm.	125
4.36	Espectro de frequência para $Re = 70000$ e $S=0,88$ (a) e o apresentado por Shtork et al (2008) (b).	126

- 4.37 PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3 com  $L_{pc} = 160$  mm. 127
- a) PSDs medidas na Posição 3 ( $z/Rc=0$  e  $z/Rc=1$ ) para  $Dc/Ds=1$ .  
b) PSDs medidas na Posição 3 ( $z/Rc=0$  e  $z/Rc=1$ ) para  $Dc/Ds=2,2$   
c) PSDs medidas na Posição 3 na parede ( $z/Rc=1$ ) para  $Dc/Ds=1$  e  $Dc/Ds=2,2$ .
- 4.38 Amplitude das harmônicas correspondentes ao PVC e a velocidade axial no eixo geométrico do combustor (Adaptado de Anacleto *et al*, 2003). 128
- 4.39 PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 1, para o combustor sem ( $Dc/Ds=1$ ) e com cone de exaustão ( $Dc/Ds=2,2$ ). 131
- a) PSDs com  $L_{pc} = 50$ mm, sem ( $Dc/Ds=1$ ) e com obstrução ( $Dc/Ds=2,2$ ).  
b) PSDs sem obstrução ( $Dc/Ds=1$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.  
c) PSDs com obstrução ( $Dc/Ds=2,2$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.
- 4.40 Gráfico de  $St$  e  $f$  (Hz) em função de  $Re$  para a câmara de combustão com  $L_{pc}=160$  mm (linhas pretas) e  $L_{pc}=50$  mm (linhas vermelhas). 132
- 4.41 PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, no eixo geométrico ( $z/Rc=0$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm. 133
- 4.42 PSDs para  $Re=70000$  e  $S=0,88$  medidas na Posição 4, no eixo geométrico ( $z/Rc=0$ ) e na parede do combustor ( $z/Rc=1$ ) com  $L_{pc} = 50$  mm. 134
- 4.43 PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, na parede do combustor ( $z/Rc=1$ ) sem ( $Dc/Ds=1$ ) e com cone de exaustão ( $Dc/Ds=2,2$ ) com  $L_{pc} = 50$  mm. 135
- 4.44 PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, na parede ( $z/Rc=1$ ). 136
- a) PSDs medidas sem cone de exaustão ( $Dc/Ds=1$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm  
b) PSDs medidas com cone de exaustão ( $Dc/Ds=2,2$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.

## ÍNDICE DE TABELA

3.1.	Relação do numero de Swirl com o angulo das pás.	60
3.2.	Relação do número de Reynolds com os números de Swirl relevantes estudados.	62
A.1	Parâmetros característicos do sistema de medição PIV	156

## LISTA DE SIMBOLOS

$c_i$	coeficiente de sensibilidade da incerteza
$D_1$	diâmetro de suporte das pás (m)
$D_2$	diâmetro da câmara de saída do gerador de rotação
$D_c$	diâmetro da câmara de combustão (m)
$d_p$	diâmetro da partícula ( $\mu\text{m}$ )
$f, f$	freqüência de oscilação
$H$	Função de transferência
$L$	dimensão característica (m)
$L_{pc}$	comprimento da câmara de pré-mistura (m)
$L_r$	distancia de referencia da imagem (px)
$l_r$	distancia entre os pontos de referencia no alvo de calibração (m)
$l_t$	distancia entre a câmara CCD e o plano de luz laser (mm)
$P$	pressão (Pa)
$r, R$	raio (m)
$R_c$	raio da câmara de combustão (m)
$Re$	número de Reynolds
$R_h$	raio do tubo de saída do gerador de rotação (m)
$R_n$	raio do corpo central do gerador de rotação (m)
$S$	número de rotação ou swirl
$S_{AA}$	espectro de potencia de A
$S_{AB}$	espectro de potencia cruzada entre A e B
$St$	número de Strouhal
$t$	tempo (s)
$t_g$	tempo de relaxamento, atraso ou de resposta da partícula (m/s)
$t_s$	tempo do primeiro pulso do plano de luz laser (s)
$t_e$	tempo do segundo pulso do plano de luz laser (s)
$U$	componente media de velocidade no sentido do eixo axial (m/s)
$U_p$	velocidade da partícula (m/s)
$u$	componente instantânea de velocidade no sentido do eixo axial (m/s)
$u_c$	incerteza combinada
$u(x_i)$	incerteza padrão para o parâmetro de medição $x_i$
$V$	componente media de velocidade no sentido do eixo radial (m/s)
$v$	componente instantânea de velocidade no sentido do eixo radial (m/s)
$W$	componente media de velocidade no sentido do eixo tangencial (m/s)

w	componente instantânea de velocidade no sentido do eixo tangencial (m/s)
x	eixo axial, distancia no eixo axial (m)
y	eixo radial ou vertical (m)
z	eixo tangencial, distancia no eixo tangencial (m)
$\alpha$	fator de ampliação (mm/px)
$\epsilon_{xy}$	tensor taxa de deformação componente no plano xy
$\epsilon_{zz}$	tensor taxa de deformação componente normal ao plano xy
$\theta$	angulo da perspectiva entre o plano de luz laser e o plano de medição (rad ou °)
$\mu$	viscosidade (kg/m s)
$\rho$	densidade (kg/m <sup>3</sup> )
$\Phi$	Razão de equivalência
$\varphi$	angulo entre as pás do gerador de rotação (rad ou °)
$\omega$	vorticidade (m <sup>2</sup> /s)
FFT	transformada rápida de Fourier
LDA	anemometria <i>Laser-Doppler</i>
LES	simulação numérica
LPM	combustão pobre e pré-misturada ( <i>lean premixed</i> )
PIV	velocimetria por partículas ( <i>particle image velocimetry</i> )
PLIF	fluorescência planar induzida
PVC	precessão do núcleo do vórtice ou vórtice de precessão ( <i>precessing vortex core</i> )
PTV	velocimetria por rastreamento de partículas
ZRC	zona central de recirculação



# 1. INTRODUÇÃO

Escoamentos com rotação são encontrados tanto na atmosfera como em dispositivos feitos pelo homem. Alguns dos dispositivos em que o fenômeno de rotação tem uma forte influência incluem bombas centrífugas, câmaras de combustão, turbinas e ciclones. Especificamente na área de interesse neste trabalho, combustão em turbinas a gás, a inclusão de um gerador de rotação nas câmaras de combustão acopladas à turbina traz efeitos favoráveis como a diminuição do tamanho da chama e aumento da estabilidade da mesma.

As turbinas a gás têm uma infinidade de aplicações e estão disponíveis em uma ampla gama de tamanhos, são usadas para a geração de energia, exploração, produção e transporte de petróleo e gás, bem como sistemas de propulsão marítima e aérea. Por isto, têm se tornado uma tecnologia dominante na produção de energia no mundo. A consciência ambiental e a necessidade de sistemas de geração de potência mais eficientes, aceleraram o desenvolvimento delas nas últimas décadas. Os esforços foram focalizados em reduzir os níveis dos poluentes NO<sub>x</sub>, CO, entre outros, na exaustão, melhorando a eficiência e aumentando a confiabilidade dos equipamentos.

Em qualquer tentativa para reduzir NO<sub>x</sub>, o objetivo principal deve ser baixar a temperatura de reação já que o mecanismo de formação do NO térmico é o mais importante emissor. O segundo objetivo deve ser o de eliminar os pontos quentes da zona de reação. Finalmente, o tempo disponível para a formação de NO<sub>x</sub> deve ser mantido num mínimo. Em câmaras de combustão convencionais, algumas das abordagens para reduzir as emissões de NO<sub>x</sub> são: injeção de água, redução catalítica seletiva (SCR), recirculação dos gases. Novas tecnologias como a combustão RQL (*Rich-burn/Quick-Quench/Lean-burn*) e a combustão pobre e pré-misturada estão sendo implementadas.

Neste trabalho foi estudado o escoamento com rotação encontrado numa câmara de combustão com pré-mistura pobre em combustível (LPM), a qual tem como princípio prover a zona de combustão com uma mistura completamente homogênea de combustível e ar, e então operar a zona de combustão a uma relação de equivalência muito próxima ao limite de extinção inferior

da chama. Operando nestas condições é possível obter baixas temperaturas de frente de chama, evitando a formação de NO através do mecanismo de formação de óxidos de nitrogênio a partir de regiões de elevadas temperaturas. Também foi observado que num combustor LPM, a quantidade de NOx formado não aumenta com o aumento no tempo de residência, sempre que a temperatura não exceda em nenhum lugar 1900K. (Anderson, 1975, Leonard e Stegmaier, 1993). Portanto, os sistemas de LPP podem ser projetados com longos tempos de residência para conseguir baixa emissão de CO e UHC, mantendo baixos níveis de NOx.

Ao mesmo tempo, a combustão LPM tem varias características que a tornam mais propensa a oscilações no escoamento, entre elas que o sistema trabalha perto do limite inferior de extinção de chama onde uma pequena perturbação na razão de equivalência pode produzir uma variação significativa na liberação de calor, que, se entra em fase com os modos acústicos do combustor, podem atingir amplitudes suficientemente grandes para interferir com o funcionamento do combustor, e em casos extremos, levar à falência do sistema devido à vibração estrutural excessiva e de transferência de calor para a câmara. Na Figura 1.1 pode ser observado um conjunto de queimadores danificados por oscilações de combustão, ao lado, o conjunto novo.



Figura 1.1 - Conjunto de queimadores danificados por oscilações de combustão (esquerda) e o conjunto novo (Huang e Yang, 2009).

Ainda, em câmaras de combustão pré-misturada, especialmente aquelas em aplicações na geração de energia, a chama é pequena em relação ao comprimento de onda longitudinal acústico, facilitando a interação entre a liberação de calor e o movimento oscilatório do fluxo. Além disso, uma vez que a chama está ancorada, principalmente devido à recirculação de fluxo, uma oscilação forte no escoamento pode causar o retorno da chama, deslocando a chama a montante dos injetores de combustível. Os mecanismos químicos e físicos que acionam estas instabilidades são baseados na complexa interação entre a pressão, a mistura de reagentes, o campo do fluxo, as reações químicas e a liberação de calor, as quais não são totalmente entendidas e sua influencia é diferente em cada tipo de combustor.

Ainda assim, os sistemas LPM estão sendo adotados pela indústria. Por exemplo, em 2005 a *General Electric* informou que estavam usando um sistema de combustão *Dry Low NOx* para reduzir as emissões de NOx de 25 a 15 ppm (Davis e Black, 2000). Esses níveis de emissão são garantidos em qualquer condição de funcionamento para 5-100% da carga e temperaturas ambientes de -29°C a 38°C. A câmara de combustão para este sistema incorpora quatro queimadores com pré-mistura do tipo GE5, sendo que a pesquisa mostrou que a combustão pobre e pré-misturada é uma técnica muito promissora para atingir os atuais objetivos de fiabilidade, eficiência, poluição, e utilidade econômica.

## **1.1. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS**

Medições detalhadas em combustores a escala natural são dificilmente possíveis e muito caras e as ferramentas numéricas não têm alcançado um nível suficiente de exatidão nos resultados para a compreensão total dos mecanismos que geram as oscilações. Uma estratégia promissora está, conseqüentemente, no estabelecimento de modelos de combustores laboratoriais com relevância prática e medições detalhadas, usando técnicas não intrusivas com alta precisão. Os dados obtidos serão usados para validação e otimização de códigos de simulação numérica, que então podem ser aplicados para simular o comportamento de combustores reais. As medições usando técnicas intrusivas são menos apropriadas para estas aplicações porque elas perturbam o campo de fluxo local e mudam as condições para a estabilização e para a reação na chama, tanto local como geral, como mencionado no trabalho de revisão de Lucca-Negro e

O'Doherty (2001). Vários pesquisadores, estudados por eles, observaram um rápido movimento, a montante do colapso do vórtice, se alguma sonda é inserida no fluxo. Em escoamentos turbulentos com combustão, o uso de técnicas ópticas de medição é essencial para uma informação confiável. Ferramentas baseadas em laser (anemometria laser, velocimetria planar e dispersão Rayleigh) são os métodos de preferência que oferecem o potencial de medir a maioria dos parâmetros relevantes no escoamento com alta resolução temporal e espacial. Estas técnicas, em conjunto com medições das flutuações de pressão, oferecem informações essenciais para entender o desenvolvimento dos fenômenos de interesse.

As estruturas do escoamento de um típico injetor de turbinas a gás com gerador de rotação estão mostradas na Figura 1.2. O campo de fluxo possui três estruturas notáveis: a ruptura ou colapso de vórtice que induz a formação de uma zona de recirculação a jusante do injetor, um vórtice de precessão em torno da zona central de recirculação, e camadas de cisalhamento provenientes da borda externa do anel de entrada.

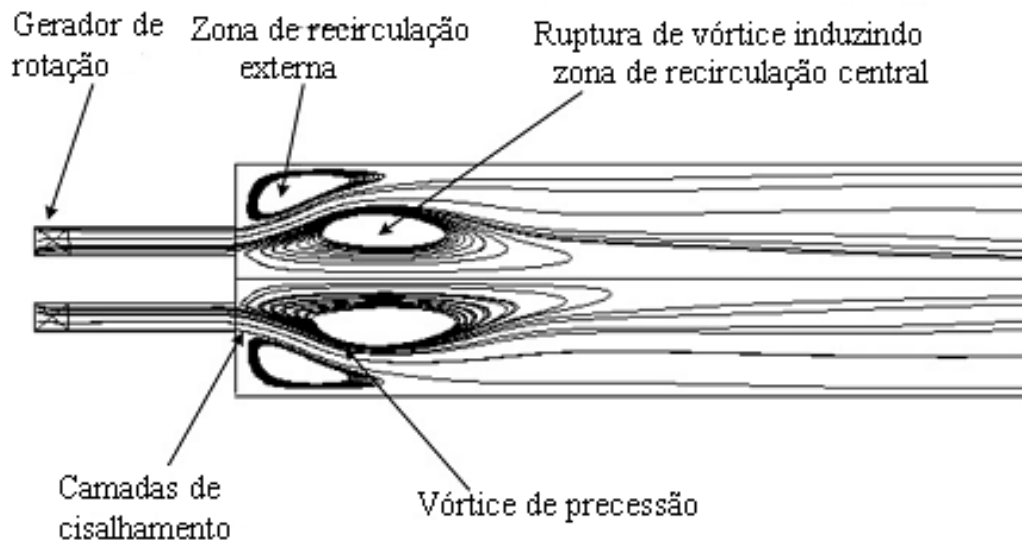


Figura 1.2. Estruturas de fluxo de um combustor de turbina a gás típico com um injetor coaxial. (Adaptado de Huang e Yang, 2009).

Segundo Syred *et al* (2004) faz trinta anos que foi identificada a presença de estruturas tri-dimensionais, dependentes do tempo em câmaras de combustão LPM com estabilização por gerador de rotação sob condições isotérmicas e com combustão. Estas estruturas não são mais

que os vórtices de precessão, chamadas na literatura inglesa de *precessing vortex core* (PVC). Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a, b) e Shtork *et al* (2007) identificaram o fenômeno PVC, tanto no escoamento isotérmico como com combustão no modelo de câmara de combustão estudado neste trabalho.

Baseando-nos em estudos anteriores o presente trabalho tem como objetivo caracterizar as estruturas turbulentas tridimensionais que conduzem às instabilidades em escoamentos com rotação, num modelo laboratorial de uma câmara com combustão pobre e pré-misturada (*lean premixed*, LPM) através da técnica de velocimetria planar (*PIV*) com ajuda de medições do sinal acústico. Esta técnica de medição de velocidade tem como vantagem com relação à usada por pesquisadores anteriores que, além de obter os valores de velocidades num campo do escoamento ao mesmo tempo, é possível visualizar a sua estrutura dentro deste campo, identificando os fenômenos que conduzem a instabilidades. Também tem como objetivo fazer medições acústicas no combustor modificando a configuração geométrica, de forma tal que possam ser comparadas com as medições de diagnóstico típicas feitas em combustores reais.

As principais contribuições do trabalho são:

**Contribuição científica:** Aprofundar no conhecimento científico na formação de estruturas tridimensionais associadas à interação dos campos turbulentos de velocidade e de pressão em câmara de combustão com pré-mistura de reagentes, em condições de elevadas razões oxidante/combustível, características das turbinas estacionárias LPM (*lean premixed*).

**Contribuição tecnológica:** Estabelecer base de dados experimentais que serão usadas na otimização de códigos de simulação numérica que permitam projetar e/ou aperfeiçoar câmaras de combustão de turbina estacionária LPM

**Contribuição institucional:** Implementar os procedimentos técnicos para a utilização das técnicas de diagnóstico de determinação dos campos turbulentos de velocidade e pressão em câmaras de combustão baseados em técnicas não-intrusivas planares (*PIV*) e pontuais (acústica).

## **1.2. ORGANIZAÇÃO DA TESE**

Este trabalho está dividido em capítulos: Introdução, Revisão Bibliográfica, Metodologia Experimental, Análise de Resultados e Conclusões. Estes capítulos, a sua vez, estão divididos por subitens.

No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica sobre o objeto de estudo da tese: câmara de combustão com escoamento com rotação; começando pelas generalidades das turbinas a gás, fazendo ênfase nas turbinas com combustão LPM, mencionando exemplos de aplicação e um breve resumo das instabilidades termo-acústicas que podem ser encontradas nelas. Posteriormente é feita uma descrição dos tipos de geradores de rotação mais usados e características das estruturas do escoamento formado por eles, usando alguns dos estudos experimentais e numéricos publicados em jornais e livros.

Na seqüência destes trabalhos foi reproduzida uma câmara de combustão similar no Laboratório de Energia e Meio Ambiente para complementar os estudos começados na Universidade Técnica de Lisboa, Portugal. No Capítulo 3 é apresentada esta instalação experimental, que inclui o modelo laboratorial, sistemas de alimentação e os parâmetros a serem estudados. No mesmo Capítulo são descritas as técnicas experimentais utilizadas na caracterização do escoamento.

O próximo passo foi a realização de testes e no Capítulo 4 são mostrados os resultados e análise dos mesmos, comparados com estudos anteriores. As medições de velocidades foram obtidas para o escoamento isotérmico sem e com confinamento, variando a vazão e o ângulo de rotação, enquanto que as medições de pressão também incluíram variações na configuração geométrica do combustor e medições com combustão.

O Capítulo 5 resume as considerações finais sobre o trabalho desenvolvido.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA**

A revisão da literatura estabeleceu a base para esta pesquisa concentrando-se em estudos feitos em câmara de combustão com escoamento com rotação, enfatizando as turbinas com combustão LPM, ainda que, devido à sua relevância, serão mencionados outros tipos de combustores. Serão citadas algumas generalidades e exemplos de turbinas reais e um breve resumo das instabilidades termo-acústicas que podem ser encontradas nelas. Posteriormente são descritos alguns dos tipos de geradores de rotação mais usados e características das estruturas do escoamento formado por eles, usando alguns dos estudos experimentais e numéricos publicados em jornais e livros. Por último é encontrado um item com um resumo dos trabalhos feitos na câmara de combustão que é objeto de pesquisa nesta tese.

### **2.1 TURBINAS A GÁS COM COMBUSTÃO LPM**

Como mencionado, as turbinas a gás são amplamente usadas na aviação e na geração de energia. Em particular, a combustão pobre e pré-misturada tem se tornado a tecnologia padrão das turbinas estacionárias já que não somente produz menor emissão de NO<sub>x</sub> que a chama por difusão, mas também reduz as emissões de CO e de compostos orgânicos voláteis, devido ao aumento da eficiência de combustão. Esta técnica também apresenta a vantagem de que não precisa de grandes modificações nas instalações.

Como o nome indica, a combustão pré-misturada é realizada através da mistura de combustível e ar a montante da chama. Esta mistura pode ocorrer antes ou na câmara de combustão. Este tipo de turbina pode operar com chama por difusão durante algumas condições de funcionamento, tais como inicialização e desligamento, cargas baixa ou transitória, e ambiente frio. A razão ar-combustível normalizados pelo valor estequiométrico é conhecido como razão de equivalência, e na prática, as turbinas com combustão pré-misturada, tem um valor ligeiramente superior a 0,5. Assim há o dobro de ar, conforme necessário, para queimar todo o combustível. O excesso de ar serve para diluir a combustão e manter as temperaturas da chama baixas o suficiente para evitar a formação de NO<sub>x</sub> térmico.

O projeto de um combustor LPM eficiente exige o desenvolvimento de recursos de hardware e métodos operacionais que, simultaneamente, permitam que a razão de equivalência e o tempo de residência na zona de chama sejam pequenos o suficiente para conseguir baixas emissões de NO<sub>x</sub>, mas com níveis aceitáveis de dinâmica de combustão, estabilidade em condições de carga parcial e tempo de residência suficiente para a queima de CO.

Em princípio, a estratégia da LPM é bastante simples: manter o processo de combustão pobre em todas as condições de funcionamento. Na prática, isso não é facilmente alcançado. Se o combustor já está perto do limite inferior de operação na potência máxima, não é possível reduzir a temperatura na câmara de combustão usando todos os injetores de combustível simultaneamente, porque a chama será extinta. Para resolver este problema, o combustível ou o ar devem ser redirecionados (ou injetados por etapas) para manter a chama dentro de limites operacionais. Tipicamente, os projetistas utilizam a injeção por estágio (ou por etapas) do combustível ou do ar para alcançar esse objetivo. A injeção por etapas do combustível pode ser realizada de forma radial ou axial. Exemplos de injeção por estágio radial incluem o uso de chamas piloto e/ou a redução ou eliminação de combustível de alguns injetores. Já a axial injeta o combustível em dois lugares ao longo do caminho dos gases de combustão. Finalmente, alguns fabricantes de turbinas usam injetar ar por etapas para atingir o objetivo de manter baixas temperaturas da chama. Esta abordagem pode manter a temperatura desejada na zona de combustão em todas as condições de funcionamento, mas acrescenta a complexidade de controlar um grande volume de fluxo de ar de combustão.

Um exemplo da injeção por etapa para lograr a estabilidade apropriada do combustor é observada no sistema DLN-1 (dry low NO<sub>x</sub>) da GE (Davis e Black, 2000).

Na Figura 2.1 é observado o desenho do combustor DLN-1 da GE que usa a combustão com injeção por duas etapas para o uso de gás natural, mas também é capaz de funcionar com combustível líquido. O sistema inclui quatro componentes principais: um sistema de injeção de combustível (formado por injetores de combustíveis primários, encontrados na zona primária de pré-mistura pobre e um injetor central secundário), um corpo central que também funciona como tampa, um Venturi e o corpo do injetor em si.



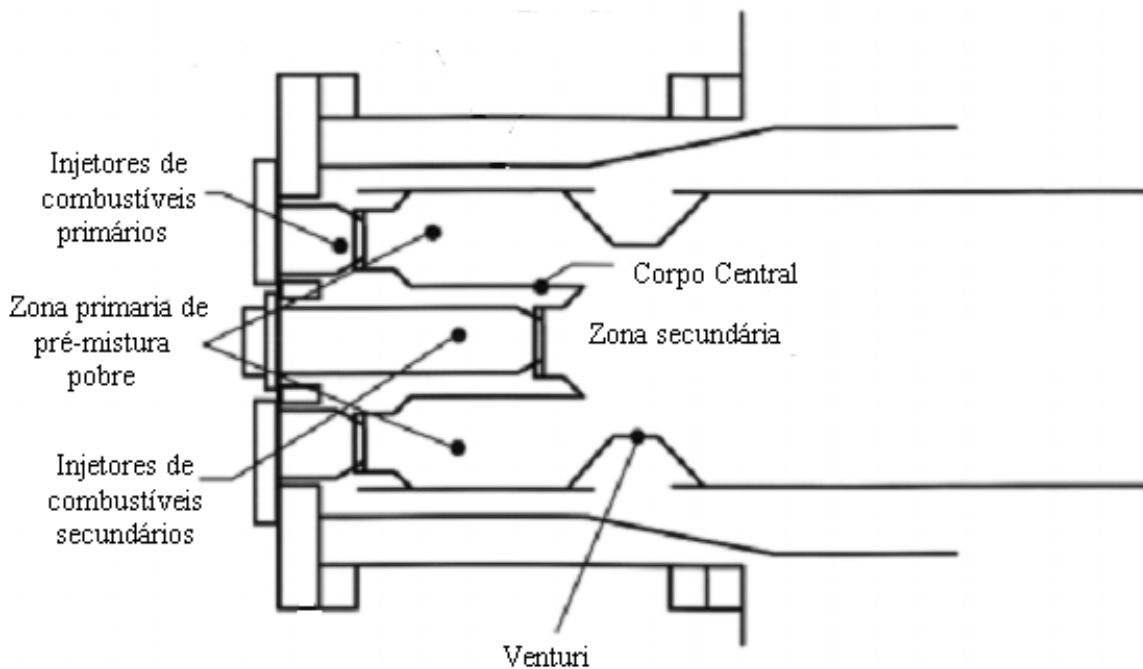


Figura 2.1 - Combustor DLN-1 da GE.

Na Figura 2.2 são mostrados os modos de operação para o sistema DLN-1:

- Modo Primário - Injeção de combustível somente nos injetores primários. A chama encontra-se na zona primária. Este modo de operação é utilizado para ligar, acelerar, e operar a máquina a cargas de baixas a médias, até uma pré-selecionada temperatura de referência de combustão.
- Modo Pobre-Pobre (Lean-Lean) - O combustível passa por ambos os injetores, primários e secundários. A chama é encontrada na zona primária e secundária. Este modo de operação é utilizado para cargas intermediárias entre duas temperaturas de referência de combustão pré-selecionadas.
- Modo Secundário - Todo o combustível é fornecido pelo injetor secundário, com a chama localizada na zona de combustão secundária. Este modo é um estado de transição e é necessário para extinguir as chamas na zona primária, antes que o combustível seja reintroduzido, tornando a zona primária de pré-mistura.

- Modo Pré-misturado - O combustível é introduzido nos injetores primários e secundários, chegando ao segundo estágio. Este modo de operação é realizado no ponto de projeto da temperatura de combustão de referencia ou próxima a esta. É considerado que a emissão de poluentes é ótima no modo de pré-mistura.

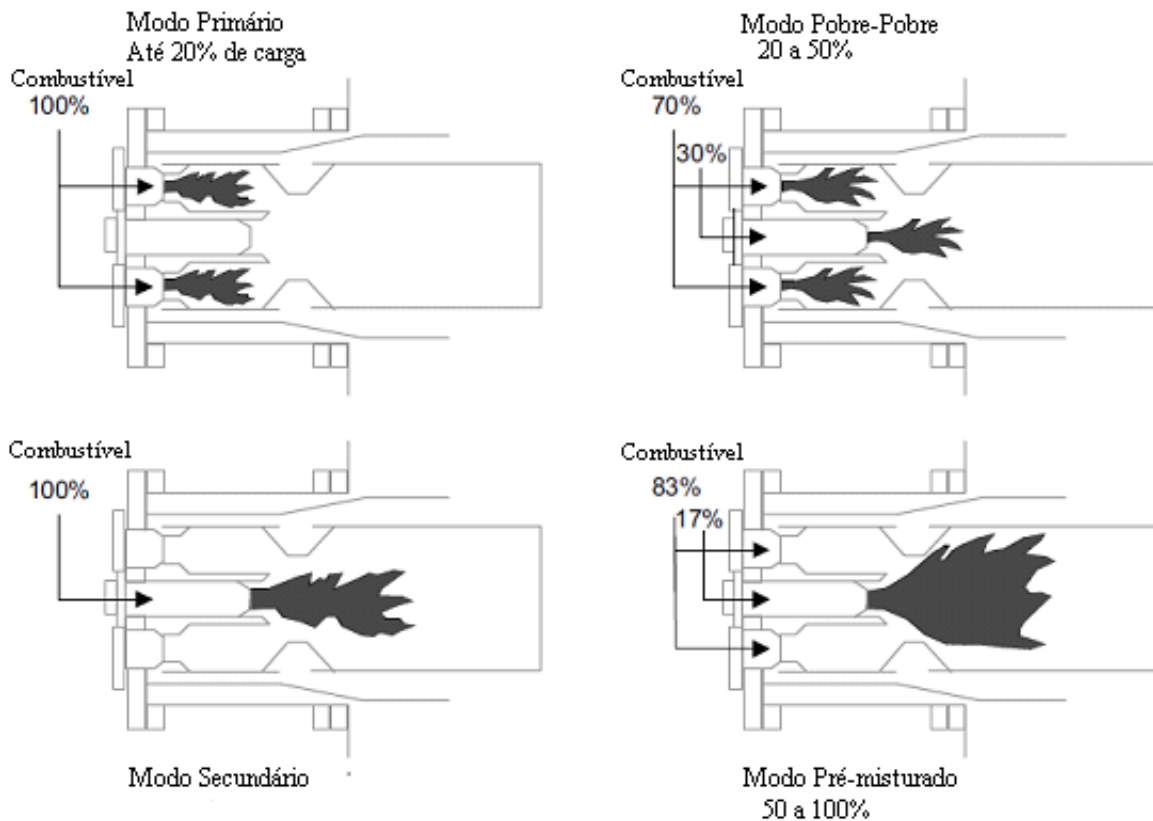


Figura 2.2 - Modos de operação do combustor DLN-1 com injeção de combustível por estágio.

Os fabricantes de turbinas a gás continuam desenvolvendo sistemas eficientes de combustão pobre e pré-misturada. Dos fabricantes do sistema explicado anteriormente podem-se mencionar as turbinas LM2500 e LM1600, estes baseados na tecnologia da LM6000. O sistema de combustível desta última consiste em 75 injetores com pré-mistura formados por um arranjo de dois geradores de rotação coaxiais montados num eixo que os separa, seguidos por um duto de mistura. Na Figura 2.3 podem ser observadas a diferença entre o sistema convencional (parte inferior) e o sistema com pré-mistura (parte superior), onde se encontram, no corpo central, os injetores.

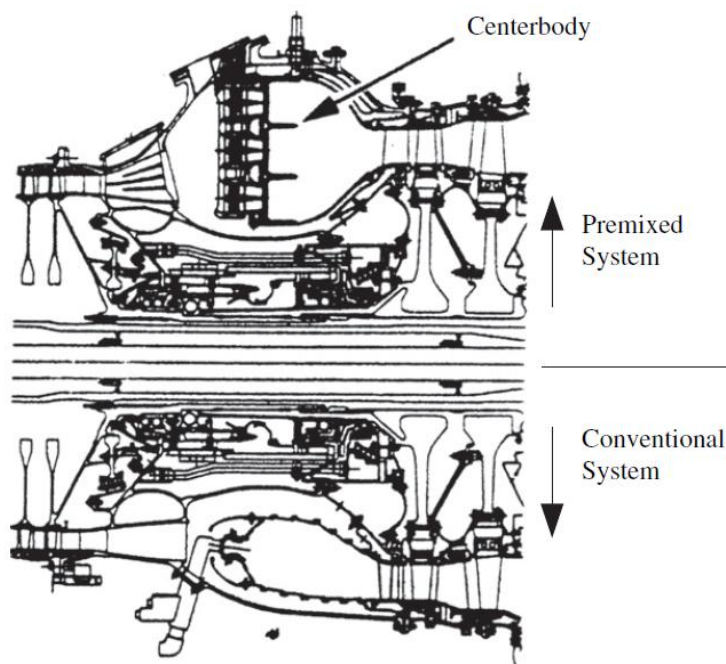


Figura 2.3 - Sistema de combustão LPM da LM6000 da GE (acima) e sistema convencional (abaixo) (Huang e Yang, 2009)

A Figura 2.4 representa o injetor (à esquerda) e a câmara de combustão propriamente dita da turbina.

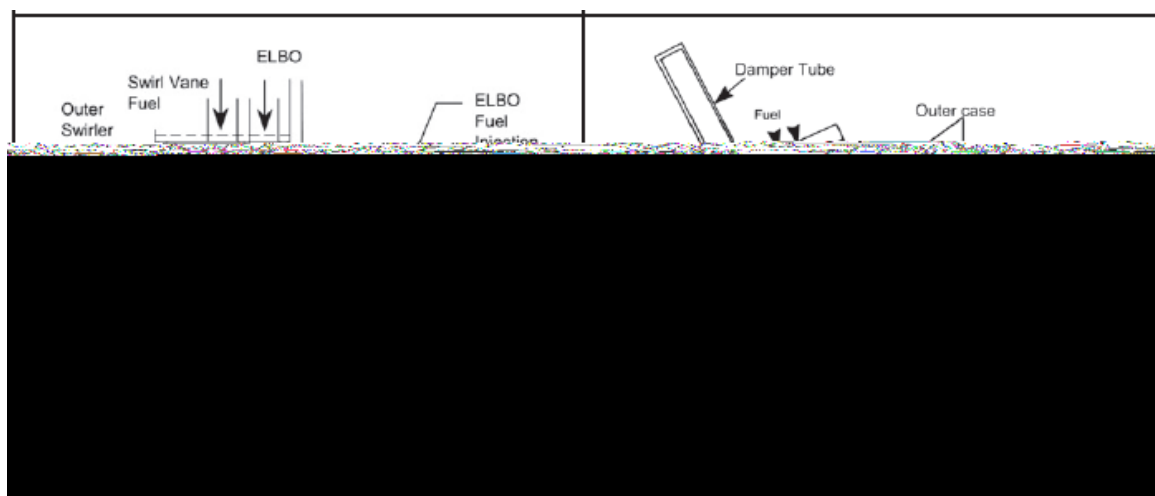


Figura 2.4 - Pré-misturadores da LM6000 da GE (esquerda) e combustor anular (direita) (Huang e Yang, 2009).

Outros fabricantes também usaram combustão LPM para lograr baixos níveis de emissão de poluentes. Também na área da aviação temos o exemplo da turbina a gás Trent 60 da Rolls-Royce, com três estágios de pré-mistura, sendo que somente o primeiro pode operar sozinho já que é o único auto-estabilizado pelo uso de um gerador de rotação (swirler). A Figura 2.5 mostra a modificação feita no fornecimento de combustível para lograr a pré-mistura (à esquerda) e o desenho geral da câmara de combustão com os três sistemas, o primário localizado no eixo central e os outros dois no corpo do combustor.

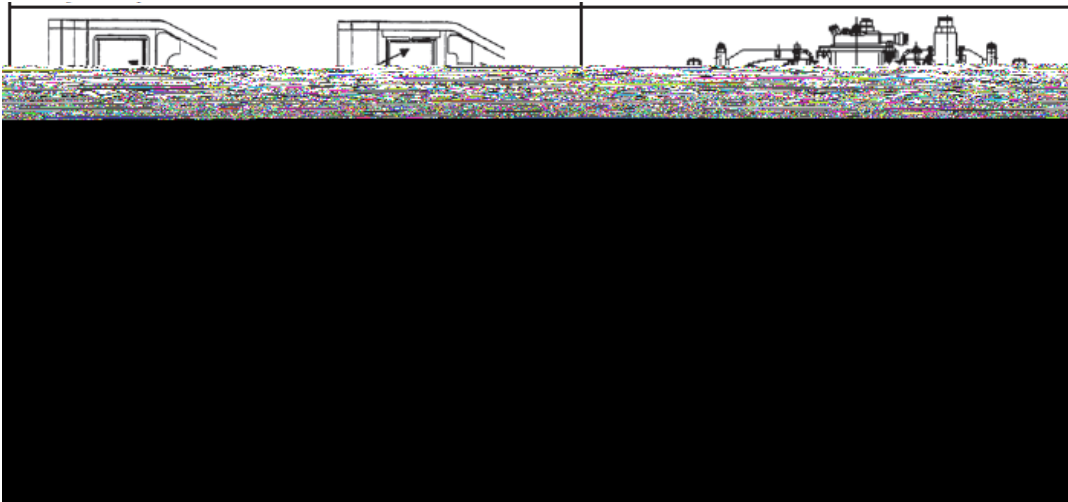


Fig. 2.5 - Sistema de combustão da Trent 60 da Rolls-Royce (Huang e Yang, 2009)

Na área da geração de energia é onde se encontram a maior quantidade de sistemas LPM. Um exemplo é o sistema SoLoNOx empregado em vários modelos pelos fabricantes das turbinas a gás Solar a partir de 1992.

A configuração de um injetor de combustível SoLoNOx (Figura 2.6, esquerda) inclui um swirler axial e uma série de raios radiais de injeção de combustível a jusante do swirler. Esses raios estão localizados dentro de um duto de pré-mistura. A intensidade do swirl varia segundo o modelo do produto variando o ângulo das pás. Este injetor inclui um bico de injeção de combustível para chama piloto que está integrado ao corpo central onde é fornecida uma pequena quantidade de ar e combustível parcialmente misturado, formando uma chama com características típicas de uma combustão por difusão. Este piloto é usado para prover uma chama estável para a partida, operação com baixa carga e cargas transientes.

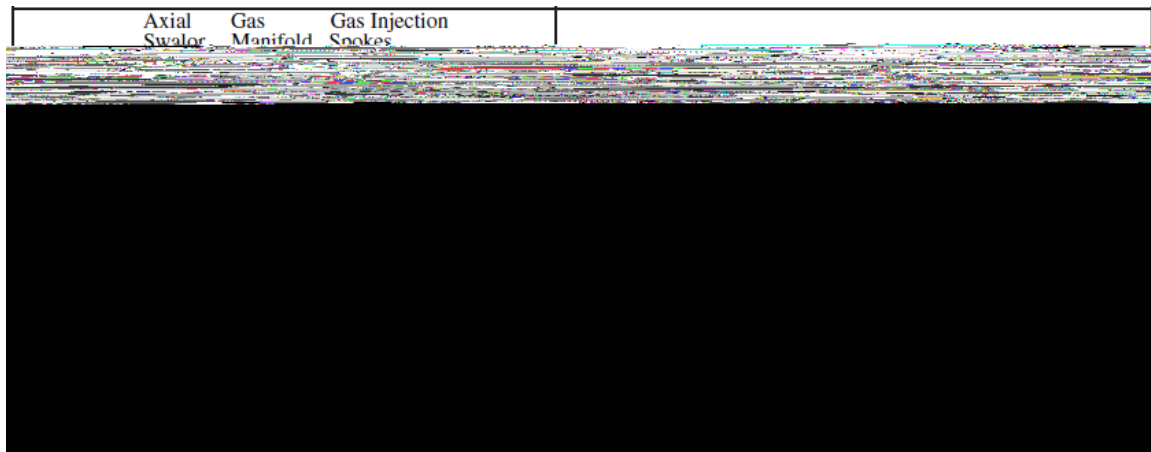


Figura 2.6 - Sistema de combustão das turbinas Solar (Huang e Yang, 2009)

De forma geral, todos estes sistemas, e outros que podem ser encontrados em Huang e Yang (2009) e Lieuwen e Yang (2005) tem em comum que são sistemas LPM com estabilização por swirler. Simultaneamente foram observados problemas de estabilidade causados pelo aparecimento de oscilações auto-sustentadas, que é a maior preocupação e desafio para os fabricantes devido a que podem conduzir ao dano total das instalações. Por tanto, tiveram que fazer modificações no projeto além de monitoramento para o controle das mesmas. Um exemplo de sistema de monitoramento é o conhecido como BAM (Burner Acoustic Monitor) da Solar que utiliza uma sonda de pressão dinâmica para medir as instabilidades da pressão no combustor.

## 2.2 INSTABILIDADES DE COMBUSTÃO

As instabilidades de combustão podem ser encontradas durante o desenvolvimento e/ou operação de propulsores, geradores de potência, caldeiras, sistemas de aquecimento e fornos industriais. Estas instabilidades são excitadas espontaneamente por um laço de realimentação entre um processo de combustão oscilatório e, em geral, um dois modos acústicos naturais do combustor. Os fabricantes evitam a ocorrência das mesmas nos seus sistemas de combustão devido a que elas produzem oscilações de pressão e velocidades com grandes amplitudes que resultam em severas vibrações que interferem com o sistema de operação e controle, reforçando a transferência de calor e a tensão térmica nas paredes do combustor, as cargas

mecânicas oscilatórias que resultam em fadiga dos componentes do sistema, e a bifurcação ou retorno de chama. Este fenômeno pode provocar desgaste prematuro dos componentes que poderiam levar a um custoso desligamento ou falha catastrófica dos componentes (Figura 1.1). Por conseguinte, consideráveis esforços na pesquisa e desenvolvimento são investidos para esclarecer os processos responsáveis pela excitação destas instabilidades e desenvolver abordagens para preveni-las.

Lord Rayleigh foi o primeiro que descreveu as condições em que um processo de adição de calor acrescenta energia a oscilações acústicas, conhecido como critério de Rayleigh. O critério determina que um processo de transferência de calor periódico acrescenta energia ao campo acústico se o calor é adicionado ou removido do gás quando sua pressão está acima ou abaixo do seu valor médio. Esta afirmação é descrita matematicamente pela integral:

$$\int_t p'(t)q'(t)dt > 0 \quad (2.1)$$

A equação indica que o processo de adição de calor adiciona energia ao campo acústico quando a magnitude da fase entre a pressão e as oscilações da liberação de calor é menor que 90°. Reciprocamente, quando as oscilações estão fora de fase, as oscilações da adição do calor amortecem o campo acústico.

O laço de realimentação típico, responsável pelas instabilidades na combustão pode ser descrito como segue. Primeiro as flutuações de velocidade e/ou variáveis termodinâmicas induzem uma flutuação na taxa de liberação de calor; estas flutuações excitam as oscilações acústicas; e posteriormente, as oscilações acústicas geram flutuações na velocidade ou variáveis termodinâmicas, fechando o laço.

Em Zinn e Lieuwen (2005) são explicados alguns dos mecanismos que provocam as instabilidades na combustão em gás turbinas. Entre eles temos:

1. Acoplamento entre a linha de alimentação e o campo acústico: As oscilações de pressão no combustor modulam a queda de pressão através dos bicos injetores de

combustível. A queda de pressão, por sua vez, modula a taxa de injeção de combustível para dentro do sistema, causando um processo de oscilação da liberação de calor que conduz a oscilações acústicas;

2. Oscilações nas razões de equivalência: As oscilações de pressão do combustor são propagadas para dentro da seção de pré-mistura, onde ocorrem os processos de mistura de combustível e ar, deste modo produzindo misturas reativas com razões de equivalência que variam periodicamente no tempo. Esta mistura resultante entra na zona de reação provocando oscilações na liberação de calor que conduz a instabilidades.
3. Oscilações na atomização, vaporização e mistura: Interações entre o campo acústico e o spray de combustível produzem variações periódicas na forma do jato de combustível, tamanho das gotas, taxas de evaporação e as taxas de misturas do vapor de combustível com os gases circundantes. Estas variações, por sua vez, podem resultar em taxas de alimentação periódicas do combustível à chama e/ou variações periódicas na razão de equivalência que produzem oscilações na liberação de calor que acionam o campo acústico.
4. Variação na área da chama. Interações das oscilações da velocidade acústica com a chama causam variações periódicas na área da chama e, por tanto, um processo de adição de calor periódico que aciona o campo acústico.
5. Derramamento de vórtices. Estruturas coerentes vorticoidais, de grandes escalas, causadas pela separação do escoamento no ancorador da chama e pelas expansões rápidas, também como a ruptura de vórtice em escoamentos com rotação. No estágio inicial de sua formação, estes vórtices geralmente consistem em gases combustíveis. Estes vórtices arrastam os produtos quentes que inflamam. Esta ignição é seguida de uma rápida combustão dos reagentes dentro do vórtice e de uma ruptura repentina das grandes estruturas em pequenas escalas de turbulência. Alternativamente, as estruturas vorticoidais podem distorcer a chama e causar oscilações na área de sua superfície,

produzindo então um processo oscilatório de liberação de calor que pode ativar o campo acústico se a adição de calor esta em fase com as oscilações de pressão.

As instabilidades de combustão numa turbina a gás podem ser geralmente classificadas pela frequência de oscilação e agrupadas nas seguintes categorias: baixa frequência, frequência intermediária, e as instabilidades de alta frequência, mas este não é um critério aceito universalmente nem com limites de frequências bem definidos.

De acordo com Mongia *et al* (2005), as instabilidades de baixa frequência ocorrem em frequências abaixo de 30 Hz, e muitas vezes são relacionadas a fenômenos de extinção da chama incipiente. Instabilidades de frequências intermediárias são observadas no intervalo de 100-1000 Hz, e são geralmente associadas com o acoplamento entre a relação ar-combustível e as oscilações acústicas. As oscilações de alta frequência ocorrem acima de 1000 Hz, e são causadas por interações entre as perturbações acústicas e a evolução das chamas.

Outra classificação de instabilidades (Krebs *et al*, 2005) propõe que as de baixa frequência (<50 Hz) são as conhecidas como modos de oscilação de Helmholtz. As instabilidades com frequência intermediária (50 - 1000 Hz) geralmente correspondem aos modos longitudinais acústicos do combustor e as de alta frequência (acima de 1000 Hz) estão relacionadas a modos acústicos tangenciais.

Sewell e Sobieski (2005) definiram que as oscilações de baixa frequência (10 - 50 Hz) são frequentemente observadas em condições muito pobres, perto de ruptura, com um som forte, como um estrondo. Também são conhecidas como instabilidades de tons "frios" porque a sua amplitude aumenta com a diminuição da temperatura da chama. As instabilidades de frequências intermediárias (50 - 250 Hz) são chamadas como tons "quentes", porque sua amplitude, muitas vezes aumenta com a temperatura da chama. As de alta frequência (> 250 Hz) ou, como eles chamaram, instabilidades de grito penetrante, são muito destrutivas e podem causar a falha no equipamento em minutos. Estes três tipos de instabilidades são observados em vários equipamentos de turbina industrial a gás.



Para eliminar as oscilações de combustão é necessário identificar o mecanismo dominante que provoca as instabilidades, devendo ser o mesmo interrompido. Dois tipos de abordagens de amortecimento das instabilidades têm sido propostos: as técnicas de controle passivo e ativo. O controle passivo envolve mudanças de combustível ou de designs de hardware (por exemplo, na composição ou tipos de reagentes, equipamentos de injeção de combustível e geometria da câmara, ou a instalação de amortecedores acústicos). Em contraste com o controle de passivo, o termo controle ativo implica o controle de um sistema envolvendo gasto de energia de uma fonte externa ao sistema. Geralmente, o objetivo é minimizar a diferença ou 'erro' entre o desejado e o comportamento real do sistema. O controle ativo de detecção monitora as instabilidades e, em seguida, usando um laço de controle de realimentação modifica um ou mais parâmetros de entrada, que, conseqüentemente, interrompe a ligação entre a liberação de calor e as ondas acústicas.

Para implementar uma técnica de controle, seja no projeto ou na operação do combustor, é necessário entender os mecanismos que geram estas instabilidades. No caso dos combustores com pré-mistura e com rotação aparece a ruptura de vórtice, que, como foi mencionado, contribui com a geração de instabilidades na combustão. Para entender sua influência, nos seguintes itens são resumidos conceitos básicos deste fenômeno e a sua formação num escoamento com rotação.

### **2.3 CONFIGURAÇÕES DE GERADORES DE ROTAÇÃO.**

A injeção de combustível e a mistura do mesmo são críticos para alcançar uma combustão eficiente e limpa nas turbinas a gás. Para combustíveis gasosos a maior preocupação é obter um nível ótimo de mistura entre o ar, combustíveis e os produtos da reação na zona de combustão. Quando é usado combustível líquido, este deve ser atomizado em pequenas gotas e então distribuído na corrente de ar antes de entrar na zona de combustão. A maioria dos injetores de turbinas a gás utilizam a configuração por swirl que produz zonas de recirculação central de forma toroidal para fornecer o mecanismo dominante de estabilização da chama. Escoamentos dentro desta região são geralmente associados a grandes taxas de cisalhamento e fortes intensidades turbulentas resultantes da ruptura de vórtice, o que favorece a mistura.

Num sistema típico com swirl o escoamento é desviado por um arranjo de pás posicionadas axial ou radialmente como ilustrado na Figura 2.7.

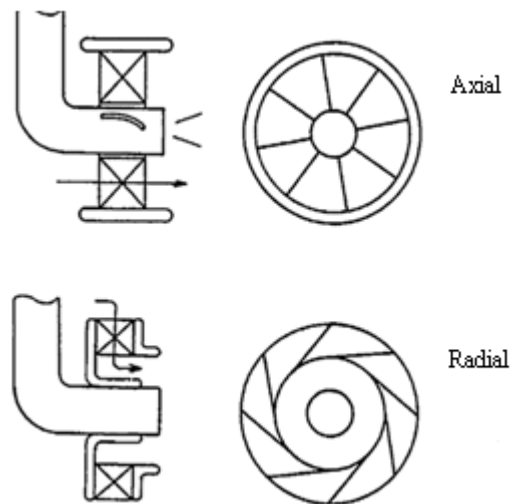


Figura 2.7 - Configuração típica de gerador de rotação (swirler) axial (acima) e radial (embaixo) (Huang e Yang, 2009).

Nos sistemas reais de turbinas a gás a configuração varia desde o uso de um injetor com swirl, menos comuns, até injetores com múltiplos swirler (Figuras 2.3, 2.4, 2.5, 2.6). Na Figura 2.4 e 2.6 são mostrados injetores com swirl do tipo axial enquanto na Figura 2.8 observa-se um injetor com múltiplos swirler radiais. Também pode ser que a rotação não seja gerada com um típico swirl com pás, propriamente dito, como mostram as Figuras 2.9 e 2.10.

Na Figura 2.9 representa o injetor por swirl com entrada tangencial desenvolvido pela Pratt & Whitney. O ar entra na câmara de pré-mistura através de duas ranhuras orientadas tangencialmente em todo o comprimento axial. No caso da injeção de combustível gasoso é usada uma linha de orifícios na seção de entrada em cada uma das ranhuras para lograr a pré-mistura para uma combustão com baixas emissões de poluentes. No caso da utilização de combustível líquido, uma série de seis raios axiais é usada para injetar e atomizar o combustível no interior da câmara de mistura.

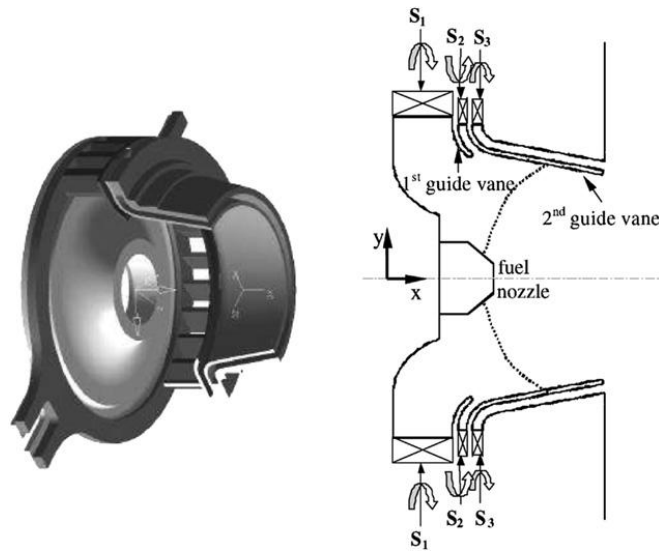


Figura 2.8 - Esquema de um injetor com swirl de uma turbina a gás com entrada radial (Wang *et al*, 2005).



Figura 2.9 - Sistema de Pratt & Whitney (Huang e Yang, 2009).

A ABB ALSTOM desenvolveu o queimador EV, representado na Figura 2.10. Sua configuração consiste em dois meios cones deslocados perpendicularmente com relação à suas linhas centrais, formando duas ranhuras de entrada com uma largura constante. O ar entra

através destas ranhuras e é misturado com o combustível gasoso que emerge por meio de uma grande quantidade de furos ao longo de cada ranhura. Com uma relação, cuidadosamente selecionada, da largura da ranhura com relação ao comprimento do queimador, uma zona de recirculação central é formada ao longo da linha central no final do queimador e serve como um ancorador de chama aerodinâmico.

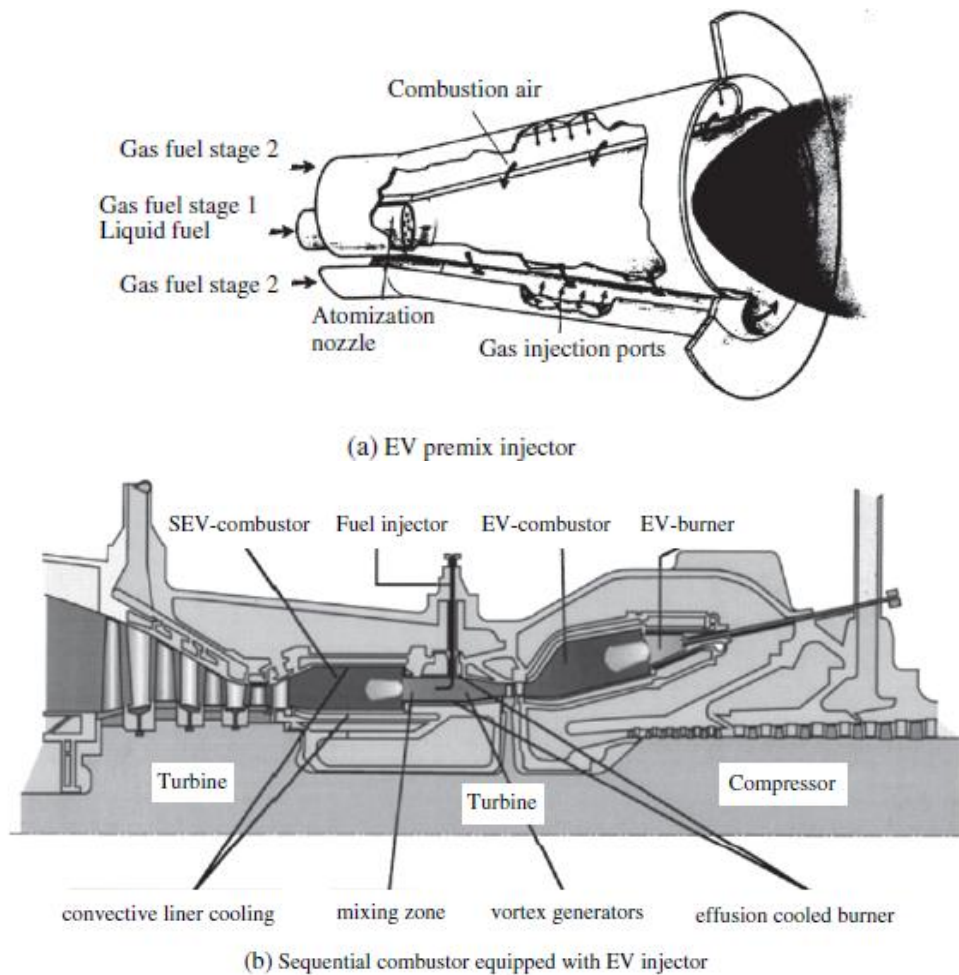


Figura 2.10 - Sistema de combustão da ABB ALSTOM (Huang e Yang, 2009).

O parâmetro característico de um gerador de rotação é o número de rotação ou número de swirl  $S$ . A equação geral de  $S$  é definida como a relação do fluxo axial do momento angular e o produto do fluxo de momento axial e o raio característico.

$$S = \int_{R_h}^{R_n} \bar{u} \bar{w} r^2 dr / \int_{R_h}^{R_n} R_n \bar{u}^2 r dr \quad (2.2)$$

onde  $R_n$  e  $R_h$  são os raios do corpo central e da entrada do duto, respectivamente e  $u$  e  $w$  são as velocidades axiais e tangenciais no duto.

Assumindo que as velocidades axiais e tangenciais são uniformes e que as pás são finas, o número de swirl pode ser escrito como:

$$S = \frac{2}{3} \left[ \frac{1-(R_h/R_n)^3}{1-(R_h/R_n)^2} \right] \tan \varphi \quad (2.3)$$

Onde  $\varphi$  é o ângulo das pás do swirler. No caso de um gerador de rotação sem eixo central a expressão acima é simplificada para:

$$S = \frac{2}{3} \tan \varphi \quad (2.4)$$

## **2.4 CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DE INJETORES COM SWIRL.**

Os mecanismos de estabilização por rotação do escoamento dependem na maior parte, da formação de uma zona central de recirculação (ZRC) de forma toroidal que recircula calor e espécies químicas ativas para a base da chama, permitindo a estabilização da chama em regiões de velocidades relativamente baixas, onde o escoamento e a velocidade turbulenta da chama podem ser combinados, ajudados pela recirculação de calor e de espécies químicas ativas. Mas a zona de recirculação não é a única estrutura encontrada num escoamento com rotação, também podem ser achadas estruturas coerentes bi e tridimensionais que afetam a geometria e a taxa de liberação de calor produzindo instabilidades durante a combustão.

### **2.4.1. Ruptura de Vórtice e Zona Central de Recirculação**

A ruptura de vórtice é a característica mais importante de um escoamento com rotação, estudado extensivamente por vários pesquisadores, sendo o estudo de Lucca-Negro e Doherty (2001) uma importante referência para entender este fenômeno. É reconhecida como uma

mudança abrupta e dramática das estruturas do escoamento e pode-se manifestar como um ponto de estagnação em torno do eixo do combustor, com um fluxo reverso após esse ponto de estagnação e um aumento da intensidade turbulenta na região da ruptura do vórtice. Eles classificaram a ruptura de vórtice em seis tipos, mas para escoamentos com altos números de Reynolds, típicos de turbinas a gás, somente a ruptura em forma de bolha e espiral são encontrados.

A ruptura ou colapso de vórtice mostrou ser uma função do número de Reynolds, do número de swirl, a pressão externa, o grau de divergência do fluxo, o perfil de velocidade a montante e do coeficiente de expansão. O aumento de  $Re$  e  $S$  afeta os modos de colapso do vórtice, mudando o ponto de ruptura a montante. O gradiente de pressão adverso e a configuração do bocal divergente também podem provocar que a ruptura de vórtice se desloque a montante.

Segundo Lucca-Negro e Doherty (2001) várias teorias com base na propagação de ondas, a instabilidade hidrodinâmica, e conceitos da estagnação do fluxo, têm sido propostas para explicar o surgimento, a estrutura interna e o modo de seleção da ruptura de vórtice. Na teoria das ondas a aparição súbita da ruptura de vórtice representa a existência de um estado crítico, que separa um estado supercrítico de um estado de fluxo subcrítico. Em fluxos supercríticos, os distúrbios propagam-se a jusante, enquanto que nos fluxos subcríticos, as ondas estacionárias propagam-se tanto a montante como a jusante. A teoria de que a ruptura de vórtice é induzida pela instabilidade hidrodinâmica sugere que o colapso do vórtice, com um ponto de estagnação local, resulta da resposta do fluxo de distúrbios em espiral. No conceito de estagnação do fluxo o colapso do vórtice é considerado análogo à separação da camada limite ou fenômenos de estagnação de fluxo. Embora as teorias acima melhorem a compreensão do colapso do vórtice, nenhuma delas é capaz de descrever completamente e com precisão todas as características da ruptura de vórtice.

A formação da ZRC pode ser explicada com a equação simplificada de momento, que indica que o gradiente de pressão radial é produzido pela força centrífuga devido ao efeito do swirl:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho w^2}{r} \quad (2.5)$$

Como mostra a Figura 2.11, os escoamentos com rotação geram um gradiente de pressão radial devido ao termo  $w^2/r$ , a expansão por causa do bocal causa uma diminuição da velocidade tangencial na direção axial e conseqüentemente do gradiente de pressão radial. Isto causa um gradiente de pressão negativo na direção axial localizado em torno do eixo que em troca induz um fluxo inverso e a formação de uma ZRC. Como a equação mostra, a formação da ZRC depende da velocidade de rotação, isto quer dizer do angulo de rotação, e da expansão do escoamento com rotação.

Vários são os parâmetros que afetam a forma da ZRC, desde as condições de entrada que incluem: o número de rotação  $S$ , o número de Reynolds, o comprimento da câmara de pré-mistura, os perfis de velocidades a montante, o nível do confinamento (incluindo a expansão súbita) e as condições a jusante, entendam-se contração na saída da câmara de combustão.

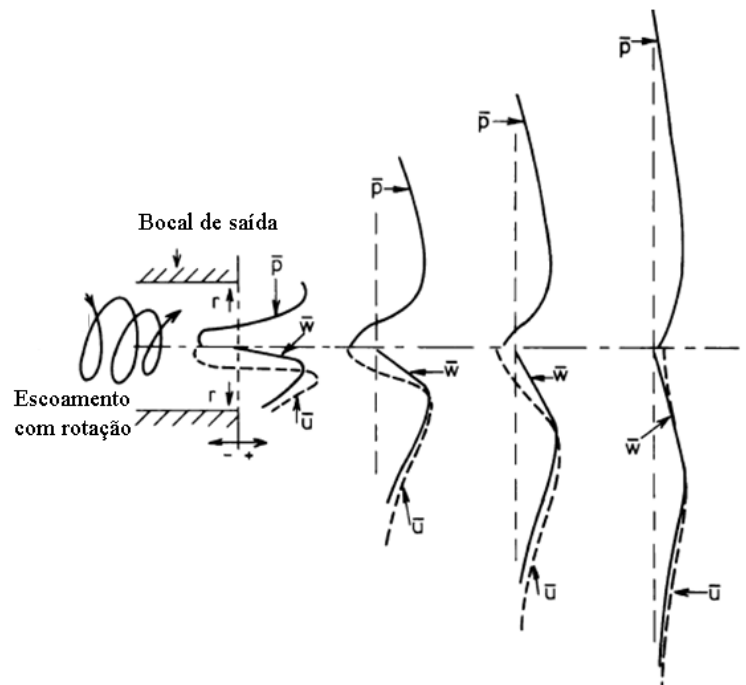


Figura 2.11 - Diagrama esquemático da formação da ZRC: (1) o perfil de velocidade tangencial cria um gradiente de pressão centrífuga e uma pressão sub-atmosférica perto do eixo central; (2) a decadência axial de velocidade tangencial causa uma diminuição da distribuição radial do gradiente de pressão centrífuga na direção axial; (3) assim, um gradiente de pressão axial é localizado na região central relativo ao queimador com swirl, causando fluxo inverso (Adaptado de Syred (2006)).

#### 2.4.2. PVC (vórtice de precessão)

O núcleo do vórtice de precessão (PVC), uma estrutura tridimensional de fluxo instável e assimétrica, tem sido frequentemente encontrado em dispositivos de combustão turbulenta com swirl. O PVC se desenvolve quando o núcleo central do vórtice começa uma precessão em torno do eixo de simetria a uma frequência bem definida. Este fenômeno é geralmente associado à ruptura de vórtice e à zona de recirculação associada, num fluxo com elevado número de Reynolds. A frequência de precessão depende do número de S e as configurações da câmara, e, geralmente, aumenta linearmente com a vazão.

Sob condições isotérmicas a frequência do PVC pode ser caracterizada, para uma gama de diferentes sistemas de escoamentos com rotação, pelo número de Strouhal e o número de Swirl. Há evidência que uma injeção central de combustível ou um corpo rombudo (bluff body) de tamanho significativo podem permitir a formação do PVC a menores números de swirl que os esperados, especialmente quando o jato de combustível central é de baixa velocidade. O efeito de altos níveis de confinamento ( $D_o/D_e < 2$ , sendo  $D_o$  e  $D_e$  os diâmetros da câmara de combustão propriamente dita e o da saída do swirler, respectivamente) no PVC isotérmico provoca um aumento do valor do número de Strouhal. A ocorrência de uma ruptura de vórtice adicional, e o PVC associado, a uma frequência diferente foi notado em experimentos (Froud *et al*, 1995, Fick *et al*, 1997, Syred *et al*, 2004), como também em diferentes sistemas de combustão.

Estudos com LDA e PIV (Froud *et al*, 1995, Fick *et al*, 1997, Syred *et al*, 2004, Wang *et al*, 2004, Roux *et al*, 2005, Weigand *et al*, 2005, Schildmacher *et al*, 2006, Janus *et al*, 2007, Martinelli *et al*, 2007) mostram que o PVC sob condições isotérmicas é caracterizado pela formação de regiões de velocidade tangencial negativa perto do eixo central, acoplados com regiões de formas elípticas de altos fluxos axiais e tangenciais perto da parede do queimador justamente acima da saída do queimador. A ZRC associada também é distorcida, deslocada radialmente e girada com relação ao eixo central. O escoamento normalmente retorna a ser axissimétrico perto de  $x/D_e = 1-1,5$ . Estudos de PIV (Fick *et al*, 1997, Syred *et al*, 2004, Martinelli *et al*, 2007) mostram a formação de vórtices dentro e ao redor da ZRC, perto da



saída do swirl. Trabalhos com LES e experimentos (Wang *et al*, 2004, Roux *et al*, 2005, Wang *et al*, 2007) mostram a presença de PVC em simulações de câmaras de combustão de turbinas a gás, especialmente sob condições isotérmicas, sendo de forma helicoidal.

Sob condições de combustão o comportamento do PVC se torna muito mais complexo. Geralmente, 100% injeção de combustível axial ou tangencial suprime a amplitude do PVC por mais que uma ordem de magnitude, embora sua presença residual ainda possa ser detectada em muitos sistemas (Schildmacher *et al*, 2006). Foi notado que com combustão pré-misturada o PVC é encontrado com maior frequência com relação à combustão por difusão.

Uma razão para essa supressão do PVC parece ser a localização radial do frente de chama e que a região principal de estabilização da chama e da formação de ZRC se desloca a jusante. O fluxo aparece estabilizado no escape do queimador por uma região anular que inclui uma chama rotatória ao redor de uma pequena coluna de fluxo quente recirculando. Esta é rodeada por outra região anular de altas velocidades axiais e tangencial onde a chama não consegue estabilizar. O PVC pode ser excitado quando o frente de chama se desloca dentro da região exterior de escoamento de altas velocidades.

O efeito de confinamento e de pré-mistura parcial para relações de equivalência pobres, 0.1–0.3, mostra o valor de número de Strouhal sendo reduzido por até um fator de três, comparado ao estado isotérmico. Embora 100% de injeção de combustível axial geralmente suprimem a amplitude do PVC, as chamas com rotação ainda são instáveis e susceptíveis a pequenas perturbações no escoamento, especialmente na saída do queimador.

Syred (2006) enumerou algumas soluções que podem ser usadas para diminuir a influência do PVC em câmaras de combustão:

- Uso de altos níveis de rotação que devem produzir ZRC mais regulares e mais fortes, sendo menos suscetíveis à deformação por flutuações de pressão. Isso pode gerar PVCs mais fortes, mas desde que sejam controlados e regulares não deve causar

problemas, desde que exista uma incompatibilidade fundamental com os grandes modos acústicos de oscilação do sistema;

- O controle da oscilação é importante na redução da precessão regular e irregular do fluxo e das chamas, um swirl ou uma forma especial da seção de escape podem ser úteis para remover as zonas de recirculação externas e garantir que a chama preencha o combustor corretamente;
- Uma configuração de escape centrado do combustor pode ser benéfica para eliminar a formação de outros PVCs, ao mesmo tempo em que altera os modos de oscilação acústicos fundamentais do incinerador;
- Uso de geradores de vórtices em miniatura para distorcer a produção de PVC e de vórtices axiais/radiais;
- A utilização de combustores com forma elíptica que distorcem a geração de PVC, vórtices axiais/radiais e outras estruturas coerentes;
- O uso de chamas pilotos permanentes para estabilizar o ponto da ruptura de vórtice e a localização da ZRC.
- Investigação da resposta acústica do sistema e a implementação de técnicas para dar incompatibilidade acústica para outras frequências de ressonância.

Um exemplo de estudo do PVC num injetor com swirl foi feito por Wang *et al* (2007). Eles simularam por LES o injetor CFM56 de turbina a gás com a entrada axial. A Fig. 2.12 mostra instantâneas das linhas de corrente instantâneas e campos de pressão em um plano longitudinal em vários momentos indicando a presença do PVC. A linha grossa escura indica o contorno da velocidade axial zero. As linhas de corrente indicam que grandes vórtices em torno do núcleo de baixa pressão são empurrados para fora.

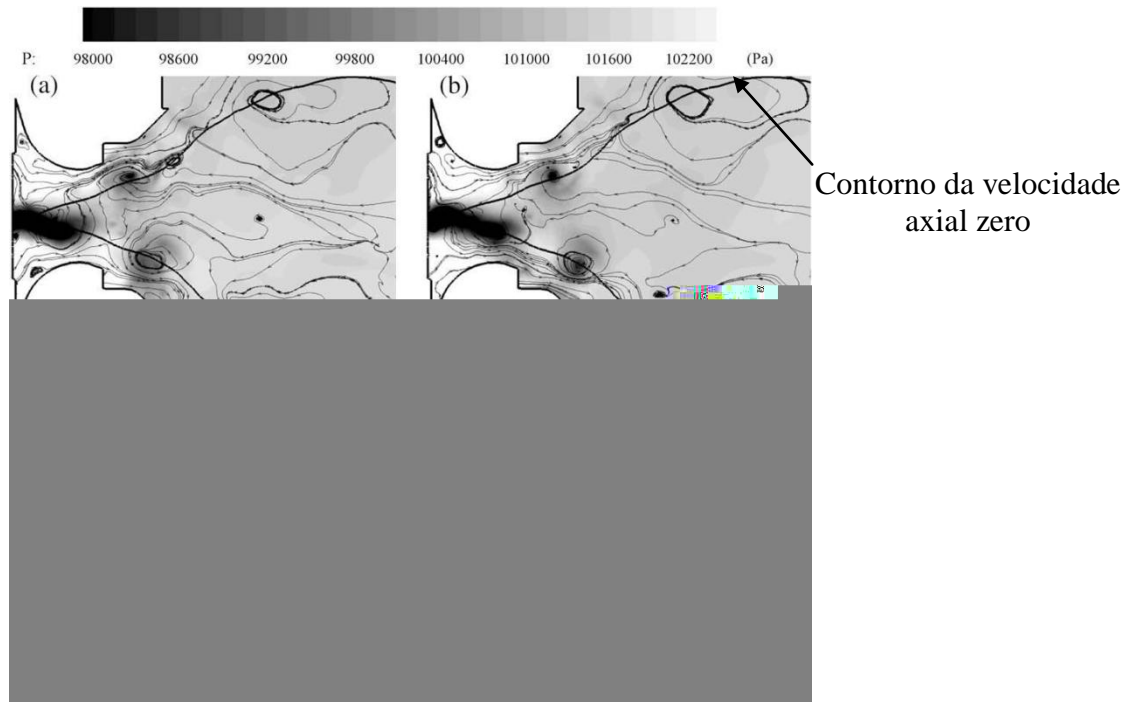


Figura 2.12 - Evolução das linhas de corrente e do campo de pressão (incremento de tempo de 0,1 ms). (Wang *et al*, 2007).

### 2.4.3. Camadas de cisalhamento e estruturas coerentes

Na medida em que o fluxo se expande na saída do injetor e evolui a jusante, são desenvolvidas fortes camadas de cisalhamento devido à diferença de velocidade entre o escoamento do jato e do fluido ambiente. Estruturas coerentes de grande escala são geradas nas regiões de camadas de cisalhamento e se esparramam a jusante sequencialmente devido às instabilidades Kelvin-Helmholtz. Estas estruturas vorticoidais exercem uma influência significativa no processo de combustão pela modulação do processo de mistura entre o combustível, ar e produtos de combustão. Em jatos axissimétricos sem rotação, quando ondas amplificadas alcançam certo nível de energia, elas se enrolam em anéis vorticoidais coerentes. Na medida em que os vórtices movem-se a jusante, eles se fundem e aumentam a largura da camada de cisalhamento. Estruturas longitudinais entrelaçadas podem-se formar entre duas estruturas vizinhas em forma de anel através de uma instabilidade tridimensional secundária e este entrelaçado propaga-se entre os núcleos dos anéis. Eventualmente, estas grandes estruturas tridimensionais colapsam em estruturas turbulentas menores, menos organizadas e se afastam a jusante. (Huang *et al*, 2005, Wang *et al*, 2005)

Ao contrário das estruturas em larga escala dos fluxos sem swirl, que são predominantemente axissimétrico, o swirl aumenta as estruturas assimétricas no escoamento. A presença de swirl produz camada de cisalhamento azimutal e instabilidades centrífugas quando a circulação diminui em direção ao exterior. Em um fluxo de elevado número de swirl em que a velocidade azimutal é comparável à velocidade axial, a ruptura de vórtice pode ter lugar.

O predomínio de estruturas em larga escala em injetores com swirl foi ilustrado por Wang *et al* (2005) no injetor com rotação e entrada radial. Na Fig. 2.13 são mostradas instantâneas dos campos de vorticidade em duas secções, com dois números diferentes de  $S$ .

Quando o escoamento move-se a jusante do corpo central, o forte movimento rotativo e a força centrífuga associada produzem grandes gradientes de pressão radial, que, em seguida, induzem um núcleo de baixa pressão em torno do centro. Como explicado no subitem 2.4.1 a diminuição da velocidade tangencial na direção axial e conseqüentemente do gradiente de pressão radial, causa um gradiente de pressão negativo na direção axial localizado em torno do eixo que em troca induz um fluxo inverso e a formação de uma ZRC. Devido à oposição dos ângulos de palhetas no Swirler, dois fluxos em contra-rotação com velocidades diferentes são misturados das bordas inferiores das palhetas diretrizes. Foram gerados vórtices nas regiões onde se encontram as camadas de cisalhamento, sendo desprendidos a jusante seqüencialmente. Em comparação com a ruptura de vórtice que induz uma ZRC, as estruturas de fluxo periódicas associadas ao desprendimento de vórtices na região exterior são pequenas e bem organizadas. A instabilidade da camada de cisalhamento, junto com a instabilidade em forma de hélice e instabilidades centrífugas, induz grandes estruturas assimétricas no plano transversal. Para o caso de um grande número de  $S$ , o centro de recirculação de fluxo foi encontrado na interseção com a camada exterior de cisalhamento, causando um escoamento complexo perto da saída do injetor (Figura 2.13, b).

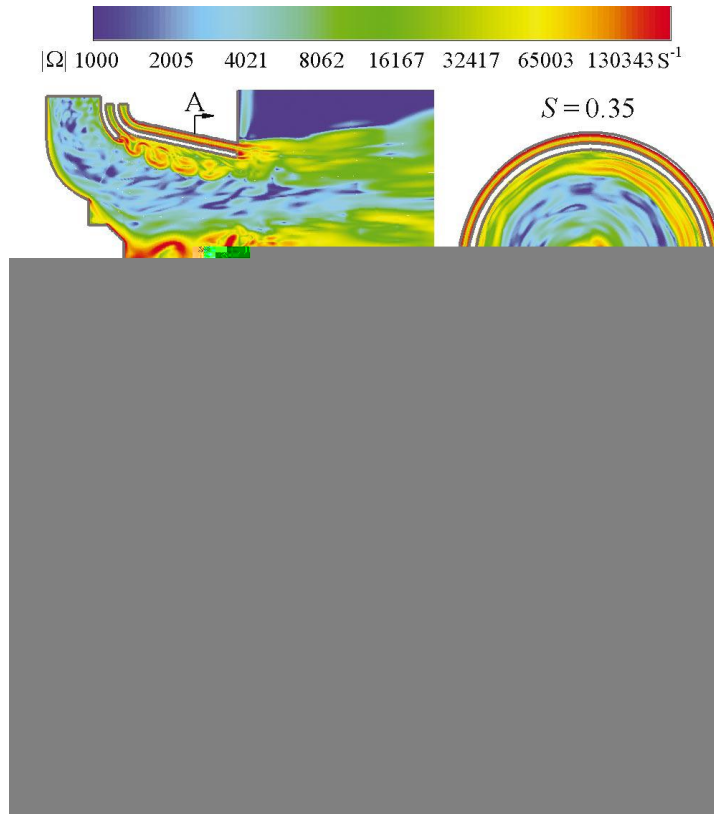


Figura 2.13 - Instantâneas dos contornos da magnitude vorticidade. (a) Baixo número de swirl e (b) alto número de swirl. (Wang *et al*, 2005)

## 2.5 CAMARAS DE COMBUSTAO COM ESCOAMENTOS COM ROTAÇÃO

Como resumido no item 2.4, os escoamentos com rotação são instáveis e tridimensionais por natureza. Num mesmo escoamento para um determinado combustor podem coexistir vários tipos de estruturas vorticoidais que influenciam na dinâmica da combustão. Em princípio, a estrutura comum em escoamentos com swirl é a ZRC que serve para facilitar a mistura, permitindo transportar os gases de exaustão para a zona da base da chama facilitando a combustão e garantindo a estabilidade da chama. Simultaneamente, com os benefícios são observados problemas de estabilidade causados pelo aparecimento de oscilações auto-sustentadas. Uma grande variedade de processos físicos complexos pode estar envolvida no desenvolvimento das instabilidades, dependendo das características do sistema, condições de operação, etc. Entre estes processos destacam-se a influência das estruturas vorticoidais geradas neste tipo de escoamento que incluem o PVC, camadas de cisalhamento, desprendimento de vórtices. Devido a que qualquer variação no sistema de combustão pode

provocar instabilidades que afetam a operação do mesmo são desenvolvidos trabalhos que ajudam a entender a complexidade e a prever ou controlar as estruturas que provocam estas instabilidades.

Nesta seção são resumidos trabalhos importantes que estudam câmaras de combustão com chamas com ancoragem através de swirl. Os trabalhos foram organizados cronologicamente.

O primeiro trabalho estudado (Froud *et al*, 1995) está direcionado a obter conhecimentos básicos acerca da estrutura do fenômeno PVC sob condições de combustão pré-misturada e sua importância no controle da estrutura da zona de fluxo inverso além do papel na estabilização da chama. Foi usado um queimador de 100 kW (Figura 2.14), usado em posteriores estudos, com escoamento com rotação e gás natural como combustível.

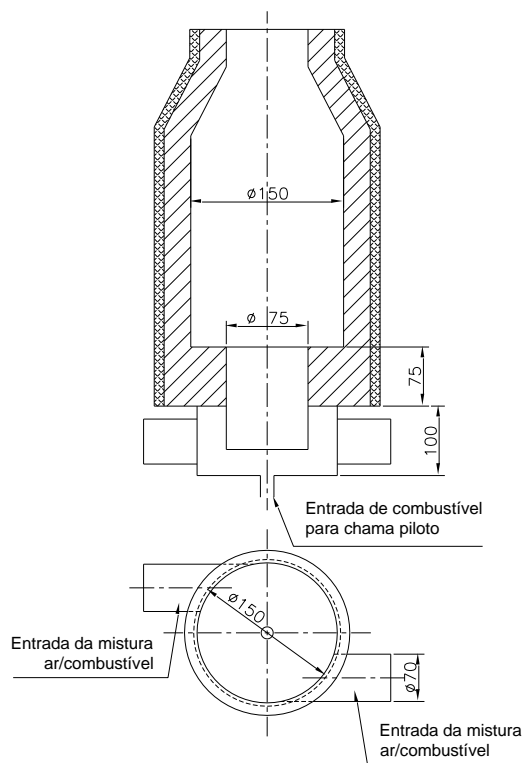


Figura 2.14 - Câmara de combustão de 100 kW com swirl (Adaptado de Froud *et al*, 1995, Fick *et al*, 1997, Syred *et al*, 2004).

O sinal do PVC foi obtido com um transdutor de pressão e foi utilizado um sistema LDV para medir a velocidade máxima no PVC. Eles concluíram que o fenômeno de PVC provoca um deslocamento (precessão) do centro do eixo de rotação. Como consequência deste deslocamento a zona de fluxo inverso ou zona de recirculação central (ZRC) é também deslocada e o fluido entre o centro do PVC e as paredes é comprimido, produzindo um considerável incremento da velocidade tangencial o que provoca as características do sinal acústico do PVC.

Usando o mesmo queimador do estudo anterior, Fick *et al* (1997) desenvolveram um estudo que tinha como objetivos correlacionar dados obtidos da visualização e de técnicas não intrusivas obtendo dados médios numa determinada fase. Foram utilizados um sistema PTV (Particle Tracking Velocimetry), uma câmara de alta velocidade para visualizar a chama com rotação e um sistema PIV para a medição dos campos de velocidades.

Os resultados da visualização enfatizam a importância da ZRC como um mecanismo de realimentação para a eficiência da combustão com gases de baixos valores caloríficos. Estruturas de vórtice adicionais achadas durante este trabalho são compatíveis com a ocorrência do PVC e a ZRC e manifestam a existência deles na chama. No plano particular investigado pelas três técnicas ópticas o PVC criou um forte fluxo externo axial e tangencial com a ZRC. Através do PIV foi determinado o local e as velocidades das estruturas no fluxo. Outra área importante nesta pesquisa era a investigação do fenômeno da ruptura do frente de chama. As imagens a alta velocidade mostraram que apareceu de forma muito irregular, mas teve um impacto na forma de chama e conseqüentemente no processo de combustão.

Bradley *et al* (1998) desenvolveram um estudo num queimador com swirl comparando valores obtidos experimentalmente com um modelo matemático. O número de swirl e a vazão total foram fixos, mas a razão de equivalência foi reduzida progressivamente de 0.75 até 0.56. No trabalho, fotografias tomadas de gravações de vídeo confirmam as mudanças calculadas na simulação e indicam onde a chama fica instável e onde a mistura fica mais pobre. Foi confirmada a precisão do modelo através de distribuições de temperatura em pontos diferentes da linha de centro medida pela técnica de espectroscopia Raman. Também concluíram que a

razões de equivalências mais altas, a chama é estabilizada por gás quente em ambas as zonas de recirculação, internas e externas e às razões de equivalência inferiores a 0,6 a chama só é estabilizada pelo gás quente na zona de recirculação central. Neste regime, os experimentos mostram uma combustão instável com oscilações de baixa-freqüência. Foi confirmado que para valores de razões de equivalência inferiores a 0,6 a maioria do NO produzido originou-se como NO prompt na zona de reação.

O trabalho de Khezzar *et al* (1999) fornece uma descrição quantitativa do escoamento a jusante da expansão súbita com e sem combustão. Para o escoamento isotérmico o propósito do trabalho incluiu a confirmação e quantificação da assimetria natural e das freqüências dominantes do escoamento depois da expansão súbita para um amplo número de Reynolds e efeitos de oscilações impostas na zona de recirculação. Para o escoamento com combustão foi determinada sua estrutura, identificando as freqüências dominantes e a natureza do fenômeno associado a essas freqüências. Foram utilizadas variadas técnicas de visualização dependendo do escoamento estudado. As oscilações de pressão foram quantificadas através de um transdutor de pressão e um analisador de espectro. A intensidade dos ruídos do campo livre foram medidas com um microfone. Um anemômetro laser mediu as velocidades médias e rms do escoamento na entrada e na saída do plano de expansão e as temperaturas do escoamento com reação foram medidas com um termopar de fio fino Pt/Pt-13% Rh.

Os resultados mostraram que a extensão da assimetria do escoamento isotérmico foi reduzida pelo acoplamento das pressões entre as duas regiões de recirculação e pela imposição de oscilações a  $\frac{1}{2}$  e a um vez a freqüência de oscilação do duto. As variações periódicas da forma da chama, velocidades, aceleração e temperatura estavam acopladas com as oscilações de pressão na combustão. Limites ricos e pobres foram estabelecidos para a combustão dentro do tubo. Dentro destes limites, havia gamas de razões de equivalência onde a chama se estabilizou com combustão incompleta. Foi observado que um aumento na amplitude das oscilações do fluxo, natural ou impostas, causou uma diminuição das concentrações de NOx medidas à saída de tubo.



Paschereit *et al* (1999) investigaram e controlaram a interação entre as instabilidades de fluxo e os modos de ressonância acústicos e seu efeito na liberação de calor numa câmara de combustão estabilizada por swirl. Foram modificadas as condições de limite acústicas do combustor para excitar as instabilidades de combustão para vários modos instáveis axissimétricos e helicoidais. Os modos de combustão instáveis foram relacionados às instabilidades do escoamento numa região de recirculação em forma de esteira no eixo do combustor e à camada de cisalhamento. Foram executadas medições num túnel de água que simula a configuração do combustor. Os testes no túnel de água demonstraram a existência de vários modos de instabilidades num fluxo com alta rotação, os quais afetam o processo de combustão. Características médias e turbulentas das camadas de cisalhamento internas e externas foram medidas com LDA e PLIF e identificados os modos do fluxo instáveis. Os modos de instabilidade durante a combustão foram visualizados através de imagens da quimiluminescência de OH. O modo axissimétrico mostrou uma grande variação da liberação de calor durante um ciclo, enquanto os modos helicoidais mostraram variações na localização radial da máxima liberação de calor.

Paschereit *et al* (1999) também empregaram um sistema de controle ativo de laço fechado para suprimir as oscilações de pressão termoacústicas e reduzir emissões de NO<sub>x</sub>. Um microfone e um sensor de detecção da emissão de OH monitoraram o processo de combustão e forneceram o sinal de entrada para o sistema de controle. Uma fonte acústica modulou a corrente de ar e assim afetou o processo de mistura e a combustão. A supressão efetiva das oscilações de pressão e a redução concomitante de emissões de NO<sub>x</sub> foram associadas com uma reduzida coerência das estruturas no escoamento, as quais excitaram as instabilidades termoacústicas.

Külsheimer e Büchner (2002) estudaram a dinâmica da combustão em chamas turbulentas com rotação. No trabalho foi estudada a influência da excitação periódica da vazão mássica, variando a frequência e a amplitude no campo isotérmico e em chamas características de queimadores com escoamento com rotação para diferentes intensidades de rotação. A instalação experimental estava formada por queimadores com diferentes números de S (0,21, 0,45, 0,79). As técnicas de medição foram: anemometria de fio quente para determinar a excitação da chama, um fotomultiplicador detectando a intensidade da chama. Primeiramente,

foi determinada a formação de estruturas turbulentas no escoamento. Os resultados indicaram que o nível mínimo de excitação da vazão mássica para a formação de vórtices decresce hiperbolicamente com o incremento da frequência de pulsação e com o número de Strouhal.

Os resultados das investigações na resposta da frequência em chamas pulsadas, pré-misturadas e com rotação mostram dois efeitos significativos no processo de combustão: O aumento da resposta da amplitude (primeiro efeito) das chamas com rotação pulsadas a frequências de pulsação moderadas, que não foram observadas em chamas pulsadas e pré-misturadas com jatos axiais. O segundo efeito foi à resposta de amplitude decrescente com um posterior aumento da frequência de pulsação, representando a influência de começo de vórtices periódicos de forma toroidal formados no processo de combustão. Em analogia com os resultados achados no escoamento isotérmico, o aumento do nível de perturbação causa a formação de vórtices a frequências menores. Por tanto, a interferência no processo de combustão de estruturas tridimensionais começa a baixas frequências. Porém, as frequências críticas para a formação de vórtice nos escoamentos isotérmicos com rotação e para a interação chama-vórtice nas medições na chama a um nível de pulsação constante são diferentes. Para o escoamento isotérmico a frequência crítica e o número de Strouhal caracterizam a formação de vórtices perto da saída do queimador. Para o escoamento com reação a frequência crítica (máximo da resposta de amplitude) caracteriza o começo de uma interação notável da formação de um escoamento dinamicamente controlado por vórtices com o processo de combustão.

O estudo experimental de Cabot *et al* (2004) consistiu em desenvolver duas câmaras de combustão: a primeira foi um combustor de uma planta de co-geração de 200 kW, reproduzido a escala laboratorial com o objetivo de entender os fenômenos de instabilidade em combustores LPM e a segunda foi uma câmara de quartzo onde a zona de reação é acessível opticamente para fazer medições. Emissões de poluentes ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}$  e  $\text{CO}$ ) foram medidas usando um analisador de gases. As medidas de pressão dinâmicas foram feitas utilizando um sensor dinâmico de pressão fixado no final da câmara de combustão e acoplado a um amplificador. Foram feitas medições de quimiluminescência de  $\text{CH}^*$ .

Eles observaram que ao incrementar a pressão diminuía o comprimento da chama. Além disso, diminuindo a posição de uma injeção radial do ar de diluição na câmara diminuiu o comprimento da chama e modificou a intensidade e a posição da zona de reação, além de que aumenta o valor mínimo da razão de equivalência onde ocorre a extinção da chama. As medidas de emissão de poluentes mostraram que a injeção de ar de diluição diminuiu a formação de NO e as reações de oxidação de CO. Na câmara simplificada, o espectro de frequência da pressão e de emissões de CH\* indica uma pulsação principal de baixa frequência a 16 Hz. A magnitude desta frequência aumenta abruptamente quando a razão de equivalência diminui para o limite de extinção inferior. No modelo a escala do combustor o espectro de frequência foi mais complexo. Foram encontradas sete frequências principais, incluindo a frequência longitudinal da câmara a 800 Hz. Somente quatro dessas frequências (32, 133, 350 e 530 Hz) foram encontradas no espectro de emissão de CH\* e são acopladas aos fenômenos de combustão. A frequência de 32 Hz no combustor, como a de 16 Hz na câmara simplificada, são características de uma combustão pobre e suas magnitudes aumentam abruptamente quando a razão de equivalência alcança o limite inferior de extinção. As frequências de 133 e 530 Hz são características de uma combustão rica, a frequência de 133 Hz aumenta abruptamente enquanto a de 530 Hz desaparece quando a razão de equivalência global é incrementada acima de 0,23.

Syred *et al* (2004) revisaram trabalhos recentes que estudam oscilações em sistemas de combustor com swirl, usando dados novos obtidos em chamas com rotação sem confinar num queimador de 100 kW (Figura 2.14) e relacionando-os à ocorrência de instabilidade em sistemas de turbinas a gás LPC. Observaram o PVC gira ao redor do limite da ZRC, interagindo com a formação da mesma. Para uma alta frequência das oscilações acústicas, a ZRC varia consideravelmente de tamanho e forma durante o ciclo, mostrando características de um fluxo com alto swirl a um determinado ângulo de fase, mudando depois a uma ZRC típica de um swirl muito mais fraco uns 200° depois no ciclo. Para um S baixo, a ZRC é pequena, a zona de reação (agora de intensidade reduzida) provavelmente passa a jusante, provendo um mecanismo para a liberação de calor em fase que sustenta a oscilação.

Syred *et al* (2004) também estudaram trabalhos complementares num queimador semelhante sem confinamento que forneceram evidência adicional sobre a natureza do fluxo e dos mecanismos de instabilidade na zona de reação. Injetaram com sódio para fluorescer e visualizar a estrutura da chama, que tinha um PVC muito amortecido. Notaram que a extremidade da chama é bastante irregular com flutuações instantâneas normalizadas entre imagens que variam por até um fator de seis. Comparando os níveis de intensidade médios se chegou à conclusão que a forma da zona de reação central flutua consideravelmente entre imagens sucessivas (1 ms), estimativas iniciais são de entre 30% a 40% em área. Eles demonstraram o efeito de um quarl reduzindo as oscilações acústicas de alta frequência, e sugeriram para trabalhos futuros o seguinte: 1) usar níveis de swirl maiores para produzir ZRCs mais regulares e mais fortes, já que são menos suscetível à deformação através das flutuações de pressão. Isto gerará PVCs mais fortes que possam ser controlados para não causar problemas, a menos que se acoplem com os modos acústicos principais; e 2) controlar a oscilação do fluxo central e a chama já que é importante para reduzir a precessão regular e irregular do fluxo e da chama, e a utilização de um quarl pode ser útil para oscilações de altas frequências

Wang *et al* (2004) usaram medições de LDV e simulação LES para estudar escoamentos isotérmicos com rotação num modelo de câmara de combustão. O objetivo foi melhorar o entendimento do escoamento e das estruturas turbulentas, além de avaliar a capacidade da simulação LES de predição em escoamentos turbulentos com rotação. Foram estudados três casos de teste com diferentes números de swirl e números de Reynolds. O número de Reynolds variou de 10 000 a 20 000, e o número de swirl foi variado de 0 até 0.43. Os escoamentos confinados com rotação e sem rotação foram divididos para sua análise em zonas diferentes. A ruptura de vórtice aconteceu quando o número de swirl for bastante alto; e uma zona de recirculação interna (ZRC) foi gerada perto do eixo. Foi observado que a ZRC se deslocou a montante ao aumentar o número de swirl, e também aumentou as oscilações a uma frequência dominante baixa. A baixa oscilação de frequência da ZRC é devida ao PVC, o qual é predito claramente na simulação por LES no caso de altos números de swirl. No escoamento sem rotação, a turbulência é principalmente gerada na camada de cisalhamento perto da

expansão súbita, enquanto no escoamento com rotação a turbulência não só é produzida na camada de cisalhamento perto da expansão súbita, mas também na ZRC.

Outra observação do trabalho de Wang *et al* (2004) foi que a jusante, ao longo da direção axial, a turbulência diminui, e esta diminuição é maior na medida em que aumenta o número de swirl. Notaram que a rápida diminuição da turbulência em escoamentos com rotação confinados é devido ao rápido transporte de energia cinética turbulenta na direção radial, como resultado da alta força centrífuga induzida pelo movimento de rotação. A energia cinética turbulenta transportada à parede é dissipada efetivamente pela camada viscosa perto da parede exterior. Este mecanismo pode explicar a baixa taxa de diminuição de turbulência em escoamentos de jato livre com rotação. Eles concluíram que LES simulou exitosamente a ruptura de vórtice, a zona de recirculação central e as estruturas turbulentas anisotrópicas para todos os números de swirl considerados.

No trabalho de Johnson *et al* (2005) foram investigados dois injetores com swirl, um de alta rotação e outro com baixa rotação. O segundo foi configurado no laboratório a partir de swirl de alta rotação. Foi utilizada a técnica PIV para diversas vazões, variando a temperatura de entrada e a pressão. Os resultados de PIV mostraram que no perfil de velocidade do injetor com baixo número de swirl não aparece uma grande zona de recirculação, diferente do injetor com altos números de swirl que apresentam uma forte e grande região de recirculação. Simulando condições de trabalho o injetor com baixo número de swirl opera a mesma gama de operação do injetor com alto número de swirl, encontrando no primeiro uma diminuição de 60% de emissão de NOx e aproximadamente na mesma ordem, emissões de CO. Estes resultados demonstram que o injetor de baixo número de swirl é uma solução promissora por atingir umas emissões de NOx extremamente baixas em turbinas de gás.

O estudo de Choi *et al* (2005) foi feito num combustor com swirl com dois estágios de injeção de combustível, o primeiro pré-misturado ( $\text{CH}_4 + \text{ar}$ ) e o segundo somente com combustível ( $\text{CH}_4$ ). No estudo, a relação entre as flutuações de pressões e a estrutura local da chama foi pesquisada através de medidas simultâneas de PLIF CH/OH e medições das flutuações de pressão feitas com um transdutor de pressão para achar o fator dominante que gera ruído e

grandes flutuações de pressão. Os autores concluíram que as pulsações do escoamento causadas pelas flutuações de pressão, fortemente relacionadas com a estrutura local da chama, causam altos níveis de ruídos na combustão, estas pulsações podem ser controladas por uma injeção axial secundária de combustível e este controle é eficaz na supressão de oscilações na combustão, prevenindo a extinção da chama em mistura pobre e a redução de emissões. Também chegaram à conclusão que uma injeção secundária de pré-mistura não é efetiva para o controle das oscilações nem para prevenir a extinção da chama.

O escoamento turbulento estudado por Roux *et al* (2005) dentro de um complexo combustor com rotação é estudado utilizando LES, análises acústicos e experimentais para escoamento com e sem combustão. Detalhados campos das velocidades axiais, tangenciais e radiais (media e RMS) obtidos por LES são comparados com valores experimentais medidos com LDV. Uma atividade instável é identificada usando LES e ferramentas acústicas em toda a câmara de combustão. Os resultados dos valores médios das velocidades medidos em cinco seções na câmara obtida com LES são relativamente similares aos dados experimentais para escoamento sem reação e para um caso do escoamento com combustão a uma razão de equivalência de 0.75. Os valores RMS também estão em acordo para o escoamento isotérmico, com algumas diferenças para o escoamento com reação em regiões de grande intermitência, sugerindo que estes erros poderiam ser devido à definição do procedimento de calculo para estas regiões. Relativo ao comportamento instável do escoamento, os resultados obtidos no LES (confirmados através de dados experimentais) mostram que, sem combustão, o modo longitudinal acústico a 3/4 de onda as 360 Hz coexiste com um PVC a 540 Hz. Com combustão, as flutuações de pressão na câmara ocorrem no modo acústico do dispositivo a 3/4 onda, que troca de 360 Hz (fluxo frio) para 588 Hz (caso com combustão): O PVC desaparece no escoamento com reação e a estrutura acústica revelada através de LES combina exatamente com a predição do modelo acústico para este modo.

O trabalho de Weigand *et al* (2005) investigou os mecanismos que conduzem a oscilações termoacústicas auto-sustentadas em chamas com rotação. Um modelo de combustor de uma turbina a gás estabelecido pelo Centro Aeroespacial Alemão (Figura 2.15) foi equipado com aceso ótico na câmara de combustão permitindo a aplicação de várias técnicas não intrusivas.

A chama investigada era uma chama por difusão de  $\text{CH}_4/\text{ar}$  (potência térmica 10 kW, razão de equivalência global 0.75) a pressão atmosférica que exibiu oscilações termoacústicas a uma frequência de 290 Hz. Em experimentos separados, as velocidades do escoamento foram medidas através de velocimetria a laser (Doppler), a estrutura da chama e a taxa de liberação de calor foi medida através de fluorescência planar induzida por laser de CH e por quimiluminescência de OH, e foram obtidas as densidades de probabilidade das concentrações das espécies principais, a fração de mistura, e a temperatura através de dispersão Raman. Todas as medidas foram feitas utilizando como disparador as oscilações de pressão medidas por um microfone.

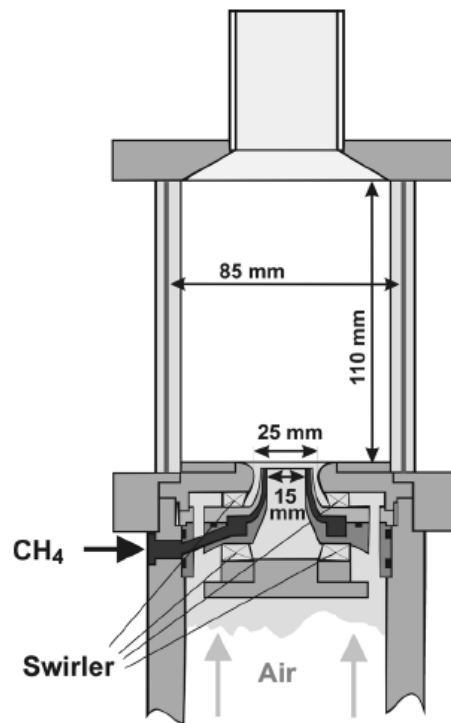


Figura 2.15 - Desenho esquemático do modelo de combustão utilizado por Weigand *et al* (2005), Duan *et al* (2005), Weigand *et al* (2006), Meier *et al* (2006) e Meier *et al* (2007).

Weigand *et al* (2005) observaram que a região da principal liberação de calor foi restrita a uma distância de 10 a 20 mm da saída do combustor e que a mistura e a combustão estavam completas a uma distância de 25 mm. Os resultados mostraram uma grande variação da velocidade axial na zona de recirculação interna, enquanto na zona de recirculação externa a maior variação foi na componente radial de velocidade. Durante um ciclo de oscilação, a taxa

de liberação de calor variava por mais que  $\pm 20\%$ , especialmente na região exterior da chama (a um raio entre 15 e 30 mm). Estas variações de liberação de calor não foram bem correlacionadas com as mudanças da fração de mistura com exceção de um raio  $\geq 25\text{mm}$ , na periferia da chama. Os resultados revelaram que a temperatura das misturas de ar e combustíveis não queimados a  $h = 5\text{ mm}$ , no começo da zona de chama, variou em fase com a liberação de calor total. Esta variação de temperatura foi devido a uma mudança periódica do transporte de produtos quentes das zonas de recirculação para o escoamento e quase nunca pelas reações na chama. As oscilações da taxa de liberação de calor foram acompanhadas por mudanças periódicas da expansão térmica, intensidade de swirl, e pressão, as quais tiveram uma grande influência no campo do escoamento. As variações foram correlacionadas de tal modo que a temperatura, liberação de calor, e transporte sustentaram uma oscilação periódica a frequência aproximada de 290 Hz.

Duan *et al* (2005) estudaram as instabilidades periódicas na combustão de uma chama por difusão  $\text{CH}_4/\text{ar}$  com rotação no modelo da Figura 2.15. Foram feitas medições de velocidade usando LDV, as concentrações de espécies principais, temperatura, e fração de mistura foram determinadas através de dispersão Raman. Os objetivos principais do estudo foram demonstrar o potencial da combinação das duas técnicas de medição para a investigação de chamas pulsantes em turbinas a gás e uma contribuição à compreensão dos processos físicos e químicos que governam as instabilidades.

Os resultados apresentados foram restritos à região de começo da chama ( $h=5\text{mm}$ ) onde as variações periódicas foram muito proeminentes. As variações foram reveladas para valores médios medidos em oito ângulos de fase diferentes. Devido à variação periódica da liberação de calor a pressão estática na câmara de combustão e no plenum oscilaram a uma frequência igual a 290 Hz. Durante um ciclo de oscilação, o campo do escoamento médio mudou significativamente com variações das velocidades de até  $\pm 20\%$ . Ao mesmo tempo, a velocidade do fluxo inverso dentro da zona de recirculação interna variou por  $\pm 35\%$  e a zona de recirculação exterior variou em tamanho. As medidas de Raman revelaram que grandes variações de temperatura aconteceram dentro do escoamento de entrada e na zona de recirculação interna, causado pelos processos de transporte. A relação de fase entre as



temperaturas médias dentro do escoamento interno à  $h = 5\text{mm}$  e as imagens quimiluminescentes de OH e de LIF de CH indicaram que as variações observadas na liberação de calor provavelmente foram ativadas pelo nível de temperatura dos gases de entrada. Além disso, a fração de mistura variou durante um ciclo de oscilação. Este resultado indicou que as taxas de fornecimento de ar e combustível foram influenciadas de um modo diferente pelo campo pulsante de pressão.

Neste trabalho (Duan *et al*, 2005) as informações combinadas do LDV e medições de Raman permitiram a determinação aproximada dos fluxos moleculares por fase no plano horizontal a  $h = 5\text{mm}$  que revelaram que as variações relativas de  $\text{CH}_4$  e fluxos de  $\text{O}_2$  foram de magnitude semelhante, mas com fases trocadas. O fluxo de  $\text{CH}_4$  estava bastante acoplado com a mudança de pressão na câmara de combustão considerando que o fluxo de  $\text{O}_2$  (e ar) foi atrasado por 20-80°. Esta troca de fase foi a fonte para as variações da fração de mistura observadas. O atraso na resposta no fluxo de ar às variações de pressões foi devido à configuração e características de fluxo do duto de entrada de ar e ao gerador de rotação. As correlações entre as temperaturas médias e a fração de mistura nas fases a  $h = 5\text{ mm}$  mostraram que o estado termoquímico da chama se encontra longe do equilíbrio adiabático para quase todas as posições radiais e dos ângulos de fase. Embora o combustível e ar estivessem bem misturados, a chama apenas queimou principalmente a 5 mm devido às altas velocidades do escoamento e a demora da ignição. As correlações mostraram que as variações periódicas na camada de cisalhamento entre a zona de recirculação interna e o influxo a um raio aproximado de 5 mm eram muito pequenas. Em todas as outras posições radiais, as correlações de temperatura e frequência formaram ciclos fechados que foram principalmente causados por mudanças periódicas dos fluxos de  $\text{CH}_4$  e de ar e pelos processos de mistura.

Outro trabalho desenvolvido no modelo do combustor de uma turbina de gás (Figura 2.15) com chama de  $\text{CH}_4/\text{ar}$  por difusão com rotação a pressão atmosférica com acesso óptico para medição a laser foi dividido em duas partes (Weigand *et al*, 2006 e Meier *et al*, 2006). Foram investigadas três chamas com potências térmicas entre 7.6 e 34.9 kW e relações de equivalência globais entre 0.55 e 0.75. Estes se comportam diferentemente com respeito às instabilidades de combustão: A chama A é estável (potencia de 34,9 kW e razão de

equivalência de 0,65), a chama B (Potencia de 10,3 kW e razão de equivalência de 0,75) exibiu pronunciadas oscilações termoacústicas, e a chama que C (Potencia 7,6 kW e razão de equivalência de 0,55), operada perto do limite de extinção inferior, estava sujeita a decolagem súbito com extinção parcial e re-ancoragem.

Weigand *et al* (2006) tinham dois objetivos. O primeiro era caracterizar experimental e detalhar o comportamento da chama para entender melhor os processos físicos e químicos que conduzem a instabilidades. A segunda meta do trabalho era o estabelecimento de um amplo banco de dados que pode ser usado para validar e melhorar os modelos de combustão numéricos. O campo de velocidades foi medido através de velocimetria Laser-Doppler, as estruturas de chama foram visualizadas através de PLIF de OH e radicais de CH, e as concentrações de espécies principais, temperatura, e fração de mistura eram determinadas através da dispersão Raman.

Os campos de velocidades das três chamas foram bastante semelhantes, com velocidades altas na região dos gases injetados, uma zona de recirculação interna pronunciada, e uma zona de recirculação exterior com baixas velocidades. As chamas não foram ancoradas ao bocal de combustível e deste modo eram parcialmente pré-misturada antes da ignição. As imagens de PLIF do CH revelaram que as zonas de reação eram finas (0,5 mm) e fortemente corrugadas e que as zonas de chama eram curtas ( $h=50$  mm). Medições feitas através de microfone revelaram que a frequência das oscilações na chama B tinham um valor de aproximadamente 290 Hz e as medições de LDV e PLIF mostraram uma variação periódica significativa durante um ciclo de oscilações. Mudanças periódicas na expansão das zonas de recirculação interna e externa melhoraram a mistura de ar, combustível e gases de exaustão, o qual contribuiu ao aumento do progresso da reação. Medições da fração de mistura demonstraram a rápida mistura entre combustível e ar com esta configuração do bocal. A 5 mm da saída do bocal as variações da fração de mistura média ao longo do perfil radial permaneceram entre 0.02 e 0.08 para a chama A e foram menores para as outras chamas. A mistura foi completa à mesma distancia do bocal que a maior liberação de calor.

A segunda parte do estudo no combustor (Meier *et al*, 2006) tinha como objetivo investigar os estados termoquímicos das três chamas usando dispersão Raman. As medidas de multi-espécies apresentada neste artigo revelaram uma rápida mistura de combustível e ar, acompanhada por fortes efeitos das interações de turbulência – química na forma de extinção de chama local e demora de ignição. A estabilização de chama é principalmente realizada por produtos de combustão quentes e relativamente ricos em combustível que são transportados para a base da chama devido a uma zona de recirculação interna ou central.

As chamas não são ancoradas ao bocal de combustível, e são estabilizadas aproximadamente a 10 mm sobre o bocal de combustível, onde ar e combustível são parcialmente pré-misturados antes da ignição. As chamas são curtas (<50 mm), exibindo oscilações termoacústicas, e alcançam um estado termoquímico perto do equilíbrio adiabático na extremidade da chama.

Schildmacher *et al* (2006) tinham como objetivo identificar os mecanismos motrizes que são responsáveis pelas instabilidades termoacústicas em turbinas a gás industriais. As investigações são focalizadas na estabilidade de chama e como é afetado por flutuações periódicas da pressão e da velocidade do escoamento no combustor. O combustor tem acesso ótico para medições de imagem de LIF e LDA como também medidas de sonda como anemometria de fio quente. Atenção especial foi dada a interação entre as flutuações periódicas de velocidade, pressão e a chama a diferentes razões de equivalência. Primeiramente foram investigadas as instabilidades da combustão no campo de velocidade do escoamento sem reação. Foram achadas flutuações temporais causadas por um PVC localizado no bocal do queimador. A frequência desta instabilidade do escoamento isotérmico é linearmente proporcional à vazão de ar e encontrasse a 262 Hz sob condições de operações nominais típicas.

Em contraste com o escoamento isotérmico, Schildmacher *et al* (2006) não encontraram PVC no escoamento com reação. Um modo de ressonância onde o duto de entrada de ar serve como ressonador foi identificado como mecanismo de realimentação das instabilidades acústicas. Para uma razão de equivalência de 0,71 foram descobertas poucas instabilidades. As instabilidades associadas à combustão poderiam ser atribuídas ao atraso de fase das oscilações

de pressão dentro do duto de ar e o combustor. Isto causa uma aceleração e desaceleração do fluxo de ar pelo queimador pelo qual são geradas flutuações da razão de equivalência do fluxo que emerge do bocal de queimador. Quando os padrões alternados de bolsas de combustível ricas e pobres alcançam a zona da chama, são induzidas variações de liberação de calor, e flutuações periódicas de densidade como também a velocidade axial dentro da zona de chama é estabelecida. Com razões de equivalências de 0,83 observaram fortes oscilações na combustão. Um modo de ressonância foi encontrado no duto de entrada de ar e no combustor. Estas oscilações também são ativadas pelo atraso de fase das flutuações de pressão entre o plenum e o combustor. Foram achadas flutuações fortes da velocidade axial dentro da zona de chama a qual causou uma perturbação periódica da chama e a estabilização da chama e interrompida pela ruptura do vórtice local.

Mourtazin e Cohen (2007) desenvolveram um estudo experimental com o objetivo de explorar o efeito de flutuabilidade na ruptura de vórtice em jatos com rotação. Três parâmetros não-dimensionais governam o fluxo: o número de Reynolds na saída do jato, a relação de swirl e o número de Richardson (flutuabilidade). O aparato experimental consiste em um jato de água vertical com rotação que descarrega num tanque grande. Valores moderados do número de Reynolds são usados, na gama de 150 ate 600. A rotação é provocada no jato numa câmara giratória considerando que a diferença de temperatura entre o jato e seus ambientes foi estabelecida pelo passe do jato por um trocador de calor, imerso em um banho de água circulante com uma temperatura controlada.

Eles obtiveram o mapa vetorial no plano médio vertical e em seções transversais horizontais através de medições com PIV e demonstraram que a ruptura de vórtice pode ser efetivamente suprimida ou intensificada quando há uma diferença de temperatura negativa ou positiva, respectivamente, entre o núcleo do jato e o fluido ao redor. A transição da ruptura de vórtice de uma bolha fechada para uma configuração de cone aberta é mapeada em termos dos números de Reynolds e de Richardson. Finalmente, o efeito do campo de velocidade a montante na taxa de rotação crítica para o começo da ruptura do vórtice e sua configuração é mostrada usando duas câmaras giratórias trocáveis diferentes.

Janus *et al* (2007) desenvolveram um estudo experimental num modelo de combustor de turbina a gás com aceso ótico equipado com um único bocal genérico. O campo de fluxo turbulento foi investigado por meio de LDV. Os momentos estatísticos de 1º e 2º ordem identificaram os locais das zonas de recirculação, ponto de estagnação, e intensas camadas de cisalhamento. A medição adicional de funções de autocorrelação revelou estruturas coerentes sobrepostas a flutuações turbulentas. Estes movimentos coerentes podem ser interpretados como filamentos de vórtice e PVC. As amplitudes deles dependem fortemente da localização no campo do escoamento.

A estrutura de chama foi investigada em termos de PLIF de OH. A altura de decolagem da chama na linha central coincide com o local do ponto de estagnação médio onde as condições de estequiometria são muito prováveis. Os contornos de OH foram inferidos de sua distribuição no plano e foram usados para obter um progresso de reação médio e a densidade na superfície da chama. No limite da resolução espacial finita nos experimentos com LIF, o aumento da densidade de superfície de chama com o incremento da pressão no combustor foi causado pela chama em forma de cone. A troca da estabilização média da chama para o bocal com o aumento da pressão é explicada porque uma maior densidade de superfície de chama causa uma taxa de reação maior.

Fritsche *et al* (2007) desenvolveram uma investigação sistemática de uma chama pobre, pré-misturada e estabilizada por swirl em condições atmosféricas com especial atenção na estrutura da chama e as transições entre os estados estáveis e instáveis. Eles variaram a razão de equivalência desde o limite de extinção inferior (aproximadamente igual a 0,36) até o valor de 0,58. Também aumentaram a temperatura de entrada da mistura até chegar a 700 K. Observaram três tipos de chamas diferenciadas pela forma, a pressão e as emissões de sons: duas chamas estáveis, uma pobre e uma rica, separadas por uma chama instável. A transição pobre da chama estável para a instável aconteceu abruptamente com pequena variação dos parâmetros (um incremento da razão ar-combustível de aprox. 0,05), enquanto a transição da chama instável para a chama rica foi contínua. A comparação da estrutura da chama com a temperatura adiabática da chama e o número de Damköhler revelou que a transição pobre para chamas instáveis estava associada com uma temperatura de chama crítica, enquanto a

transição rica para chamas estáveis foi atribuída a um número de Damköhler crítico. Com relação à acústica, o mecanismo de instabilidades foi associado com o comportamento não monótono da queda de pressão na chama. Como a relação de ar-combustível foi variada, a máxima queda de pressão através da chama coincide com o valor máximo de pressão dinâmica. Finalmente, foi comparada a frequência e a pressão dinâmica com um modelo acústico simples do queimador, o qual comprovou o acoplamento acústico com a câmara de combustão para o modo dominante e com o duto de entrada de ar para secundário. A frequência não variou com a composição da mistura.

Meier *et al* (2007) fizeram uma detalhada caracterização da dinâmica das oscilações termoacústicas no combustor representado na Figura 2.15. Eles estudaram duas chamas, uma com razão de equivalência igual a 0,7 que exibiu pulsações termoacústicas pronunciadas a uma frequência de 290 Hz, e uma segunda chama sem pulsações com razão de equivalência de 0.83. As medidas incluem registros de flutuação de pressão através de microfones, detecção de quimiluminescência de OH\* como um indicador para a taxa de liberação de calor, LDV, PLIF de OH, e dispersão Raman para a descoberta simultânea da concentração de espécies principal e a temperatura. O campo de fluxo foi dividido em três regimes diferentes: o influxo de gases frescos e duas zonas de recirculação: uma interna (ZRC) e uma externa.

Os resultados obtidos por eles mostraram que as chamas estavam ancoradas debaixo do plano da saída do bocal e perto da ZRC, mas a zona da chama principal apareceu a uma distância aproximada de 40-60 mm e com um raio maior e igual a 20 mm. Foram observadas diferenças significativas entre a chama pulsante e a chama sem oscilação com relação à forma da chama, campo de fluxo, mistura, e o progresso da reação. Na chama pulsando, todas as quantidades medidas variaram com a frequência da pulsação. O total da intensidade quimiluminescentes de OH\*, a qual esteve, dentro de certos limites, representando a taxa de liberação de calor, variou entre 16 e 100% durante o ciclo de oscilação. Estas variações estavam em fase com a variação de pressão na câmara de combustão. As variações dependentes da fase das velocidades do escoamento foram maiores perto do bocal. Aqui, a parte mais baixa da ZRC se deslocou para cima e para baixo durante um ciclo de oscilação. Os fluxos moleculares de CH<sub>4</sub> e O<sub>2</sub> variaram em fase, mas através de quantias diferentes, conduzindo a uma variação periódica da razão de

equivalência. Estas variações estavam em acordo qualitativo com as variações de pressão no plenum e na câmara de combustão. A convecção das misturas com altas ou baixas concentrações de  $\text{CH}_4$  para a zona de chama principal ativou a taxa de liberação de calor, que em troca causou as variações de pressão. O laço de realimentação para esta chama foi deste modo um fornecimento de combustível oscilando combinado com um atraso no tempo da convecção.

Uma análise experimental das instabilidades ocasionadas pelo fenômeno PVC em um jato livre de ar a temperatura e pressão ambiente foi estudada por Martinelli *et al* (2007) usando LDV e PIV. Foram considerados dos parâmetros, o número de swirl e o número de Reynolds. A gama de parâmetros considerada permitiu estudar condições de forte precessão como também o começo e o estabelecimento da instabilidade. A análise dos resultados experimentais a  $S$  constante mostram que, quando as instabilidades são estabelecidas, o comportamento qualitativo da velocidade e os perfis radiais rms não variam com  $Re$ , como é esperado para um alto número de Reynolds num escoamento turbulento. A extensão radial da zona de recirculação axial é quase constante e o máximo valor negativo da velocidade axial (no eixo de bocal na seção de saída) aumenta com  $Re$ . O análise do conteúdo espectral das flutuações de velocidade confirma a relação quase linear entre a frequência de precessão e o número de Reynolds. A interpolação das funções de densidade mostrou que a amplitude da componente periódica é dependente de  $Re$  e que o aumento da intensidade de turbulência real com  $Re$  é menor que o aumento do desvio padrão calculado com dados brutos.

Os resultados de velocidade obtidos por Martinelli *et al* (2007) ao analisar os mapas instantâneos de velocidades mostraram que o raio da trajetória média do centro de vórtice é quase independente de  $Re$ . Análises a vazão constante mostraram que o começo do estabelecimento das instabilidades é um processo de três estágios. Este resultado foi observado das grandes modificações dos perfis de velocidade desde condições supercríticas a subcríticas. Ao analisar as PDFs de velocidade e da função do espectro de potencia como funções de  $S$  confirmam que o estabelecimento do PVC coincide com a formação da zona de recirculação axial. Este análise também mostrou que a amplitude do termo flutuante devido ao PVC é uma função do swirl, enquanto a intensidade de turbulência real foi independente de  $S$ . Os

resultados informados acima permitem discutir as propriedades seguintes do PVC: Primeiro, a amplitude do componente periódico devido à precessão do vórtice é uma função de  $Re$  e  $S$  e segundo a intensidade de turbulência real parece ser uma função de  $Re$  e é independente de  $S$ . Estas considerações sugerem que o PVC não interage fortemente com as pequenas escalas de turbulência, pelo menos para a gama de condições exploradas.

Métodos experimentais como LDV, PIV e termopares, como também métodos computacionais modernos, como LES, foram usados por Fureby *et al* (2007) para investigar o fluxo e a dinâmica da chama em um combustor de uma turbina a gás com injeção direta através de um sistema de múltiplos geradores de rotação. Casos com e sem combustão com confinamento foram examinados como também um caso adicional sem confinamento. A geometria complexa através do gerador de rotação para a atmosfera exterior foi simulada, levando em consideração fluxos de calor térmicos aproximados das paredes do combustor, para minimizar os erros. Uma descrição do escoamento e a dinâmica da chama, principalmente para os casos com confinamento, foram providas para aumentar nossa compreensão do conceito da injeção pobre e direta no combustor com múltiplos geradores de rotação. O escoamento foi afetado pela exotermicidade através da expansão volumétrica, o aumento da viscosidade molecular e o momento baroclínico, resultando numa aceleração do escoamento a jusante da chama, e o desenvolvimento de jatos de parede. A chama foi ancorada a jusante da saída de multi-swirler devido aos efeitos combinados de recirculação, swirl e a formação de um vórtice com forma toroidal. Ao comparar as previsões de LES e dados de medida eles concordaram. As características instáveis são dominadas através de modos longitudinais a 400 Hz, e os resultados concordaram ao comparar o LES correspondente e espectros experimentais, amplitude de pressão e troca de fase entre a pressão instável e a liberação de calor total.

A simulação numérica é usada cada dia mais para prever e projetar futuras aplicações na área da combustão. Para que tenha validade é preciso testar os modelos implementados e isto somente é possível através da comparação dos resultados com estudos experimentais. São vários os pesquisadores que desenvolvem estudos na área de simulação em combustão (Zhao *et al*, 2004, Selle *et al*, 2006, Jochmann *et al*, 2006, Herrada e Fernandez-Feria, 2006, Duwing e Fuchs, 2007, Ridluam *et al*, 2007, entre outros). Destaque para Huang e Yang (2004 e 2005),



que frequentemente desenvolvem pesquisas experimentais, e estudam a dinâmica de chamas instáveis em combustores LPM com estabilização por swirl, simulando condições experimentais reportadas em trabalhos anteriores. Entre os seus objetivos estão o estudo da transição da estrutura da chama de um modo estável a um instável, o efeito do swirl no desenvolvimento do escoamento, nas propriedades acústicas e na evolução da chama e investigar a interação entre a dinâmica da chama turbulenta e as oscilações do escoamento. Entre os resultados importantes encontra-se a influência da temperatura de entrada e da razão de equivalência nas características da estabilidade no combustor e como a força do swirl tem efeitos enormes no desenvolvimento do escoamento e da dinâmica da chama na câmara de combustão. Sendo referencia para vários estudos, tanto experimentais como numéricos.

## **2.6 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DAS INSTABILIDADES NA COMBUSTÃO**

Através de varias técnicas de medição é possível caracterizar e detectar as instabilidades na combustão. No item anterior são mencionadas as mais frequentemente usadas em estudos experimentais: sensores de pressão (microfones e transdutores de pressão), PIV, LDV, quimiluminescência, LIF, etc. No nível laboratorial elas são usadas para conhecer a influencia dos fatores que afetam a dinâmica da combustão provocando instabilidades e prover dados para o controle das mesmas em combustores reais, mas a maioria não é aplicável a nível industrial. De forma geral, a medição da pressão dinâmica no combustor é a mais aplicada no controle e monitoramento de instabilidades em sistemas reais devido ao seu baixo custo e fácil implementação.

Como apresentado na Figura 1.1, as instabilidades de combustão podem causar grandes danos no combustor e nos seus componentes a jusante, pelo que qualquer falha originada pelas mesmas pode ser extremamente custosa devido à restituição do equipamento, além de provocar o desligamento total de uma turbina o que gera custos de perda na geração de eletricidade. Conseqüentemente, o monitoramento da dinâmica da combustão tornou-se uma ferramenta padrão na maioria das plantas de geração de energia, não somente para a

identificação e/ou controle das instabilidades, como também é usada para calibrar os equipamentos com relação à emissão, estabilidade e até a taxa de liberação de calor.

Como explicado em Goy *et al* (2005) é possível instalar um sistema de monitoramento contínuo, ainda que não tenha sido fornecido com os equipamentos do sistema de combustão. A instalação envolve a conexão de um sistema de aquisição de dados a um sinal que vem de transdutores de pressão dinâmica, além de ser necessário um estudo prévio das características de pressão dinâmica em cada sistema e para cada modo de operação. Após estabelecida a resposta dinâmica do sistema para cada modo de operação de interesse é observada qualquer mudança na mesma com o objetivo de identificar irregularidades de funcionamento que afetam o desempenho.

Alguns casos de estudo foram apresentados por Goy *et al* (2005) e Sewell e Sobieski (2005) mostrando a importância do monitoramento na detecção de falhas num sistema de combustão. Quando algum dano ocorre, também acontecem mudanças no sinal dinâmico, podendo aumentar a amplitude do sinal a uma determinada frequência ou de todo o sinal.

Goy *et al* (2005) mostra um exemplo de uma falha num combustor devido a esporádicos aparecimento de altas frequências provocadas pelas instabilidades geradas por um modo acústico radial do equipamento.

Sewell e Sobieski (2005) descrevem o sistema de monitoramento do grupo Calpine e entre os casos de estudos mostram a identificação da obstrução do fluxo no combustor pelo monitoramento do espectro de frequência da pressão dinâmica no combustor associado à medição de temperatura antes da entrada na câmara de combustão.

Em geral podemos notar que os usos de sistemas de monitoramento que incluem sensores de pressão não são somente importantes para a detecção e controle das instabilidades, como também para detectar outras irregularidades de funcionamento de um sistema de combustão. Estes sensores combinados com os controles típicos de diagnóstico de um sistema de combustão (sensor de temperatura, sensores de emissões de gases) podem ajudar na

identificação de problemas evitando grandes danos no sistema e na operação de geração de energia.

## 2.7 SUMÁRIO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De forma geral os escoamentos com rotação são utilizados em turbinas para a estabilização da chama devido a que provocam uma ruptura ou colapso de vórtice que induz uma ZRC que funciona como o mecanismo principal de estabilização da chama, além de que é geralmente associados a grandes taxas de cisalhamento e fortes intensidades turbulentas resultantes da ruptura de vórtice, o que favorece a mistura dos reagentes e dos produtos de combustão. Para induzir a rotação são usados swirler que podem ser axiais (incluindo os coaxiais) ou radiais, ainda que se encontrem outros tipos de geradores de rotação. Outra tecnologia muito usada nas turbinas, principalmente nas turbinas estacionárias, é a combustão LPM que, devido ao excesso de ar com relação ao combustível, mantém a temperatura da chama baixa o suficiente para evitar a formação de NO<sub>x</sub> através do mecanismo térmico. A união destas duas técnicas aumenta a probabilidade de aparecimento de instabilidades na combustão, que não são mais que pulsações de pressão que podem causar danos nas câmaras de combustão e até nos componentes das seções a jusante do sistema da turbina. Estas falhas na combustão são extremamente custosas, não somente pela substituição de novos componentes, como também em termos de perda de geração de eletricidade.

São muitos os fatores que estão envolvidos no desenvolvimento das instabilidades na combustão. A publicação feita por Lieuwen e Yang (2005) é uma referencia significativa no estudo das mesmas, colocando casos de estudos, teoria e exemplo de controle e monitoramento, ainda que, devido a que é muito difícil prever as instabilidades, continuam desenvolvendo-se estudos em novos sistemas e tecnologias.

Em estudos como os de Cabot *et al* (2004), em que são estudados um modelo laboratorial mais simples, similar ao deste trabalho, e um modelo a escala de um combustor real é notado que o espectro de frequência da representação a escala do combustor real é muito mais complexo que o espectro de frequência de modelo laboratorial simplificado, o que implica que enquanto

mais parecido às turbinas reais os modelos laboratoriais, maiores informações serão possível obter dos trabalhos experimentais. Isto gera um interesse extra no modelo estudado neste trabalho devido a que não foi estudada anteriormente a influência do comprimento da câmara de pré-mistura para a formação do PVC, já que esta é considerada fundamental no desenvolvimento do mesmo, nem foi estudada a influência de uma contração no final da câmara de combustão, típica em turbinas a gás, onde, segundo Lucca-Negro e Doherty (2001) pode mudar toda a estrutura do escoamento. Cabe mencionar que na literatura não são encontrados muitos estudos que pesquisam sobre a importância da contração no final da câmara de pré-mistura no escoamento.

Ainda deve ser ressaltado como as técnicas de medição não intrusivas tem se estabelecido no estudo de escoamentos turbulentos. A medição de velocidade através de LDV ou PIV pode-se dizer que é uma técnica padrão. Isto se deve a que em escoamentos complexos, como os estudados na literatura apresentada neste capítulo, qualquer interferência de uma sonda pode provocar mudanças na estruturas os mesmos.

Por último deve ser destacado, como visto nos itens 2.5 e 2.6, a importância da medição da pressão dinâmica nos experimentos para identificar uma combustão instável. Tanto nos estudos experimentais como nos sistemas de monitoramento das turbinas o uso de sensores de pressão são o componente principal para identificar instabilidades na combustão ou problemas no funcionamento. Em Sewel e Sobieski (2005) e Goy *et al* (2005) são apresentados casos de estudos onde a medição da pressão dinâmica em turbinas pode identificar falhos no sistema.

Ano	Autor	Objeto de estudo	Técnicas	Principais conclusões
1995	Froud, D. O'Doherty, T. Syred, N	Chama pré-misturada com rotação e gás natural como combustível.	Transdutor de pressão e LDV	O fenômeno de PVC provoca um deslocamento (precessão) do centro do eixo de rotação. Como consequência deste deslocamento a zona de fluxo inverso (ZRC) é também deslocada e o fluido entre o centro do PVC e as paredes é comprimido, produzindo um considerável incremento da velocidade tangencial o que provoca as características do sinal acústico do PVC
1997	Fick, W. Griffiths, A. J. O'Doherty, T.	Chama pré-misturada com rotação	Sistema PTV, câmara de alta velocidade e PIV	Importância da ZRC como mecanismo de realimentação que contribui na eficiência da combustão com gases de baixos valores caloríficos. O PVC criou um forte fluxo externo axial e tangencial com a RFZ
1998	Bradley, D. Gaskell, P. H. Gu, X. J. Lawes, M. Scott, M. J.	Chama pré-misturada com rotação	Espectroscopia Raman, fotografia e modelo matemático	Para razões de equivalência inferiores a 0,6 a chama só é estabilizada pelo gás quente na zona de recirculação central e a razões de equivalência mais altas, a chama é estabilizada por gás quente em ambas as zonas de recirculação, internas e externas. Para valores de razões de equivalência inferiores a 0,6 a maioria do NO produzido originasse como NO prompt na zona de reação
1999	Khezzar, L. Zilwa, S.R. Whitelaw, J.H	Escoamento com e sem reação, pré-misturado após uma expansão súbita	Fotografia, quimiluminescência do CH, LDV, termopar de fio fino Pt/Pt-13%Rh e transdutor de pressão	A extensão da assimetria do escoamento isotérmico foi reduzida pelo acoplamento das pressões entre as duas regiões de recirculação e pela imposição de oscilações a 1/2 e a uma vez a frequência de oscilação do duto. As variações periódicas da forma da chama, velocidades, aceleração e temperatura estavam acopladas com as oscilações de pressão na combustão. O aumento na amplitude das oscilações do fluxo causou uma diminuição das concentrações de NOx medidas à saída de tubo
1999	Paschereit, C. Gutmark, E. Weisenstein, W	Escoamentos com rotação	LDA, PLIF, quimiluminescência de OH, microfones	O modo axisimétrico mostrou uma grande variação da liberação de calor durante um ciclo, enquanto os modos helicoidais mostraram variações na localização radial da máxima liberação de calor
2002	Külsheimer, C. Büchner, H.	Chamas turbulentas com rotação	Anemometria de fio quente, fotomultiplicador	O nível mínimo de excitação da vazão mássica para a formação do vórtice decresce hiperbolicamente com o incremento da frequência de pulsação e com o número de Strouhal. A interferência no processo de combustão de estruturas tridimensionais começa a baixas frequências

2003	Anacleto, P.M. Fernandes, E.C. Heitor, M.V. Shtork, S.I.	Escoamento turbulento com rotação com e sem combustão	Câmara CCD de alta velocidade, termopar de fio fino, analisador de gases, sondas de pressão, LDV	O PVC apareceu para $S > 0,5$ . A frequência dependeu de $Re$ e $S$ . Aumentando $S$ as concentrações de $CO$ e $NO_x$ diminuíram à saída do combustor. Para um $S=1,05$ e $\Phi=0,5$ o desempenho do combustor foi otimizado. A zona central de recirculação estende-se da entrada da zona primária até uma distancia igual a $z/D=1,5$ .
2004	Cabot, G. Vauchelles, D. Taupin, B. Boukhalfa, A.	Chamas turbulentas pré-misturadas com rotação	Analisador de gases, sensor dinâmico de pressão, quimiluminescência de $CH^*$ e LDV	Ao incrementar a pressão diminuiu o comprimento da chama. Uma injeção radial do ar de diluição na câmara diminuiu o comprimento da chama e modificou a intensidade e a posição da zona de reação. A injeção de ar de diluição diminuiu a formação de $NO$ e as reações de oxidação de $CO$ . Somente quatro dessas frequências (32, 133, 350 e 530 Hz) são acopladas aos fenômenos de combustão.
2004	Syred, N. Wong, C. Rodriquez-Martinez, V. Dawson, J. Kelso, R.	Sistemas de combustor com swirl	Revisão de literatura (PIV, LDA, sondas de pressão, câmara de alta velocidade)	O PVC gira ao redor do limite da ZRC, interagindo com a formação da mesma. Para uma alta frequência das oscilações acústicas, a ZRC varia consideravelmente de tamanho e forma durante o ciclo.
2004	Wang, P. Bai, X.S. Wessman, M. Klingmann, J.	Escoamentos isotérmicos com rotação	LDV e simulação LES	Foi observado que a ZRC formada se deslocou a montante ao aumentar o número de swirl, e também aumentou as oscilações a uma frequência dominante baixa (aparecimento do PVC) A técnica LES simulou exitosamente a ruptura do vórtice, a zona de recirculação interna e as estruturas turbulentas anisotrópicas para todos os números de swirl considerados
2005	Johnson, M.R. Littlejohn, D. . Nazeer, W.A. Smith, K.O. Cheng, R.K.	Dois injetores com swirl, um de alta rotação e outro com baixa rotação	PIV	O perfil de velocidade do injetor com baixo numero de swirl é desprovido de uma grande zona de recirculação a diferencia do injetor com altos números de swirl onde foi observada uma região de recirculação forte e grande. O injetor com baixo numero de swirl opera a mesma gama de operação do injetor com alto numero de swirl, encontrando no primeiro uma diminuição de 60% de emissão de $NO_x$ e aproximadamente na mesma ordem, emissões de $CO$
2005	Choi, G.M. Tanahashi, M. Miyachi, T.	Chamas pré-misturadas com rotação e injeção secundária	PLIF $CH/OH$ e transdutor de pressão	A injeção secundária de combustível é eficaz na supressão de oscilações na combustão. Uma injeção secundária de pré-mistura não é efetiva para o controle das oscilações nem para prevenir a extinção da chama

2005	Roux, S. Lartigue, G. Poinsot, T. Meier, U. Bérat, C.	Escoamento com rotação isotérmico e com chama pré-misturada	LDV, sonda acústica e simulação LES e Helmholtz solvers	O modo longitudinal acústico a 3/4 de onda a 360 Hz coexiste com um PVC a 540 Hz no escoamento frio. Com combustão, as flutuações de pressão na câmara ocorrem no modo acústico do dispositivo a 3/4 onda, que troca de 360 Hz (fluxo frio) para 588 Hz (caso com combustão) e o PVC desaparece. As simulações com LES e a ferramentas acústicas combinaram com os resultados experimentais
2005	Fernandes, E.C. Heitor, M.V. Shtork, S.I.	Escoamento isotérmico turbulento e com rotação	Câmara CCD de alta velocidade, sondas de pressão, LDV	Existiu um primeiro modo helicoidal de instabilidade identificado com um comprimento de onda e uma frequência dependente do swirl. O comprimento de onda aumentou monotonamente com S, enquanto a frequência dominante das pulsações do escoamento apresentou uma evolução incomum de forma parabólica com relação a S, com um mínimo de $S=0,88$
2005	Weigand, P. Meier, W. Duan, X.R. Giezendanner-Thoben, R. Meier, U.	Chama por difusão $CH_4$ /ar com rotação	LDV, PLIF de CH, quimiluminescência OH, dispersão Raman, microfone	Grande variação da velocidade axial na zona de recirculação interna. Na zona de recirculação externa a maior variação foi na componente radial de velocidade. Durante um ciclo de oscilação, a taxa de liberação de calor variava por mais que $\pm 20\%$ , a temperatura das misturas de ar e combustíveis não queimados no começo da zona de chama, variou em fase com a liberação de calor total. As oscilações da taxa de liberação de calor foram acompanhadas por mudanças periódicas da expansão térmica, intensidade de swirl, e pressão
2005	Duan, X.R. Meier, W. Weigand, P. Lehmann, B	Chama por difusão $CH_4$ /ar com rotação	LDV, dispersão Raman, quimiluminescência OH e LIF de CH	Variação dependendo da fase da temperatura, espécies, fração de mistura e velocidades.
2006	Weigand, P. Meier, W. Duan, X.R. Stricker, W. Aigner, M	Chama por difusão $CH_4$ /ar com rotação	Dispersão Raman, LDV, PLIF de OH e de CH, microfone	As chamas não foram ancoradas ao bocal de combustível e deste modo eram parcialmente pré-misturada antes da ignição. Mudanças periódicas na expansão das zonas de recirculação interna e externa melhoraram a mistura de ar, combustível e gases de exaustão, o qual contribuiu ao aumento do progresso da reação.

2006	Meier, W. Duan, X.R. Weigand, P	Chama por difusão CH <sub>4</sub> /ar com rotação	Dispersão Raman	A estabilização de chama é principalmente realizada por produtos de combustão quentes e relativamente rico em combustível que são transportados para a base da chama devido a uma zona de recirculação interna. As chamas são curtas (<50 mm), exibindo oscilações termo acústicas, e alcançam um estado termoquímico perto do equilíbrio adiabático na extremidade da chama.
2006	Schildmacher, K. Koch, R. Bauer, H.	Escoamento com e sem reação, pré-misturado com rotação	LIF, LDA e anemometria de fio quente.	Flutuações temporais causadas por um PVC localizado no bocal do queimador. A frequência desta instabilidade do escoamento frio é linearmente proporcional à vazão de ar. Não se encontra PVC no escoamento com reação. Um modo de Helmholtz onde o duto de entrada de ar serve como ressonador foi identificado como mecanismo de realimentação das instabilidades acústicas.
2006	Owaki, T. Umemura, A.	Chama pré-misturada com rotação	LDV, fotografia	A mudança da densidade através da combustão não alterou a estrutura dinâmica essencial do escoamento no bocal (em particular, a montante da chama) porque, na gama de velocidade do escoamento no bocal considerado no estudo, a diminuição de pressão total causada pela presença da chama foi desprezível comparada à pressão dinâmica do fluxo de gases não queimados que entram na região de recirculação.
2007	Mourtazin, D. Cohen, J.	Jatos com rotação	PIV	A ruptura do vórtice pode ser efetivamente suprimida ou intensificada quando há uma diferença de temperatura negativa ou positiva, respectivamente, entre o núcleo do jato e o fluido ao redor.
2007	Janus, B. Dreizler, A. Janicka, J.	Chamas por difusão com rotação	LDV, PLIF OH	Foi observado o fenômeno PVC e sua amplitude dependeu da localização no campo do escoamento. O aumento da densidade de superfície de chama com o incremento da pressão no combustor foi causado pela chama em forma de cone.
2007	Fritsche, D. Füri, M. Boulouchos, K.	Chama pobre, pré-misturada e estabilizada por swirl	OH quimiluminescência, microfones, sensor de pressão dinâmico, PLIF OH	Foram observados três tipos de chamas: duas estáveis, uma pobre e uma rica, separadas por uma chama instável. A transição pobre da chama estável para a instável aconteceu abruptamente com pequena variação dos parâmetros enquanto a transição da chama instável para a chama rica foi contínua.
2007	Meier, W. , Weigand, P. . Duan, X.R Giezendanner-Thoben, R.	Chama pobre, pré-misturada e estabilizada por swirl no combustor da Figura 2	Microfones, detecção de quimiluminescência de OH*, LDV, PLIF OH, e dispersão Raman	O total da intensidade quimiluminescentes de OH* variou entre 16 e 100% durante o ciclo de oscilação, em fase com a variação de pressão na câmara de combustão. As variações das velocidades dependendo da fase foram maiores perto do bocal.



2007	Martinelli, F. Olivani, A. Coghe, A.	Jato livre de ar com rotação	LDV e PIV	A amplitude do componente periódico devido ao PVC é uma função de Re e S. A intensidade de turbulência real parece ser uma função de Re e é independente de S.
2007	Fureby, C. Grinstein, F.F. Li, G. Gutmark, E.J.	Escoamentos com e sem combustão num swirl com injeção direta	LDV, PIV, termopares e simulação LES,	A chama foi ancorada a jusante da saída de multi-swirler devido aos efeitos combinados de recirculação, swirl e a formação de um vórtice com forma toroidal. As características instáveis são dominadas através de modos longitudinais a 400 Hz, e os resultados concordaram ao comparar o LES correspondente e espectros experimentais, amplitude de pressão e troca de fase entre a pressão instável e a liberação de calor total.
2007	Shtork, S.I. Cala, C.E. Fernandes, E.C.	Escoamentos isotérmicos com rotação	Câmara CCD de alta velocidade, sondas de pressão, LDV	A força da zona de recirculação foi grande e alcançou seu valor máximo perto da saída do bocal. A intensidade do PVC diminuiu rapidamente com a coordenada axial, e quase desapareceu a uma distância de 0,6 o diâmetro, enquanto o tamanho transversal do núcleo do vórtice ao longo da coordenada radial diminuiu até 0,22d e na escala ortogonal ao longo da direção de azimutal aumenta até ser = 0,8d, de forma que o núcleo estava distorcido a medida que avança a jusante

### 3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O sistema estudado está composto por um modelo laboratorial de um combustor LPM, sistema de medição de velocidade através da técnica PIV e sistema de aquisição de pressão dinâmica pelo uso de microfones.

#### 3.1 INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

A instalação experimental foi construída por Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e b) e Shtork *et al* (2007) no Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa.

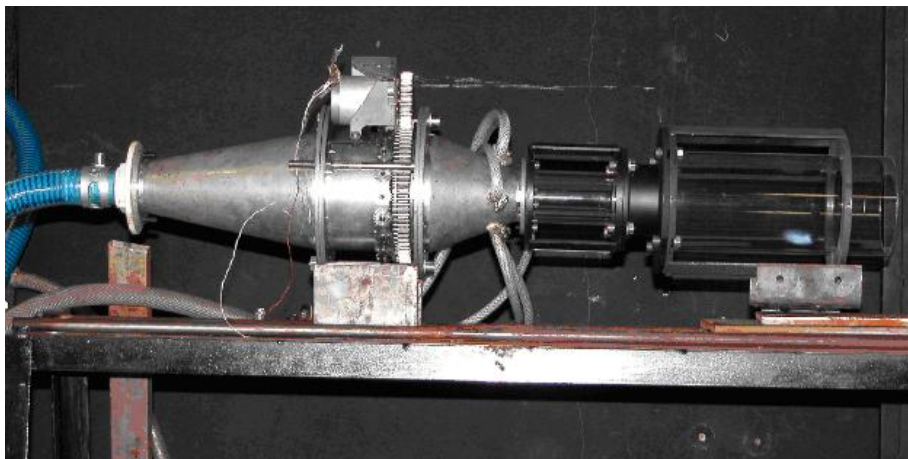
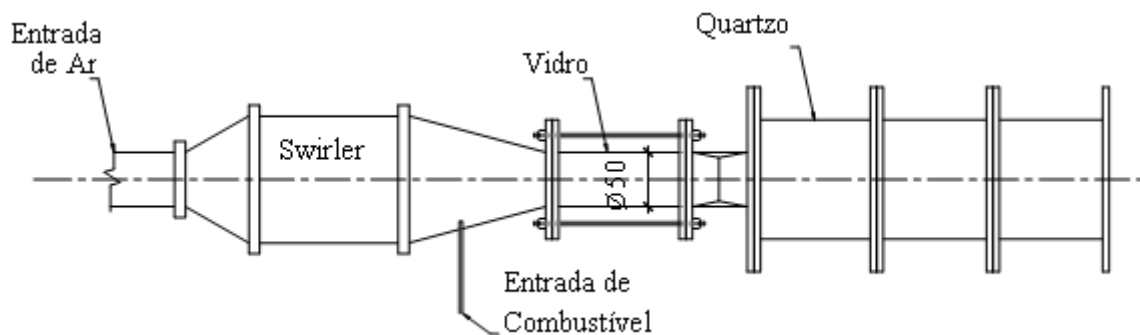


Figura 3.1 - Câmara de combustão.

O modelo laboratorial do combustor LPM está constituído por três partes fundamentais: o gerador de rotação ou swirler, a câmara de pré-mistura e a câmara de combustão. (Figura 3.1)

O uso de um gerador de rotação em câmaras de combustão LPM permite o controle do tempo de residência, intensificando os processos de transferência de calor, massa e

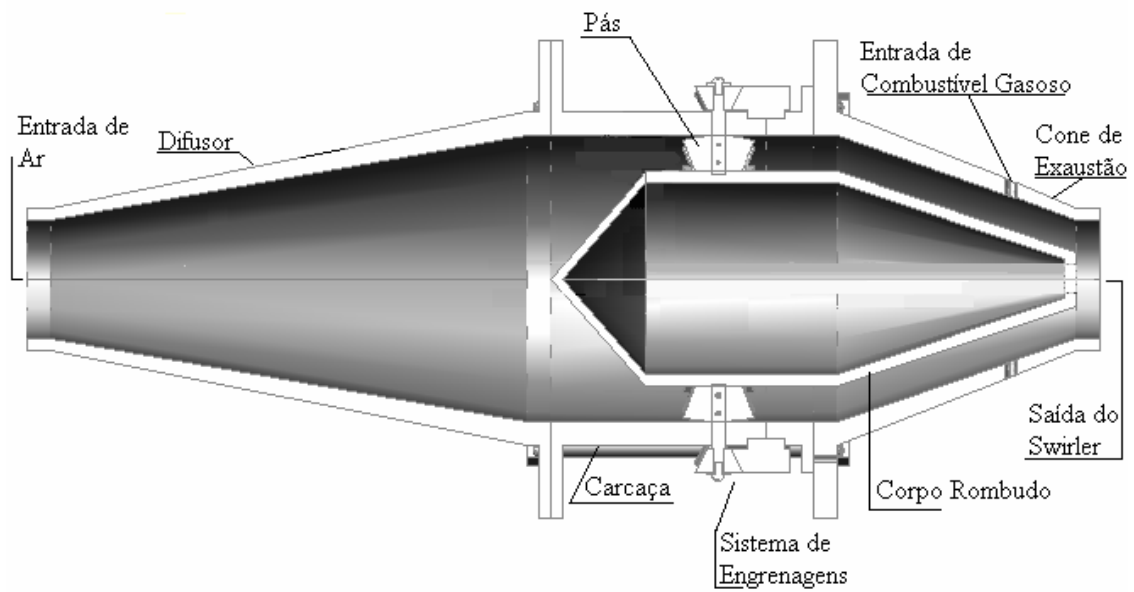
momento dentro da câmara de pré-mistura; facilita a estabilização da chama através da formação de uma zona central de recirculação na zona primária da câmara de combustão propriamente dita, diminuindo o comprimento da chama e por tanto, as dimensões da câmara de combustão LPM. Além disso, permite a otimização do tempo de residência favorecendo a queima total do CO e dos hidrocarbonetos não queimados sem sacrificar a produção de NOx, devido à insensibilidade a baixas temperaturas do efeito do tempo de residência na zona primária na produção de NOx (Smart *et al*, 2000).

O gerador de rotação (*swirler*) foi construído como parte de um trabalho de graduação (Ivo, 2003) (Figura 3.2). O ar passa através de um cone divergente com um diâmetro de entrada de 50 mm, chegando ao modulo onde se encontram as pás, que tem um diâmetro externo de 120 mm e interno de 90 mm e posteriormente converge a um diâmetro de 50 mm que sai à pré-câmara. No centro tem um corpo rombudo que acompanha a forma do swirl, funcionando como um eixo central. As pás se encontram acopladas a um sistema de engrenagem que permite a variação do ângulo de 0° (sendo o valor zero quando a pá esta completamente perpendicular, sem restringir a entrada de ar) até aproximadamente 60°, com a finalidade de controlar o nível de rotação do escoamento. A entrada de combustível pode ser feita através de oito orifícios com diâmetros de 2,5 mm, que se encontram no cone de exaustão do *swirler*.

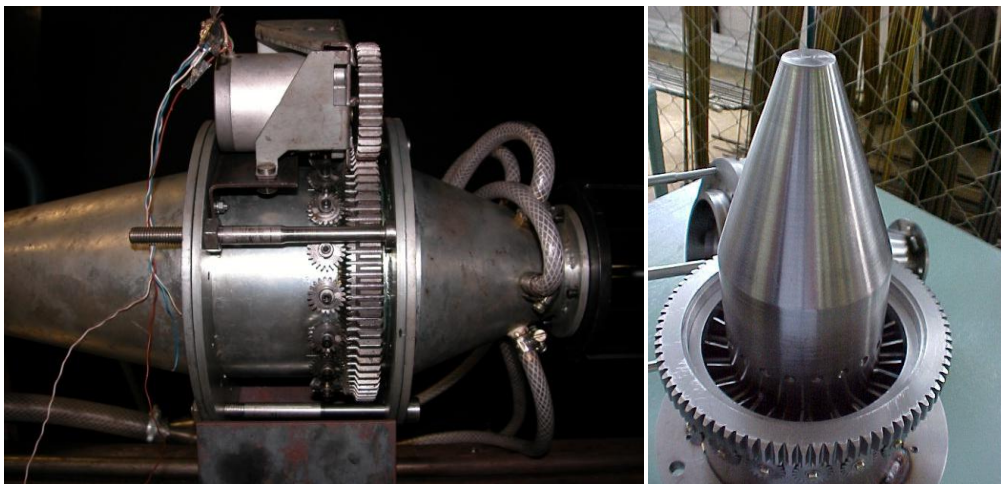
O número de *swirl* é definido através da geometria do gerador de rotação como (Anacleto *et al* (2003)):

$$S = \frac{2}{3} \left[ \frac{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \right] \tan \varphi, \quad (3.1)$$

Onde  $D_1$  (90 mm) e  $D_2$  (120 mm) são os diâmetros do suporte das pás e da câmara de saída do *swirler*, e  $\varphi$  corresponde ao valor do ângulo das pás com relação ao eixo vertical (Tabela 3.1).



a) Desenho



b) Foto

Figura 3.2 - Gerador de Rotação (Ivo, 2003).

Tabela 3.1 - Relação do número de Swirl com o ângulo das pás.

S	$\varphi$
0,08	5
0,24	15
0,41	25
0,62	35
0,88	45
1,05	50
1,26	55

A descarga do gerador de rotação é acoplada a uma câmara de pré-mistura de 160 mm. O corpo da câmara de pré-mistura é formado por um tubo de vidro de 50 mm de diâmetro e 110 mm de comprimento possibilitando a utilização de técnicas ópticas e por um corpo

convergente-divergente com o menor diâmetro igual a 40 mm e comprimento de 50 mm, que se encontra antes de entrar na câmara de combustão com o objetivo de ajudar na estabilização da chama e evitar o retorno de chama. (Figura 3.3).

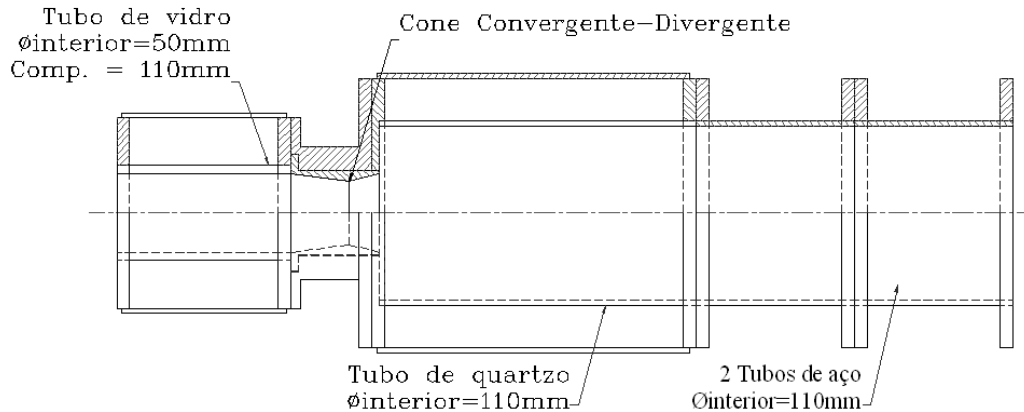


Figura 3.3 - Câmara de pré-mistura com cone convergente-divergente e câmara de combustão.

A câmara de combustão, propriamente dita, é constituída de três módulos, sendo o primeiro, tomando como referência a entrada do fluxo, um tubo de quartzo com espessura de 3 mm e diâmetro interno de 110 mm, os outros dois módulos são de aço. O comprimento total da mesma é de 300 mm. A instalação experimental foi projetada de modo que se tenha flexibilidade e facilidade de operação, onde suas partes componentes são conectadas por meio de flanges parafusadas, o que facilita a montagem e desmontagem.

O fornecimento de ar ao combustor é realizado através de mangueiras conectadas a um ventilador centrífugo, onde a vazão é controlada por meio de placa de orifício. A placa de orifício usada é do tipo "*corner taps*" e foi um projeto desenvolvido no Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) para as especificações de nosso trabalho com base na Norma 5167/98 para diâmetros de tubulação entre 1000 e 25 mm com um diâmetro do tubo igual a 42,72 mm e o do orifício é de 29 mm.

As placas de orifício são elementos primários de medição de vazão. Conhecendo o diâmetro do orifício e do tubo, o tipo de placa, as características do fluido e as pressões antes e após o orifício é possível calcular a vazão fazendo uso de normas, específicas para

cada faixa de diâmetro de tubo. Segundo a norma a incerteza destas placas de orifício pode chegar até 2%.

Na Tabela 3.2 são apresentadas as vazões usadas no estudo e os números de rotação trabalhados com cada vazão:

Tabela 3.2 - Relação do número de Reynolds com números de Swirl relevantes estudados.

<b>Re</b>	<b>S</b>
20000	0,41
30000	
40000	0,62
50000	0,88
60000	1,26
70000	
64000	0,88

### **3.2 . VELOCIDADE POR IMAGEM DE PARTICULAS (PIV)**

A técnica PIV (particle image velocimetry, em português: velocimetria por imagem de partícula) é uma técnica de medição de velocidade amplamente usada em escoamentos de interesse na engenharia. Por se tratar de uma técnica óptica não invasiva, tem sido cada vez mais utilizada em problemas complexos, particularmente na caracterização de escoamentos turbulentos, tanto isotérmicos como com combustão, já que permite avaliar num mesmo instante de tempo as velocidades num plano e torna possível a obtenção de informações sobre a dinâmica das estruturas e suas escalas.

#### **3.2.1 . Princípio de operação**

O princípio fundamental do PIV é medir os deslocamentos das partículas com relação aos eixos de referência das imagens, sendo o intervalo de tempo entre as imagens conhecido. Os deslocamentos devem ser suficientemente pequenos tais que a variação dos mesmos com relação ao intervalo de tempo seja uma boa aproximação da velocidade na direção medida. Isto é, a trajetória de cada partícula deve estar quase em linha reta e a velocidade ao longo da trajetória deve ser quase constante. Estas condições podem ser atingidas pela

busca de intervalos de tempos pequenos quando comparados com as escalas de escoamento relevantes para o experimento.

Os principais elementos que compõem a técnica do PIV são o fluido, as partículas traçadoras, o sistema de iluminação, o sistema de aquisição das imagens e o sistema de processamento das imagens para a extração do campo de velocidade desejado. A operação começa quando uma fonte laser ilumina o escoamento semeado de partículas. Simultaneamente, são adquiridas duas imagens por meio de uma câmara CCD, posicionada ortogonalmente ao plano de luz no caso de medição bidimensional. Tanto a câmara como o sistema laser são sincronizados e o tempo de separação entre as duas imagens é escolhido para que o deslocamento das partículas traçadoras dentro do fluido seja somente de poucos pixels de uma exposição à outra, garantindo a linearidade do deslocamento. Posteriormente são usados algoritmos matemáticos, como o de correlação cruzada, que calculam as velocidades das partículas no plano baseados na distância percorrida e o tempo entre as duas imagens.

### **3.2.2 . Partículas traçadoras**

Na escolha das partículas devem-se levar em consideração os requerimentos expostos a seguir:

- As partículas têm que ser o suficientemente pequenas para seguir o movimento do escoamento completamente
- As partículas têm que ser grande o suficiente para que espalhe a luz necessária para sensibilizar o sensor da câmera no momento do registro da imagem.
- As partículas devem ser homoganeamente distribuídas dentro do feixe de luz.
- As partículas não podem alterar as propriedades do fluido ou do escoamento.

#### **3.2.2.1. Considerações para a escolha do diâmetro das partículas**

Seguir o movimento do escoamento completamente implica que a velocidade de deslizamento das partículas com relação à velocidade do escoamento deve ser pequena. Na

prática um requerimento suficiente é que a velocidade de deslizamento deve ser pequena em comparação à inexatidão na medição. Um dos parâmetros característicos das partículas que determina a adequação das partículas é a constante chamada tempo de relaxação, que não é mais que o tempo que a partícula necessita para se ajustar a mudanças repentinas de velocidades. Quando esta constante de tempo é pequena comparada à menor escala de tempo do movimento do escoamento, a partícula segue o escoamento completamente.

Segundo Raffel *et al* (1998) a velocidade da partícula segue uma lei exponencial se a densidade da partícula é muito maior que a densidade do fluido.

$$U_p(t) = U \left[ 1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_s}\right) \right] \quad (3.2)$$

Esta constante de tempo é obtida baseada na suposição que o movimento das partículas pode ser determinado somente pelo arraste de Stokes. Para esse caso, assumindo uma partícula esférica, o tempo de relaxamento ( $\tau_s$ ) é dado por (Raffel *et al*, 1998):

$$\tau_s = d_p^2 \frac{\rho_p}{18\mu} \quad (3.3)$$

O resultado da Equação (3.2) é mostrado na Figura 3.4 para diferentes diâmetros de partículas de óleo num escoamento desacelerado de ar. Pode ser observado que partículas de diâmetro igual a 1  $\mu\text{m}$  tem a melhor resposta às mudanças de velocidade.

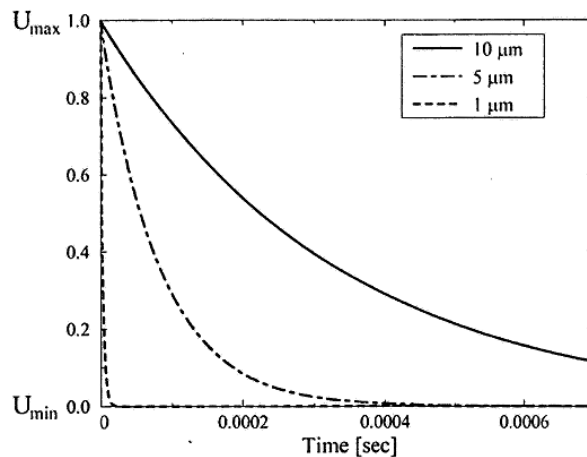


Figura 3.4 - Tempo de resposta para partículas de óleo com diferentes diâmetros em um escoamento de ar desacelerado. (Raffel *et al*, 1998)



Num estudo feito por Melling (1997) foram resumidas as especificações do tamanho adequado de partículas para servir como marcadores em sistemas PIV. Para escoamentos gasosos com partículas de óleo como marcadores (como no nosso caso), foi observado que partículas entre 2-3  $\mu\text{m}$  tem uma resposta de frequência de aproximadamente 1 kHz, o que se considera aceitável, mas para escoamentos turbulentos é preferível partículas com diâmetro de aproximadamente 1  $\mu\text{m}$  que tem uma resposta de frequência de 10 kHz.

Como foi mencionado anteriormente o diâmetro das partículas tem que ser o suficientemente grande para que a luz que espalham seja captada pela câmera CCD. Na Figura 3.5 pode ser observado que para partículas com diâmetro menor que aproximadamente 1  $\mu\text{m}$  o espalhamento da luz decresce rapidamente por isto não é recomendado partículas menores.

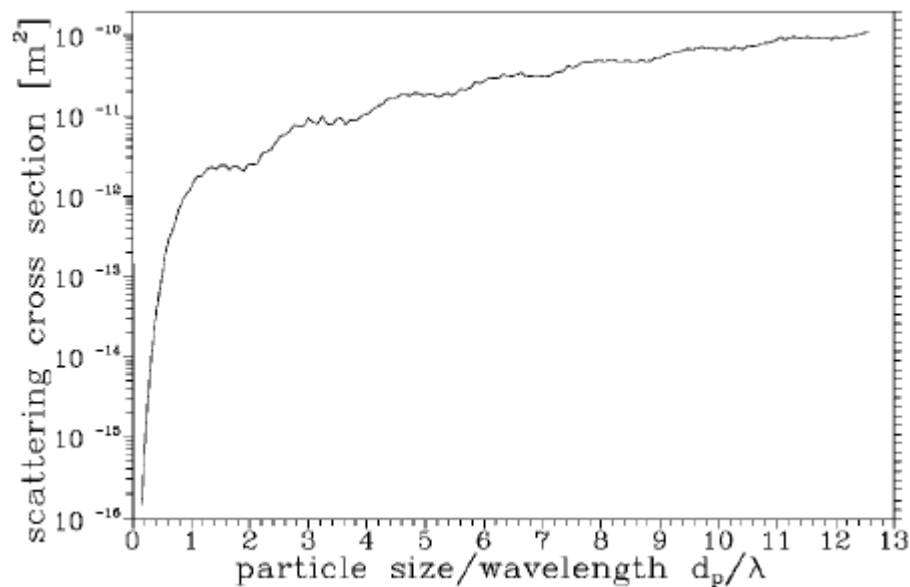


Figura 3.5 - Seção transversal da dispersão da luz em função do diâmetro das partículas (Raffel *et al*, 1998).

### 3.2.2.2 Distribuição das partículas

Lograr que as partículas marcadoras no fluido estejam homoganeamente distribuídas é um dos maiores desafios em experimentos com sistemas PIV e, ao mesmo tempo, da distribuição homogênea e da concentração adequada de partículas depende o sucesso do experimento. As partículas devem ser distribuídas homoganeamente sobre o feixe de luz, a fim de poder fazer uma avaliação imparcial do deslocamento das mesmas por meio das

técnicas de correlação e para evitar diferenças muito grandes no número de partículas nas áreas de interrogação. É de especial atenção escoamentos turbulentos já que as partículas tendem a agrupar-se nas zonas com vorticidade.

Uma tendência comum, mas errônea, é aumentar os níveis de sementeira além do ótimo, isto pode provocar contaminação das interfaces óticas para a iluminação e imagem (ex. sujar as paredes do tubo de quartzo), opacidade e imagens desfocadas devido a um posicionamento incorreto do plano focal da imagem.

Geralmente se as partículas são pequenas o suficiente para seguir o escoamento de forma exata, elas também serão distribuídas homoganeamente sobre o plano de luz. Isto é somente verdade se as partículas são injetadas o suficientemente longe a montante da posição de medição, a fim de permitir que a turbulência misture as partículas ao longo do volume medição.

### **3.2.3 Técnica de correlação**

Após a aquisição das imagens é necessário a análise das mesmas para obter os campos de velocidades. Esta fase começa dividindo a imagem em janelas de interrogação onde é aplicado o método de correlação cruzada. A correlação cruzada é uma medida da semelhança de duas funções e é utilizada na análise do PIV como método para lograr uma correspondência padrão dos deslocamentos. O método de correlação, basicamente, determina estatisticamente o deslocamento em pixels necessário para alcançar a melhor sobreposição das duas áreas. A correlação é computada com ajuda do algoritmo da Transformada de Fourier (FFT). Este método é amplamente detalhado na literatura (Westerweel (1993), Raffel *et al* (1998)).

A simples aplicação do algoritmo descrito na literatura pode levar a erros significativos de medição. Esses erros são devido a violações dos dois pressupostos básicos da abordagem normal: que cada imagem da partícula na janela de interrogação tem um par correspondente e que cada imagem é deslocada por um montante idêntico.

Alguns exemplos que violam as duas regras são:

- Perda do par devido ao tamanho finito da área de interrogação. É comum, especialmente para pequenas janelas de interrogação, que uma partícula que estava nas bordas da janela de interrogação não apareça na próxima imagem devido a que se deslocou fora da mesma ou vice-versa.
- Imagem (da partícula) truncada devido ao tamanho finito da área de interrogação. Também é um problema que afeta fundamentalmente a pequenas janelas de interrogação e quando a imagem da partícula é grande.
- Gradientes de velocidade e de partículas traçadoras na janela de interrogação produzem um desvio sistemático com relação aos menores deslocamentos e nas sub-regiões com alta concentração de partículas como resultado de emparelhamento freqüente.

No presente trabalho, para obter os valores de velocidades com alta resolução espacial, foi usado um algoritmo de processamento, implementado no software de processamento (Lourenço e Krothapalli (2000)). No mesmo, para eliminar os erros devido ao tamanho finito das janelas de interrogação mencionados anteriormente um método de máscara é habilitado. Neste método as partículas na área de interrogação são detectadas por contraste mínimo cujo valor é determinado do gradiente médio para cada região analisada. A máscara não é mais que um mapa da janela de interrogação completada com “1” nas posições onde a imagem da partícula é detectada e “0” nos outros lugares. Os zeros também são colocados nas posições das fronteiras das áreas de interrogação. Esta operação possibilita a eliminação do ruído de fundo devido à reflexão e a iluminação parasita, elimina o efeito do truncamento das partículas, como também aumenta o nível do sinal no pico de correlação. A aplicação da máscara elimina o efeito de desvio sistemático observado na correlação por FFT padrão e resulta numa redução significativa da dispersão.

Alem disso, para eliminar os erros devido à perda do par na imagem originado pela correlação de duas regiões fixas, um esquema é usado no qual o número máximo de pares entre as duas regiões é procurado pela correlação de uma janela de interrogação menor com uma maior. Para ajustar a desigualdade do tamanho na FFT, a janela pequena é preenchida com zeros para chegar ao mesmo tamanho da janela maior. Esta técnica de janelas adaptativas reduz a dispersão de dados.

Um recurso de alta resolução é implementado para avaliar os efeitos dos gradientes de velocidade e de densidade das partículas traçadoras. Durante a aplicação da máscara, o recurso de detecção de partículas também gera uma lista da posição do centro de massa, área e fator de forma de cada imagem de partículas. Então, o procedimento de pareamento de imagem de partícula é aplicado baseado no deslocamento do grupo. Neste procedimento uma correlação direta no domínio espacial é aplicada para achar o deslocamento para a máxima correlação. A resolução sub-pixel é achada por meio do procedimento de interpolação gaussiana. Maiores detalhes podem ser encontrados em Lourenço e Krothapalli (2000).

### **3.2.4 Incertezas na medição PIV.**

A precisão nas medições feitas com PIV depende de diversos fatores. Estes fatores podem estar associados ao sistema experimental (hardware, procedimento de calibração, aberrações na imagem ou pelas partículas que podem não seguir o escoamento) até o sistema de processamento (tipo de correlação, recursos empregados para a otimização do processamento).

Estas incertezas podem ser avaliadas de varias maneiras. Uma opção é a utilização de imagens reais de PIV para as quais os dados de velocidades são conhecidos de forma confiável (por exemplo, um escoamento unidirecional e laminar), mas a maioria das vezes os escoamentos estudados estão longe deste ideal. A segunda alternativa é o uso de outra técnica experimental (como o LDA, com um procedimento de Análise de incertezas bem determinado) comparando os resultados, mas somente é viável para determinar o erro entre as duas técnicas em poucos pontos de medição, pelo que deve ser usada para um escoamento com baixo gradiente de velocidades senão o uso de ambas é desnecessário (Foucat *et al.* (2004)). A terceira opção é o uso de imagens geradas artificialmente (Bolinder (1999) e (2000), Huang *et al* (1997), Foucat *et al.* (2004), Lourenço e Krothapalli (2000) ,Raffel *et al* (1998), Ruan *et al* (2003), Westerweel, (2000)). O método mais usado baseia-se na simulação de Monte Carlo, mas somente serve para definir critérios para aperfeiçoar os fatores que afetam a medição já que, geralmente, nestas simulações são feitas considerações que diferem da realidade como que a distribuição de partículas é uniforme (desprezando os erros de agrupamento das partículas devido a

gradientes de velocidade e/ ou vorticidade), a intensidade das imagens das partículas é considerada do tipo Gaussiano e para a maioria das análises o ruído na imagem é desprezado. A análise de incertezas para estas imagens artificiais não têm em conta as imprecisões devido ao sistema experimental, contudo, tem sido de grande ajuda para delinear recomendações que minimizam os erros nas medições.

Baseados na literatura existente sobre os sistemas PIV as seguintes recomendações devem ser seguidas para minimizar os erros nas medições.

- Idealmente, para a correlação cruzada entre duas imagens, o diâmetro da imagem da partícula para uma boa resolução sub-pixel é de aproximadamente 2 pixels (Raffel *et al* (1998) e Bolinder (1999)).
- O deslocamento da partícula deve ser menor que 0,25 vezes o tamanho da janela de interrogação (Aanen (2002), Bolinder (1999), Alekseenko *et al* (2004)). Se o deslocamento das partículas é muito grande em relação com o tamanho da janela, muitas partículas podem sair da área de interrogação entre as duas exposições.
- A densidade média efetiva de partículas deve ser maior que 10 por área de interrogação de 16x16 pixels (aproximadamente 0,03 partículas/pixels quadrados, Raffel *et al* (1998)).
- Uma das desvantagens do PIV em 2D é que somente é capaz de medir velocidade no plano do feixe de luz, onde a componente de velocidade perpendicular ao plano é perdida, enquanto as componentes dentro do plano de medição são afetadas por um erro irrecuperável devido à perspectiva. Para minimizar este erro Raffel *et al* (1998) recomenda que o intervalo de tempo entre duas imagens seja reduzido. Keane e Adrian (1990) e Bolinder (1999) recomendam que o deslocamento máximo para fora do plano deve ser menor que 0.25 vezes a espessura do plano laser.

Neste trabalho são estimadas as incertezas na medição do PIV fazendo uso de um procedimento para o cálculo das mesmas, recomendado pela International Towing Tank

Conference (2008) onde determina alguns tipos de erros e a propagação dos mesmos na medição PIV (Apêndice A).

### 3.2.5 Estimação de dados derivativos.

A vorticidade e a deformação são propriedades do escoamento que podem ser obtidas por diferenciação do campo de velocidades. Num PIV convencional (bidimensional), além das duas componentes de velocidade no plano estudado pode ser calculada a componente de vorticidade normal ao plano ( $\omega_z$ ), e duas componentes, assumindo fluido incompressível, do tensor taxa de deformação ( $\epsilon_{xy}$ , componente no plano xy e  $\epsilon_{zz}$ , componente normal ao plano xy) (Westerwheel, 1993).

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.4)$$

$$\epsilon_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.5)$$

$$\eta = \epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.6)$$

$$\eta = -\epsilon_{zz} = -\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.7)$$

Alguns esquemas de diferenciação padrões são resumidos em Raffel *et al* (2007), mas são pouco usados devido às incertezas na implementação dos mesmos. Atualmente são empregadas técnicas alternativas e a mais usada é a conhecida como método de circulação entre os 8 pontos vizinhos (Raffel *et al* (2007) Westerweel (1993).

### 3.2.6 Componentes do sistema PIV usado

Na Figura 3.6 mostra um diagrama do sistema PIV usado no presente estudo experimental.

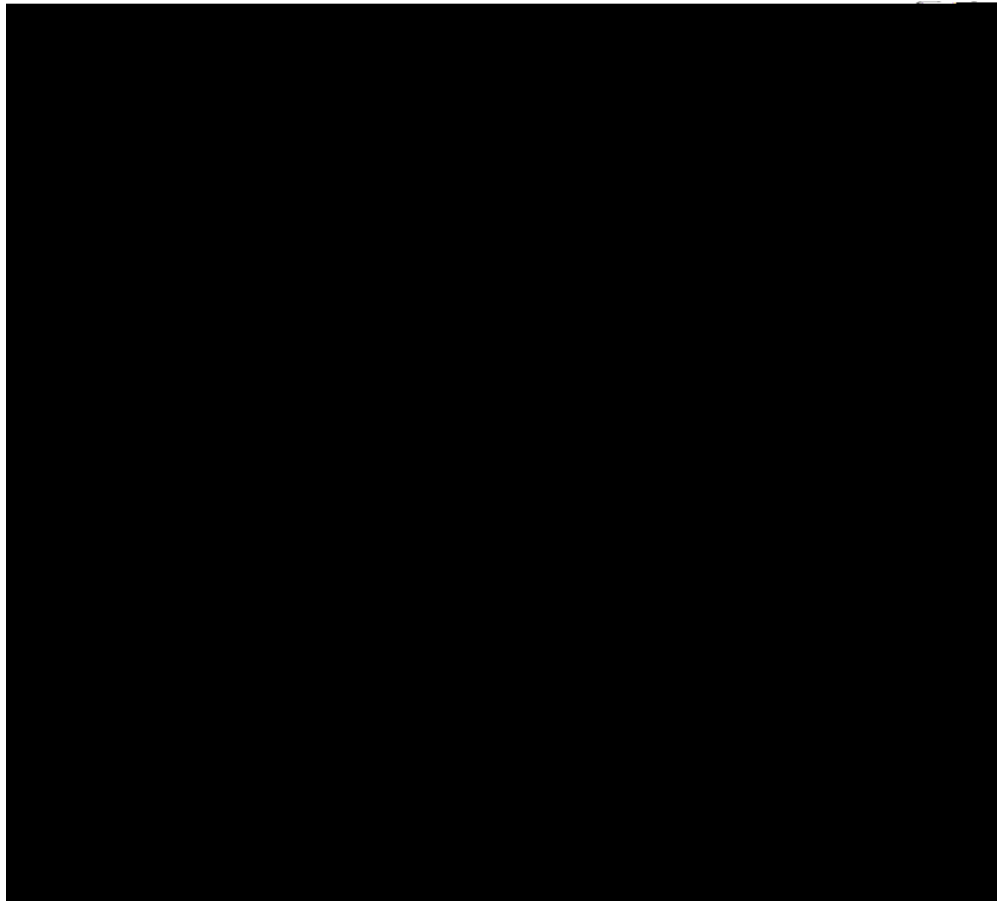


Figura 3.6 - Diagrama da instalação experimental para a medição de velocidade (PIV).

Para caracterizar os campos de velocidade foi utilizado um sistema de diagnóstico baseado na técnica PIV da Integrated Design Tools, Inc. O sistema consiste principalmente em:

#### 3.2.6.1 Câmera CCD

Uma câmara da SharpVision, modelo 1400-DE, foi usada para a aquisição das imagens do escoamento (digital monocromática de 10 bits). A resolução espacial da mesma é de 1360x1024 pixels e uma velocidade de até 40 quadros por segundo. Na mesma, foi acoplada uma lente H6Z0812 da Computar com filtro centrado no comprimento de onda de 532 nm.

#### 3.2.6.2 Fonte de Laser pulsado

Foi usado o Laser Nd:YAG, Modelo ULTRA CFR-200 da marca BIG SKY LASER. O comprimento de onda do laser é de 532 nm com dupla cavidade que proporciona um plano de luz pulsado com 120 mJ de energia. O atraso no Q-Switch foi ajustado para que, em

cada par de imagens adquirido, o escoamento esteja apropriadamente iluminado. A separação do pulso também foi escolhida segundo a velocidade máxima esperada no escoamento, com o objetivo de que o deslocamento máximo de uma partícula em cada par de imagens consecutivas não ultrapasse os 7 pixels.

### 3.2.6.3 Sincronizador

O Modelo X-Stream™ Timing Hub SDK da IDT fornece o controle e ativação dos sinais, garantindo a precisão e sincronização dos componentes do sistema. Este módulo é programável através do software do sistema, o que permite configurar a duração do pulso de laser, a distância entre os pulsos, a energia fornecida por pulso com lasers tipo Nd:YAG, o controle da abertura das câmaras CCD e o controle de dispositivos externos. Dois modos de operação podem ser configurados: interno e externo. No modo interno, usado no experimento, os sinais de trigger da câmara e do laser são controlados por um relógio interno.

### 3.2.6.4 Sistema de geração de partículas

Nos escoamentos gasosos a correta escolha do gerador de partículas é determinante para a obtenção de resultados confiáveis. Especificamente em escoamentos turbulentos é recomendado que o diâmetro das partículas seja de até 3 $\mu\text{m}$ , sendo preferidas partículas com diâmetro de até 1 $\mu\text{m}$ , já que sua resposta de frequência chega a 10kHz (Melling, 1997). Nas medições de PIV o sistema formado por um gerador do tipo “Laskin Nozzle” e óleo, descrito em detalhe por Echols e Young (1963), é amplamente utilizado. Estas partículas têm a vantagem que não são tóxicas e permanecem no ar por horas sem mudar significativamente suas dimensões. O diâmetro das partículas geradas geralmente tem um valor médio de 1 $\mu\text{m}$  e não depende do líquido usado (Raffel *et al* 1998, Echols e Young (1963), Abrantes (2005), Kähler *et al* (2002), Melling (1997)).

O dispositivo usado para gerar as partículas foi construído no Departamento e consiste num recipiente cilíndrico fechado, com duas entradas de ar e uma saída. Uma entrada é acoplada a três tubos com diâmetro interno de 7.2 mm através de válvulas de agulha, os quais estão submersos em óleo, no máximo a 25 mm da superfície livre do líquido e pelo



menos a 25 mm do fundo do recipiente. Cada tubo é fechado no extremo inferior e foi feito um bocal tipo Laskin a 10 mm da extremidade.

O bocal Laskin consiste em 4 furos de 1mm distribuídos radialmente. Justamente acima da saída tem um anel de 19 mm de diâmetro e 4 de espessura, o qual tem 4 furos de 2mm de diâmetros, localizados tangente ao bocal e coincidindo com as saídas do bocal. A quantidade de partículas é controlada pelo número de bocais ativos. A segunda entrada de ar é conectada diretamente no topo do recipiente. Ar comprimido, com uma diferença de pressão com relação à pressão de saída de 0,5 até 1,5 bar, é injetado através dos bocais, criando bolhas dentro do líquido. Devido à tensão de cisalhamento induzida pelos jatos sônicos, pequenas gotas são geradas e carregadas dentro das bolhas chegando à superfície de óleo. Uma placa circular para reter as partículas com maior diâmetro é colocada horizontalmente dentro do recipiente de modo que uma pequena diferença de cerca de 2 mm é formada pela placa e a parede interna.

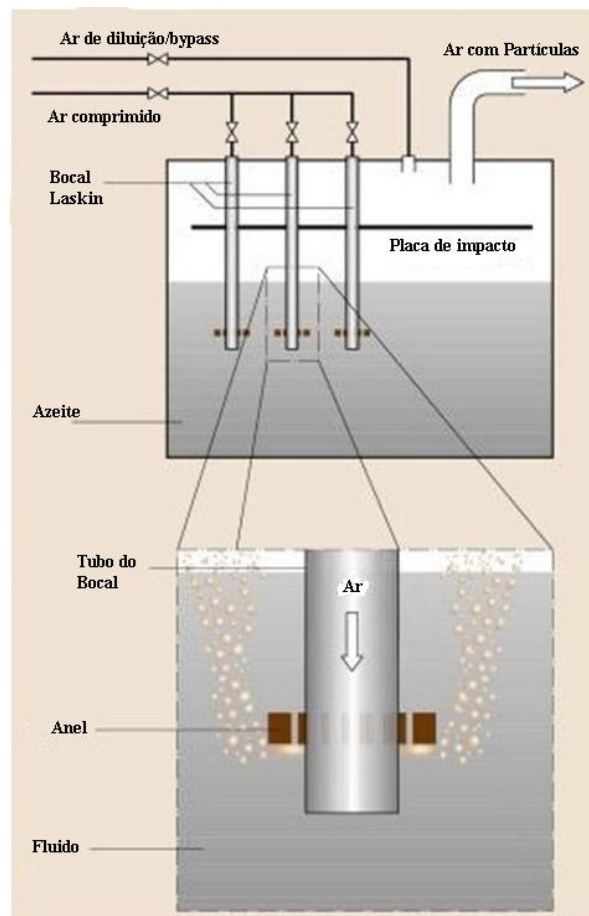


Figura 3.7 - Esquema de um dispositivo baseado em bocais Larkin (Adaptado de Tropea *et al*, 2007)

### 3.2.6.5 Análise e processamento de dados.

A aquisição e o posterior processamento das imagens para a obtenção do campo de velocidades são feitos utilizando o programa comercial proVISION da IDT. O software processa cada par individualmente, e também computa a média de todos os pares. O processamento pode ser configurado pelo usuário.

Para o processamento das imagens podem ser usados dois modos de correlação: standard e adaptativo onde o usuário pode escolher o tamanho da janela de correlação. No modo standard a correlação é feita usando duas janelas de igual tamanho nas duas imagens analisadas. No modo adaptativo, como explicado no item 3.2.3, a área de interrogação da segunda imagem é maior que na primeira, reduzindo a probabilidade de erros na correlação para escoamentos com grandes gradientes de velocidades.

O software também verifica os vetores calculados fazendo uso de algoritmo de verificação por multicamadas, este é baseado na comparação com os valores do deslocamento dos vetores vizinhos mais próximos na malha selecionada. Durante o cálculo do deslocamento e no processo de validação é dado um valor de bandeira, que indica como a natureza das medições afetou cada ponto de dados. Este valor é usado para a posterior determinação dos parâmetros de operação do PIV (valor do intervalo de tempo entre imagens, janela de correlação, nós da malha, etc.) e para a determinação das imagens válidas. O usuário também pode configurar o número máximo de vetores interpolados que uma imagem pode conter (representados pelo valor de bandeira “2”). Se a quantidade de vetores interpolados é maior que o desejado os resultados não são salvados nem mostrados, e a imagem é excluída.

Depois de obtidos os valores de velocidades em cada ponto do campo iluminado, o programa gera dois arquivos de saída para o Tecplot: um que contém os dados médios e o outro contendo todos os campos de velocidade instantâneos. No modo 2D as variáveis no arquivo dos dados médios são:  $x$ ,  $y$ ,  $U$ ,  $V$ ,  $u_{rms}$ ,  $v_{rms}$  e  $uv$ . No arquivo com os valores instantâneos:  $x$ ,  $y$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $v_x$ ,  $v_y$ , valor de bandeira do vetor e tamanho da correlação.

### **3.2.7 Procedimento experimental para a medição com PIV.**

Antes de adquirir as imagens, deve ser garantido um cuidadoso posicionamento do feixe de luz laser e da câmara. Entre os fatores que influem na obtenção de resultados confiáveis temos:

Nivelamento e alinhamento da câmara de combustão. Esta é uma tarefa cotidiana e consiste em verificar se o eixo do combustor encontra-se no plano horizontal. Devido a que a câmara de combustão é relativamente pequena este alinhamento é realizado fazendo uso de um nível de bolha.

Posicionamento do plano de luz laser para a aquisição dos componentes de velocidades. Para garantir que o feixe de luz coincide com a posição do plano longitudinal do combustor a ser estudado, depois de alinhar e nivelar, é marcada no exterior dos flanges a posição correspondente ao eixo longitudinal da câmara de combustão, fazendo coincidir o plano de luz laser com as marcas do eixo. Para posicionar o feixe de luz que coincida com os planos transversais estudados no combustor é utilizado um alvo circular com um diâmetro igual ao diâmetro interno do tubo de quartzo da câmara de combustão. Ele é posicionado dentro do combustor de forma tal que coincide com o plano que vai ser estudado, garantindo a ortogonalidade com esquadro e nível de bolha. A seguir deve-se coincidir o feixe de luz com a posição do alvo. Isso é realizado para cada plano transversal estudado no escoamento.

Nivelamento e posicionamento da câmara CCD com relação ao plano de luz laser. Para as medições no plano transversal do combustor o posicionamento e nivelamento foi garantido usando um tripé com sistema de nível por bolhas. Depois de nivelar o tripé foi fixado um alvo circular no interior do combustor, coincidindo com a posição do plano a ser medido (é o mesmo alvo utilizado no posicionamento do plano de luz laser, sendo que estes dois passos são feitos simultaneamente para cada medição). A face do alvo que esta voltada para a câmara CCD esta marcada usando papel milimétrico. Usando o software proVISION-XS uma imagem é adquirida e testada sua ortogonalidade através da checagem de qualquer distorção ou efeitos de perspectivas (Ver uma explicação mais detalhada no próximo passo de calibração, já que ambos são realizados simultaneamente para cada medição). Para corrigir estes efeitos a câmara é rotada ou deslocada até que a posição

perpendicular seja garantida (usando inspeção visual). O método explicado anteriormente também é usado para nivelar a câmara CCD para fazer as medições no plano longitudinal. Desta vez a câmara CCD é localizada num suporte que permite deslocamentos verticais e o alvo, utilizado como referência, tem forma retangular, é milimétrico, coincide com o plano longitudinal de interesse de estudo e foi anteriormente nivelado e posicionado da mesma forma que o plano de luz laser.

Calibração das dimensões das imagens. Esta calibração consiste em estabelecer a relação entre os pixels da imagem e as dimensões reais do objeto. O software proVISION tem um modulo específico para realizar a calibração. Uma imagem é adquirida e o usuário indica a posição de pontos relevantes e as dimensões entre eles. O software então computa o fator de escala para converter as distâncias de pixels a mm. Devido a que no posicionamento da câmara CCD pode ser fisicamente impossível lograr uma completa ortogonalidade com relação ao plano de luz, e em consequência com o plano do escoamento estudado, o software oferece dois métodos para calibrar as imagens. O método mais fácil de programar é pelo modelo simplificado, usando uma grade retangular, na qual seus 4 cantos são posicionados em pontos de referência da imagem do alvo. Ele pode ser realizado mediante duas opções. A primeira é quando o plano da câmara este perfeitamente paralelo ao plano do escoamento e não tem perspectiva, neste caso somente é preciso indicar a distancia focal da câmara CCD e as dimensões do retângulo em mm. A segunda opção é utilizada quando o plano da câmara não coincide com o plano do escoamento e existe um efeito de perspectiva. Neste caso as linhas verticais têm que estar paralelas enquanto as horizontais podem convergir. O outro método disponível para calibrar as imagens é muito mais complexo e pode ser utilizado para corrigir, além do alinhamento da câmara CCD (que não é necessário fazer neste caso), distorções na lente, efeitos de perspectiva, distorções devido ao tubo de quartzo, etc. Neste caso a grelha de calibração é mais complexa do que um retângulo, é uma grade de pontos múltiplos. Cada ponto da grelha é posicionado sobre as marcas do alvo de calibração e em seguida, o programa calcula os parâmetros através de um polinômio de terceira classe que mapeia os pontos da imagem (pixels) para os pontos do espaço real (mm).

Determinação do intervalo de tempo entre duas imagens. O escoamento estudado se caracteriza por apresentar num mesmo instante de tempo regiões com baixas velocidades e regiões com altas velocidades. Estes gradientes de velocidades podem provocar erros se

não se utiliza o método de correlação adequado e um intervalo de tempo ótimo entre as duas imagens para garantir a exatidão das medições. O método de correlação mais adequado a ser utilizado é o método adaptativo (ver item 3.2. 3).

### **3.3 MEDIÇÃO DA PRESSÃO DINÂMICA**

Para caracterizar instabilidades na combustão é preciso medir a pressão dinâmica no combustor. Esta medida pode ser feita através de microfones ou transdutores de pressão. A magnitude, fase e frequência das flutuações de pressão podem ser determinadas pela medição da pressão no combustor versus o tempo. Para medir com precisão as flutuações no combustor o sensor de pressão deve ser montado nivelado com a parede da câmara de combustão. Geralmente os sensores de pressão não resistem às altas temperaturas no combustor, sendo necessário o acoplamento do mesmo a um dispositivo que diminua a temperatura que chega ao sensor e, ao mesmo tempo, permita adquirir medições confiáveis. Particularmente neste estudo, onde os experimentos são feitos sem combustão, o uso de sondas é recomendado para não perturbar o escoamento que apresenta uma estrutura complexa.

#### **3.3.1 Instrumentação.**

Para obter a amplitude e a frequência das estruturas turbulentas foi utilizado um sistema de sonda acústica, similar ao utilizado por Fernandes *et al* (2005a), Fernandes *et al* (2005b), Shtork *et al* (2006) e Shtork *et al* (2007) baseado em um microfone pré-polarizado de ½” de campo livre modelo B&K-4189 L, com resposta linear desde 6 Hz até 20 kHz, instalado em diferentes posições definidas no Capítulo 4, para identificar o sinal acústico do PVC. O microfone tem uma sensibilidade de 44,5 mV/Pa na gama de 6,3 Hz até 20 kHz e uma incerteza de 0,2 dB. O mesmo está conectado a um pré-amplificador do tipo B&K 2669L com uma resposta de frequência de 3 Hz até 200 kHz.

A sonda é composta por um tubo fino de 0,9 mm de diâmetro interno com comprimento de 240 mm e uma cavidade de forma cônica, como mostra a Figura 3.8. O microfone é acoplado a ela através de um cilindro metálico oco com rosca, com o furo acompanhando o perfil do microfone garantindo um encaixe justo entre ambos.

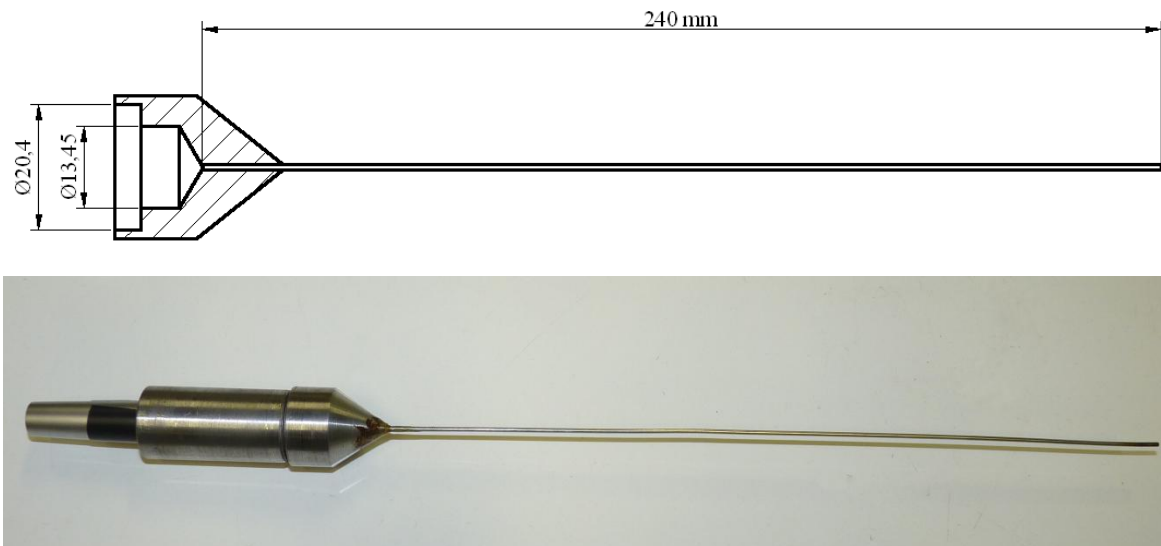


Figura 3.8 - Sonda acústica com microfone.

O sinal do microfone foi adquirido por uma placa NI PCI-4474 com resolução de 24 bits, amostragem de 102,4 kS/s e 4 canais simultâneos, filtro anti-aliasing e conexão padrão IEPE 110 dB de banda dinâmica. O programa a ser utilizado para aquisição e processamento dos dados foi o LabView 8.5 com a ferramenta adicional Sound and Vibration Toolkit da National Instrument.

### 3.3.2 Calibração da sonda de pressão.

Quando um sensor de pressão é montado numa sonda como a usada neste trabalho é importante levar em conta as características acústicas da mesma, porque podem ser alteradas a amplitude e fase do sinal de pressão medido. Diversos estudos, experimentais e numéricos, foram feitos para mostrar a influência dos parâmetros geométricos da sonda na medição de pressão, demonstrando a necessidade de definir a função de transferência entre o sinal medido pela sonda e o sinal real (Benson, 1953, Copeland e Hill, 1970, Egolf, 1977, Franzoni e Elliot, 1998). No presente trabalho a função de transferência foi determinada de forma experimental, fazendo a construção da curva da resposta em frequência, que representa a relação entre o sinal medido pelo microfone na sonda e o sinal original na câmara de combustão.

Para uma melhor compreensão entenda-se como  $P_1$  a flutuação de pressão medida na parede da câmara de combustão caso o microfone estivesse nessa posição, sendo esta a

pressão que é de interesse conhecer, e  $P_2$  a medição feita pelo microfone quando acoplado à sonda. Sendo  $P_1$  desconhecida é preciso determinar a função que define esse valor para cada frequência estudada com relação a  $P_2$ . Esta função é a conhecida por função de transferência ou de resposta em frequência. Para obter esta função de forma experimental, partindo-se da hipótese de ondas planas, foi utilizado o seguinte procedimento:

1. Comparar o sinal de dois microfones simultaneamente ( $M_1$  e  $M_2$ ), para um mesmo sinal de ruído branco, estando um acoplado à sonda, e separados de forma equidistante diametralmente.
2. Medir o sinal aleatório através dos dois microfones ligados a um condicionador de sinais, e a um analisador de sinais.
3. Processar a função de transferência e a coerência entre os mesmos.

#### 3.3.2.1 Sistema de Calibração.

O sistema de calibração consiste em uma câmara de calibração ou comparação com um alto-falante acoplado (Figura 3.9). No extremo oposto ao alto-falante fechava a cavidade uma tampa com dois orifícios circulares situados diametralmente opostos a uma mesma distancia do centro geométrico. Nestes orifícios foram acoplados adaptadores para os microfones ou sonda, segundo o caso. O sinal emitido pelo alto-falante foi gerado por um gerador de sinais modelo HP33120A e, para diminuir a influência do ruído externo na calibração, passava por um amplificador ZX200 da UNIC. Os sinais podiam ser adquiridos diretamente pelos microfones ou pela sonda, amplificados pelo mesmo amplificador B&K NEXUS, usado para fazer as medições de pressão e analisados pelo programa do LabView 8.5 apos passar pela placa de aquisição.

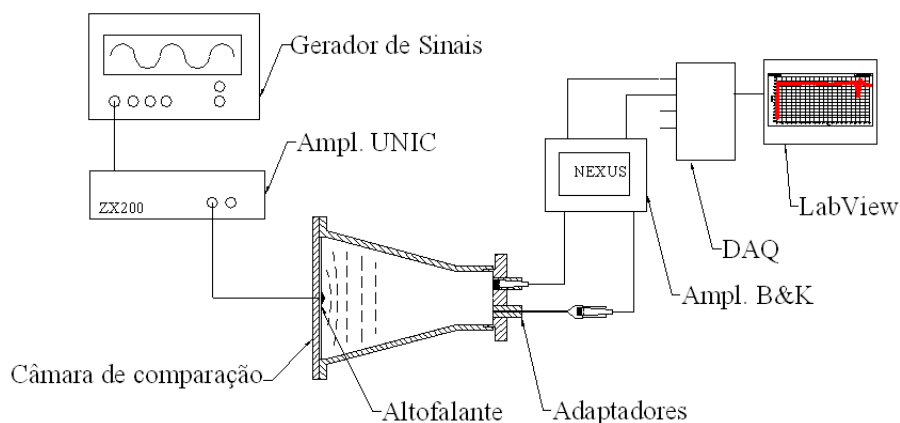


Figura 3.9 - Diagrama do sistema de calibração.

### 3.3.2.2. Metodologia de Calibração.

Para caracterizar a influência da sonda na medição de pressão foi preciso, primeiramente, caracterizar o sistema de calibração. As partes do sistema de calibração a serem caracterizadas foram: a placa de aquisição, o amplificador Nexus, os microfones e os dispositivos de suporte dos microfones/sondas. Para caracterizar a placa de aquisição e o amplificador foram comparados os sinais de cada entrada analógica usadas com o objetivo de identificar ruído eletrônico e diferenças entre as mesmas. Os resultados mostraram que a maior diferença é da ordem de  $\mu\text{Pa}$ , enquanto o sinal estudado na câmara de combustão é da ordem de  $\text{Pa}$ , pelo que a influência ou erros devidos a esses dispositivos podem ser desprezados.

Posteriormente foram comparados os microfones usados para a calibração trocando as posições e os dispositivos de suporte, de forma tal a abarcar todas as variantes que possam gerar incertezas no sistema. Ambos os microfones são do mesmo modelo e marca, sendo um deles o usado na medição de pressão dinâmica na instalação. A comparação foi feita através do LabView 8.5, fazendo a resposta de frequência entre os dois sinais através da equação 3.8.

$$H(f) = \frac{S_{AB}(f)}{S_{AA}(f)} \quad (3.8)$$

$S_{AB}$  é o espectro de potência cruzada do sinal de estímulo A, medido pelo microfone de referência acoplado diretamente ao adaptador, e do sinal de resposta B, medido pelo



microfone que foi acoplado à sonda posteriormente, e  $S_{AA}$  é o espectro de potência do sinal A (microfone de referência). Neste caso a frequência em resposta tem como unidades o dB.

A frequência em resposta esperada para dois microfones similares deve ter valores muito próximos de "0" (escala em dB) ou de "1" (escala linear) e qualquer singularidade no gráfico indica que apareceu a primeira forma modal transversal, limitando até essa frequência a faixa de trabalho útil. O limite inferior de frequência da câmara de calibração é função da fonte sonora, dada pela frequência de ressonância, que corresponde a 60 Hz. O limite superior (quando não é possível aplicar a hipótese de ondas planas) foi determinado experimentalmente e coincide com a primeira anomalia encontrada, restringindo a faixa até 1500 Hz. Na Figura 3.10 é apresentada a resposta de frequência entre ambos os microfones, podendo ser observado que o desvio de zero tem um valor máximo de 0,1681 dB, sendo que esse valor se encontra dentro da incerteza própria do microfone de 0,2 dB. Todas as possibilidades de variações entre as posições dos microfones e os adaptadores não reportaram nenhum valor maior de incerteza. O sinal de fase teve o mesmo comportamento com uma incerteza máxima de 2°.

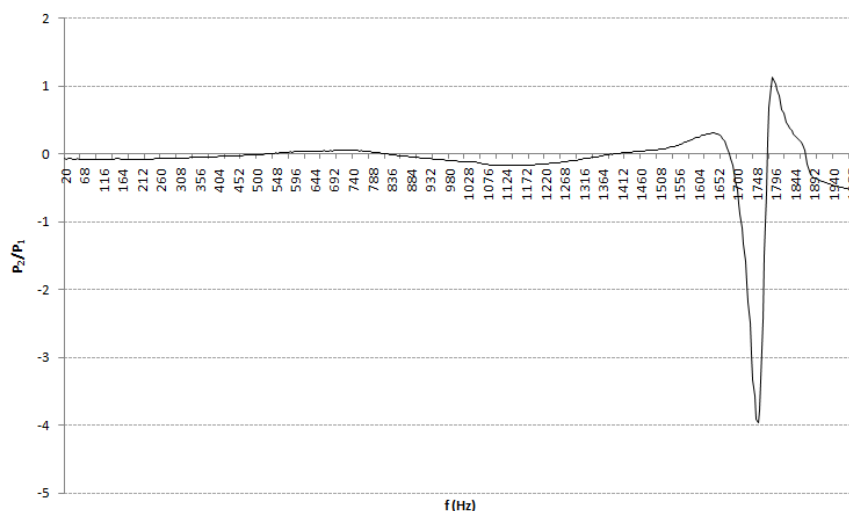


Figura 3.10 - Resposta em Frequência entre os microfones usados na calibração.

O último passo é determinar a função de transferência entre o sinal medido pela sonda e o sinal real. Para isto é colocado um microfone em um dos adaptadores e no outro é colocada a sonda de pressão, ambos são colocados tangentes à face do dispositivo. É gerado um sinal de ruído branco de banda larga e de forma similar ao procedimento anterior, foi medido o sinal aleatório através do microfone de referência e o da sonda, ligados ao

condicionador de sinais, e ao analisador de sinais (Figura 3.11). Com ajuda do MATLAB foi achada a função de transferência que foi posteriormente usada para análise dos resultados.

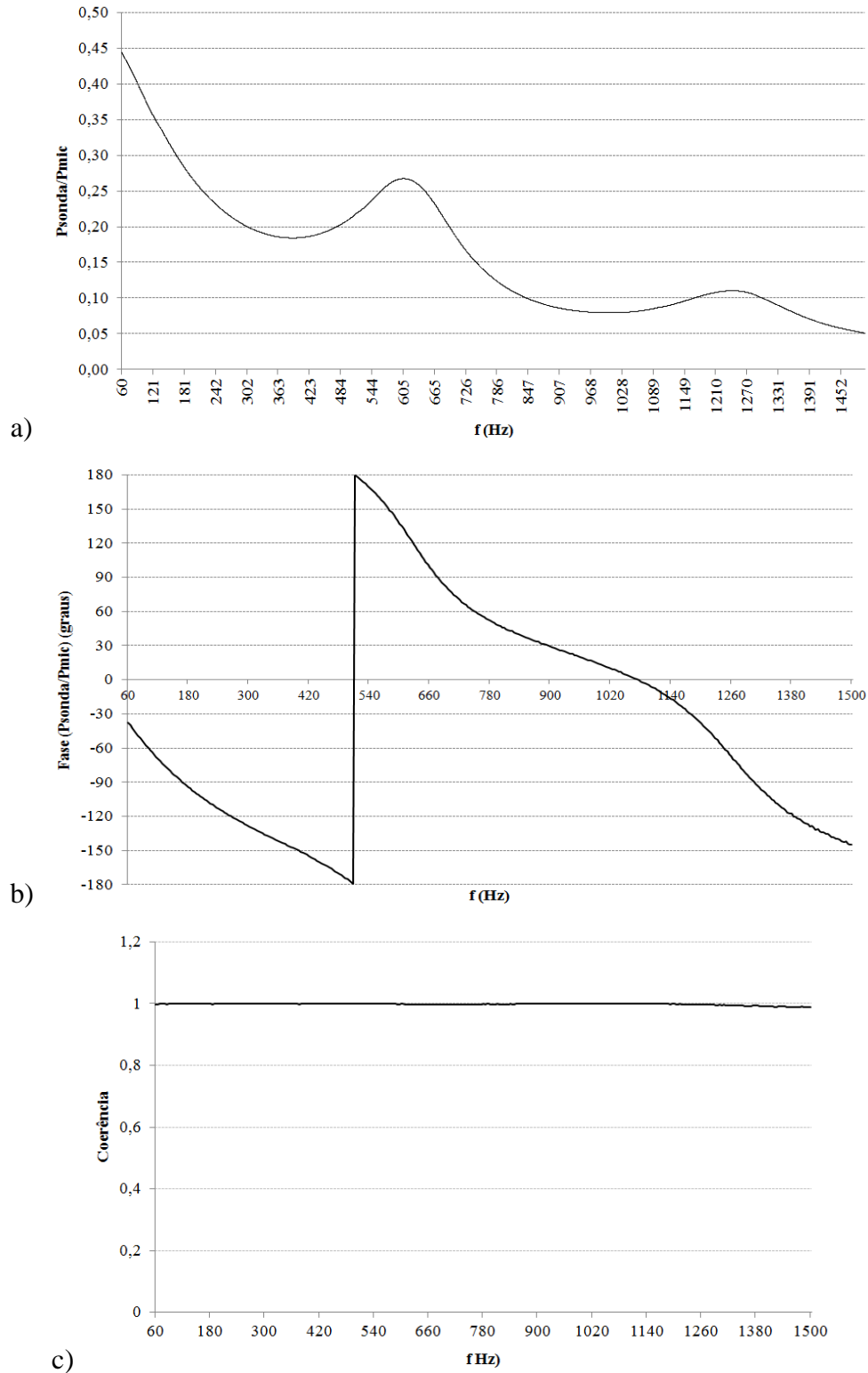


Figura 3.11 - Resposta em Frequência experimental obtida entre o microfone de referência e o microfone acoplado na sonda na Magnitude (a), na Fase (b) e Coerência (c).

### 3.3.3 Processamento dos sinais acústicos e análise

Após calibrar a sonda foram feitas medições em diversas posições na câmara de combustão, detalhadas no Capítulo 4. Cada medição tinha uma duração de pelo menos 10 segundos. O sinal adquirido foi processado com a ajuda do LabView 8.5 e o Sound and Vibration Toolkit, obtendo os resultados no domínio da frequência, para identificar os picos que correspondem ao PVC. Foram analisados usando os instrumentos virtuais que forneciam o espectro de frequência, para identificar as frequências dominantes e, principalmente a Densidade Espectral de Potência ou Energia para nosso caso, (PSD), que representa a energia de um fenômeno representado numa determinada frequência.

São vários os parâmetros a serem comprovados para garantir a qualidade da medição. Primeiramente é necessário satisfazer o Teorema de Nyquist. Basicamente este teorema define que para que um sinal possa ser recuperado sem perdas significativas representado no domínio da frequência, é necessário uma mínima frequência de amostragem de pelo menos o dobro da largura de banda do sinal adquirido. Na maioria dos softwares dedicados a análise espectral, a taxa de amostragem está diretamente vinculada ao funcionamento da placa de aquisição, sendo a maior aquela oferecida pela placa. Como a faixa de frequência de interesse esta limitada até 1,5 kHz e a taxa de aquisição foi de 10 kHz, foi garantido que o teorema fosse cumprido, ao mesmo tempo, ao cumprir este teorema foi evitado o efeito de aliasing. Adicionalmente, a placa de aquisição, em conjunto com o software de processamento, tem um filtro *anti-aliasing* que não permitem que a banda de frequência analisada supere a metade da frequência máxima de aquisição. A janela de suavização (smoothing) aplicada foi a Hamming, que de forma geral apresenta uma boa resolução de frequência e amplitude, suprimindo os vazamentos de dados.

Além de usar os valores obtidos da PSD para a avaliação de resultados, foram usados também os resultados relacionados ao número de Strouhal ( $St$ ). Este é um valor adimensional usado para descrever problemas de escoamento instável e com comportamento oscilatório (periódico) e ele é expresso como:

$$St = \frac{f * L}{\bar{U}} \quad (3.9)$$

Sendo  $f$  a frequência de oscilação  
 $L$  a dimensão característica, no nosso caso o diâmetro menor do bocal convergente-divergente (40 mm)  
 $\bar{U}$  a velocidade média do escoamento

O número de Strouhal representa uma medida da relação entre a força de inércia devido à instabilidade do fluxo (força centrífuga) com as forças de inércia devido a mudanças na velocidade de um ponto a outro no campo de fluxo

As especificações das posições e das etapas de medição estão explicadas no Capítulo 4, junto aos resultados para facilitar o entendimento.

### **3.4 SUMÁRIO DA METODOLOGIA EXPERIMENTAL.**

O modelo laboratorial do combustor LPM estudado está constituído por três partes fundamentais: o gerador de rotação axial, a câmara de pré-mistura e a câmara de combustão (Figura 3.1). As duas últimas têm acesso ótico para permitir as medições com técnicas não intrusivas baseadas na tecnologia laser. O gerador de rotação possui pás que permitem variar o número de rotação.

Para alcançar os objetivos deste trabalho foram usadas duas técnicas de medição. A primeira é uma técnica não intrusiva de medição de velocidade conhecida como PIV. A mesma permite obter num mesmo instante de tempo as velocidades em diferentes pontos de um plano e torna possível a obtenção de informações sobre a dinâmica das estruturas e suas escalas. Para isto é preciso medir os deslocamentos de partículas injetadas no escoamento com relação aos eixos de referência das imagens, sendo o intervalo de tempo entre as imagens conhecido. As partículas usadas neste trabalho foram de azeite e geradas com um dispositivo baseado em bocais Laskin, com diâmetro médio de 1  $\mu\text{m}$ , garantindo com este tamanho que a mesma acompanha o escoamento, estão distribuídas homoganeamente e espalham suficientemente a luz para que a câmara CCD as capte. Os outros componentes do sistema PIV foram: câmara CCD, o sincronizador e a fonte de luz laser, que acoplados ao computador permitiram processar as imagens e obter os campos de velocidades fazendo uso de software PROVISION da IDT. As incertezas na medição de

velocidade foram calculadas no Apêndice A, sendo de aproximadamente um 9% dos valores de velocidades medidos.

A segunda técnica foi usada para determinar o sinal acústico gerado pelo fenômeno do PVC. Para isto foi usado um microfone acoplado a uma sonda, de forma tal que interfira o mínimo possível nas características do escoamento. Foi determinada a função de transferência entre a sonda e o microfone de forma experimental para determinar a influência da mesma na medição, fazendo a construção da curva da resposta em frequência, que representa a relação entre o sinal medido pelo microfone na sonda e o sinal original na câmara de combustão. Os outros componentes do sistema de medição acústica foram o amplificador e a placa de aquisição acoplada a um computador onde foi processado o sinal medido através do programa LabView V8.5. Após calibrar a sonda foi observado que predomina a incerteza devido aos microfones, que não passam de 0,2 dB.

## 4. RESULTADOS

Como descrito por Lucca-Negro e O'Doherty (2001), o fenômeno de ruptura ou colapso de vórtice em escoamentos com rotação esta intimamente relacionado com a vazão e o ângulo de rotação, e é afetado pelas condições de contorno a montante e a jusante. Estas condições incluem, entre outros, a presença ou não de uma câmara de pré-mistura, o comprimento da mesma, e a configuração do bocal de saída.

Nos primeiros itens deste capítulo são analisados os resultados do campo de velocidade do escoamento sem confinamento obtido através da técnica PIV, com o objetivo de identificar as estruturas coerentes presentes no escoamento e como estas podem afetar o desempenho do processo de combustão. Após a identificação de uma estrutura tridimensional helicoidal (PVC) com uma frequência característica que rege os campos instantâneos de velocidades, o capítulo continua com a apresentação da caracterização das flutuações de pressão usando uma técnica de aquisição através de microfones, e um estudo da influência no sinal do PVC das configurações a montante (variando o comprimento da câmara de pré-mistura) e a jusante (com o sem um bocal cônico na exaustão da câmara de combustão) para o escoamento confinado.

Para fazer as medições de velocidades foi escolhida uma janela de medição que coincide com a saída do bocal convergente-divergente, com uma área de 70 mm de comprimento e 54 mm de largura, correspondente à localização da zona primaria de combustão (Figura 4.1). Foi usada uma malha de 145 nós horizontais e 110 verticais no software PROVISION da IDT.

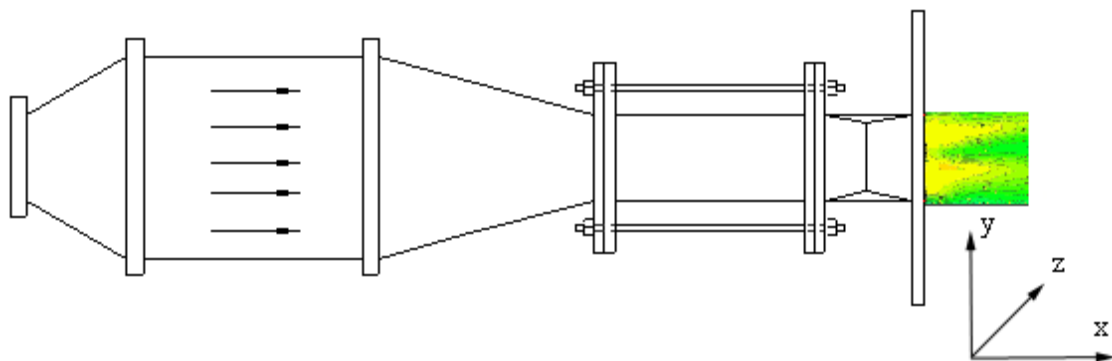


Figura 4.1 - Representação da área de testes para a medição de velocidade (PIV).

#### 4.1 CARACTERIZAÇÃO PRELIMINAR DO MODELO LABORATORIAL

Como mencionado no Capítulo introdutório, a câmara de combustão objeto de estudo nesta tese tem sido caracterizada anteriormente no Laboratório de Termo-Fluidos, Combustão e Sistemas de Energia pertencente ao Centro de Estudos em Inovação, Tecnologia e Políticas de Desenvolvimento do Instituto Superior Técnico da Universidade de Lisboa, Portugal. Estes trabalhos serviram como base para o estudo desenvolvido na presente tese de Doutorado.

O primeiro trabalho realizado foi o de Anacleto *et al* (2003) e consistiu em analisar a estrutura turbulenta do fluxo no modelo LPP, com e sem combustão, na presença de um escoamento com forte rotação induzindo a formação de estruturas turbulentas (PVC). O experimento foi feito a pressão atmosférica para estudar a influência de variadas geometrias e parâmetros físicos na estruturas PVC e no desempenho do combustor, considerado em termos de emissão de poluentes.

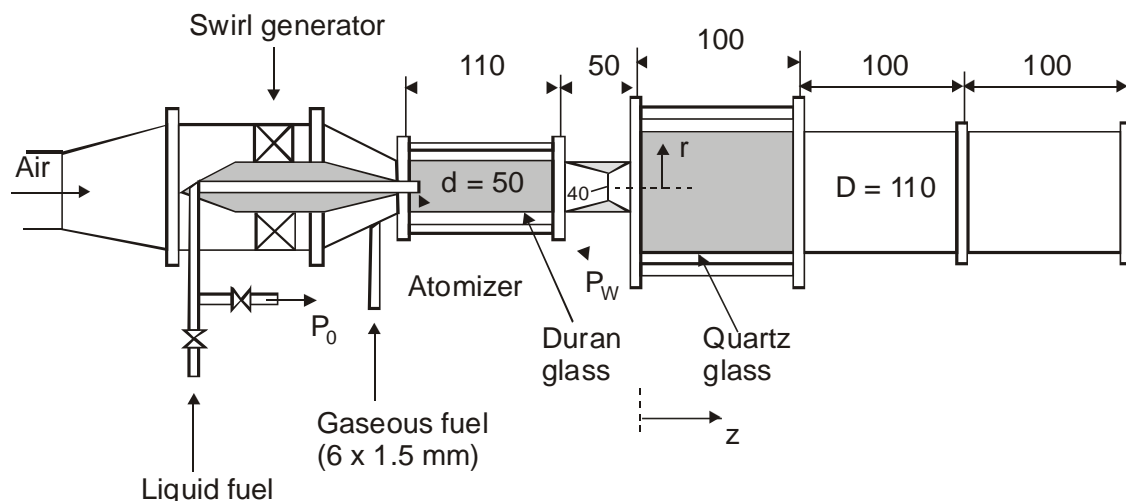


Figura 4.2 - Diagrama esquemático da instalação experimental usada por Anacleto *et al* (2003).

O primeiro estágio do trabalho foi definir as condições de entrada do escoamento condicionadas ao sistema de rotação e à geometria da câmara de pré-mistura (Figura 4.2) com o escoamento isotérmico. Foi observado o aparecimento de uma estrutura turbulenta (Precessing Vortex Core, PVC) para um número de swirler  $S > 0,5$ . A frequência da mesma, medida por uma sonda acústica semi-infinita, baseada em um microfone B&K-2230 e

instalada na saída da câmara de pré-mistura, dependeu do número de Reynolds e do número de swirler. Na Figura 4.3 são observadas as evoluções da frequência do PVC e da diferença de pressão radial. Podem ser identificados três estágios diferentes. No primeiro ( $S < 0,5$ ) a pressão radial vai aumentando, mas ainda não acontece a ruptura de vórtice. Aproximadamente para um número de swirl superior a 0,5 e até um valor de 0,88 encontra-se o segundo estágio, onde a frequência do PVC diminui, considerado um resultado incomum, já que de forma geral a frequência do PVC aumenta com o número de swirl. Também neste estágio a diferença de pressão radial aumenta muito pouco para baixos números de Reynolds, sendo que permanece quase constante para Reynolds superior a 60000. Num terceiro estágio ( $S > 0,88$ ) o comportamento da frequência do PVC volta a ser como esperado, aumentando com o número de swirl e a diferença de pressão permanece quase constante para todos os escoamentos estudados até ocorrer o retorno da chama.

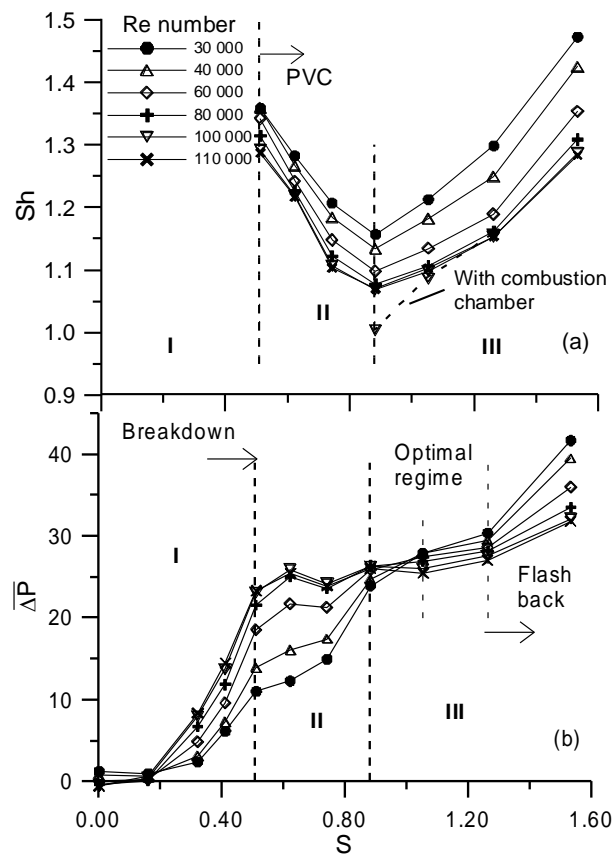


Figura 4.3 - Características adimensionais do escoamento como uma função de número de swirl  $S$  e  $Re$ . (Anacleto *et al*, 2003)

O efeito do confinamento (as medições foram feitas com os módulos da câmara de combustão propriamente dita) no PVC foi estudado para três ângulos das pás ( $S = 0,88$ ,



1,05, 1,26) observando (Figura 4.3) que tem pouca influência na frequência do PVC. Sendo que para um valor de  $S=0,88$  é onde se encontra a maior variação (Figura 4.3a) devido a que o PVC ainda não está completamente desenvolvido e por tanto, apresenta maior sensibilidade às mudanças externas.

A influência da combustão foi testada para  $S= 1,05$  e  $1,26$ , considerando-se fraca, devido a que apresentou somente um ligeiro aumento do valor de frequência, provavelmente devido à presença das fases iniciais do desenvolvimento de chama (gases quentes) nos arredores da sonda acústica, segundo os pesquisadores.

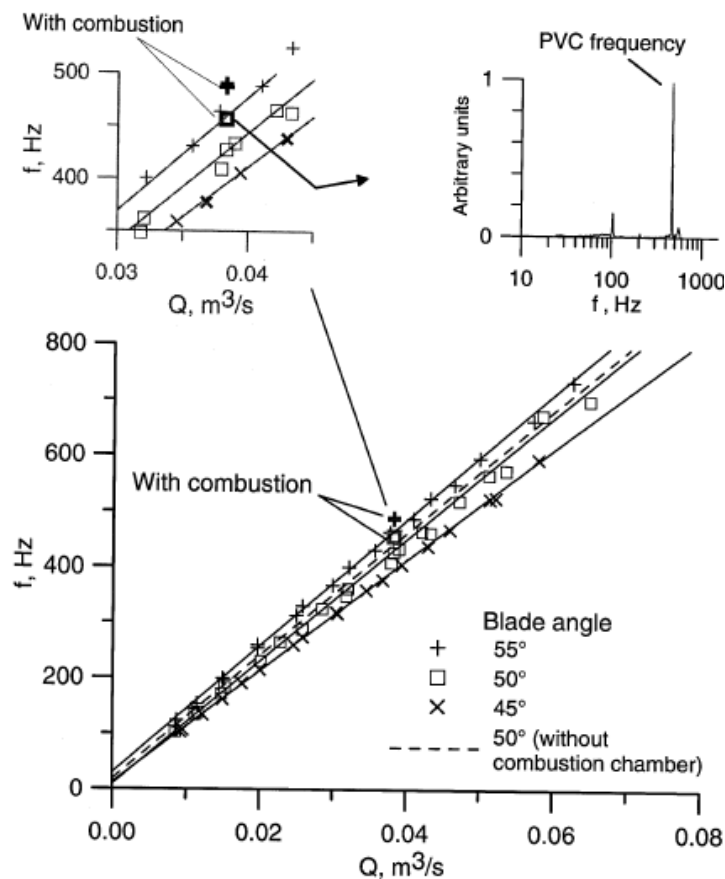


Figura 4.4 - Frequência do PVC na câmara de combustão para escoamentos isotérmicos e com combustão (propano a  $25^{\circ}\text{C}$  e  $\phi=0,5$ ) (Anacleto *et al*, 2003).

Também foi verificado experimentalmente que aumentando o número de swirl as concentrações de CO e NOx, quantificadas com um sistema padrão de analisador de gases, diminuíram à saída do combustor. A combinação do escoamento com alta rotação e o ar pré-aquecido provocou um alto nível de pré-vaporização do combustível melhorando a mistura antes da zona de combustão. O aumento do tempo de residência devido ao

movimento helicoidal não afetou a formação de NO<sub>x</sub> a estas temperaturas, mas permitiu a oxidação completa de CO. Baseado nessa observação foi definido que para um  $S=1,05$  e  $\Phi=0,5$  a desempenho do combustor foi otimizado. Uma análise experimental detalhada foi conduzida para este caso ( $S=1,05$  e  $\Phi=0,5$ ), e as distribuições radiais e axiais de velocidades médias dentro da zona primária da câmara de combustão (Figura 4.5) mostraram uma zona central de recirculação que se estende da entrada da zona primária até uma distância igual a  $z/D=1.5$ , rodeada de uma zona de valores positivos de velocidade axial que limitam a uma zona de recirculação externa. O campo de velocidade foi medido usando a técnica de LDV (velocimetria laser Doppler).

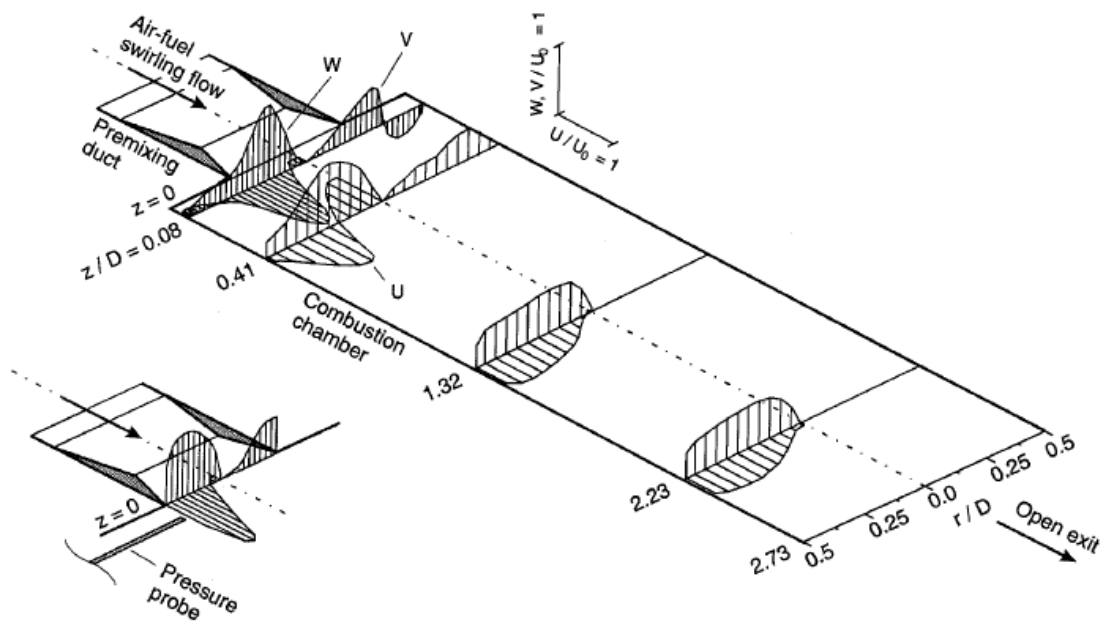


Figura 4.5 - Perfis de velocidades médias na câmara de combustão (Anacleto *et al*, 2003).

Foram achados elevados gradientes de temperatura média e de concentração de UHC limitados à base da ZRC (Figura 4.6). A temperatura da chama foi medida com termopares de fio fino. Uma inspeção visual mostrou que a chama tem uma estrutura cônica sugerindo que a chama seja estabilizada na camada de cisalhamento interna, recebendo o fluxo de calor da ZRC como também da zona de recirculação exterior nos cantos da câmara de combustão.

As medições de pressão e os perfis de velocidade indicaram que o PVC ainda está presente, com uma frequência de precessão de cerca de 750 Hz, para essas condições ( $S=1,05$  e  $\Phi=0,5$ ), e se estende da base do ZRC à distância axial onde o máximo do fluxo

inverso acontece. Baseados nos resultados experimentais e na literatura os autores sugeriram que a estrutura abraça a base da ZRC, localizados na camada de cisalhamento interna onde também as chamas deveriam ser estabilizadas, contribuindo particularmente à distribuição radial anormal de  $W_{rms}$ .

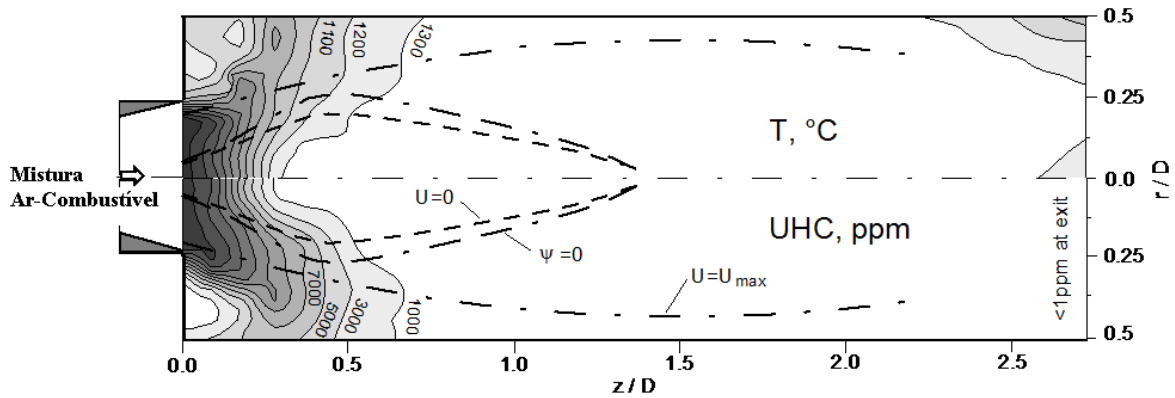


Figura 4.6 - Distribuição espacial da temperatura média do gás e concentrações médias de UHC para combustível gasoso. (Anacleto *et al*, 2003)

Trabalhos posteriores foram desenvolvidos para complementar o estudo anterior (Fernandes *et al* (2005a) e (2005b), Shtork *et al* (2007), Shtork *et al* (2008), alguns descritos a seguir e outros referenciados em itens posteriores.

O trabalho de Fernandes *et al* (2005a) apresentou uma pesquisa experimental no combustor da Figura 4.2 com escoamento turbulento e com rotação (sem combustão). O objetivo principal foi definir quanto está vinculada a frequência do PVC com os parâmetros do escoamento,  $Re$  e  $S$ , para controlar o acoplamento entre a acústica do combustor e a oscilação da chama e/ou a eficiência devido às grandes estruturas turbulentas.

Concluíram baseados na análise dos resultados experimentais que as instabilidades presentes no combustor tiveram as seguintes características: existiu um primeiro modo helicoidal de instabilidade identificado com um comprimento de onda e uma frequência dependente do swirl. O comprimento de onda aumentou monotonamente com  $S$ , enquanto a frequência dominante das pulsações do escoamento apresentou uma evolução parabólica incomum com relação a  $S$ , com um mínimo de  $S=0,88$ . (Figura 4.7)

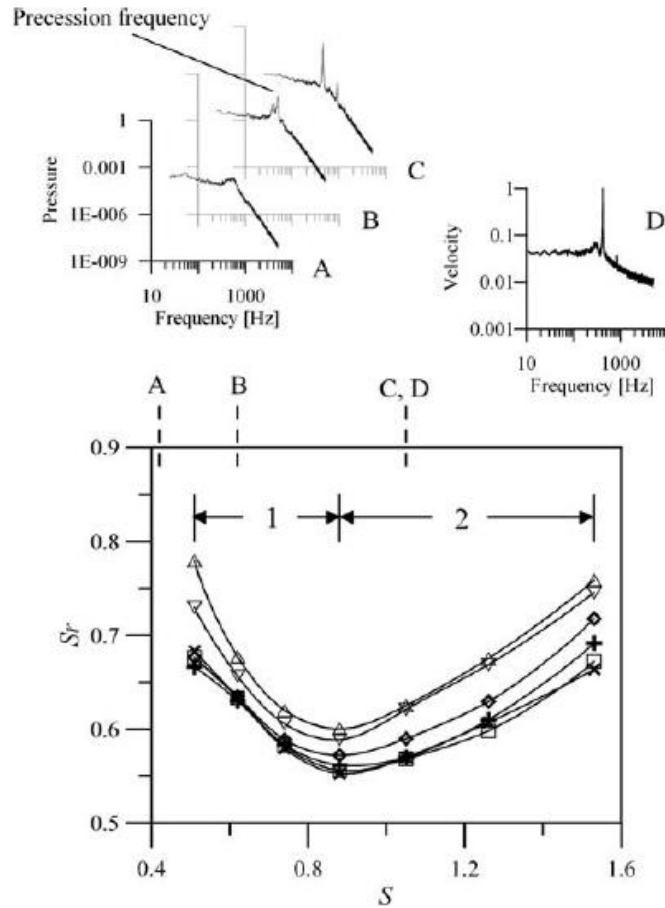


Figura 4.7 - Evolução de frequência de precessão como uma função de intensidade de swirl e o número de Re (triângulo,  $Re \times 10^4=3$ ; triângulo invertido, 4; diamante, 6; mais, 8; quadrado, 10; cruz, 12). As medidas foram executadas com a sonda acústica colocada a  $z=0.25d$ . Os espectros de amostra correspondem a  $Re=8.1 \times 10^4$  (sendo que os gráficos A, B, C correspondem à pressão e D à velocidade tangencial na linha de centro, eixo vertical sem escala) (Fernandes *et al*, 2005a)

O efeito de evolução de frequência foi interpretado usando um modelo cinemático baseado na contribuição de dois mecanismos: a rotação e o movimento axial do vórtice helicoidal. Os resultados mostraram que para  $S < S_{min}$  a frequência das instabilidades foi dominada pelo deslocamento axial do vórtice da espiral sendo inversamente proporcional a  $S$  e, portanto, com uma tendência decrescente. Para  $S > S_{min}$  a frequência do PVC foi principalmente dependente do transporte angular do núcleo do vórtice, devido a isso a frequência aumentou à medida que  $S$  aumenta.

Um terceiro trabalho sobre o combustor da Figura 4.2 foi desenvolvido por Shtork *et al* (2007) e o objetivo foi caracterizar o escoamento isotérmico de um jato com rotação sem confinar à saída do swirl. Foi utilizado um sistema LDV para medições de velocidade, o

escoamento foi visualizado com uma câmara CCD ultra-rápida e o sinal acústico foi medido através de uma sonda de pressão. O padrão de campo de fluxo associado ao PVC foi obtido através de medições de velocidades. Foi confirmado que as características do campo de fluxo no tempo médio indicam características comuns em um escoamento com rotação, enquanto a análise média da fase mostra a um escoamento assimétrico onde o centro do núcleo do vórtice está deslocado do eixo do bocal. A zona de recirculação teve uma forte influência no escoamento e alcançou seu valor máximo perto da saída do bocal comparada aos valores calculados baseados nos dados de velocidade do tempo médio. Isto sugere que o escoamento com rotação com uma estrutura com precessão pode ser mais efetivo em termos de estabilização da chama, comparando a um escoamento axissimétrico estacionário sem PVC, quando o PVC está embutido na zona de chama por causa das características do escoamento com alta recirculação. Porém, esta especulação está limitada pelo problema de retorno de chama. As características do PVC foram obtidas através da análise das distribuições de vorticidade obtidas dos dados de velocidade média na fase. A projeção da área do núcleo no plano perpendicular ao eixo do vórtice tem uma forma elíptica não-isotrópica com seu eixo principal orientado na direção tangencial. A forma da vorticidade foi aproximada por uma função elíptica, ajustada com constantes definindo o tamanho do núcleo do vórtice, a circulação, e raio de precessão. A intensidade do PVC diminuiu rapidamente com a coordenada axial, e quase desapareceu a uma distância de  $0,6$  o diâmetro, enquanto o tamanho transversal do núcleo do vórtice ao longo da coordenada radial diminuiu até  $0,22d$  e na escala ortogonal ao longo da direção azimutal aumenta até ter um valor igual a  $0,8d$ , de forma que o núcleo estava distorcido na medida em que avança a jusante.

## **4.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS DE PIV**

### **4.2.1 Influência da vazão e do ângulo na estrutura do Campo de Velocidade do escoamento médio**

Os escoamentos estudados através do PIV incluem vazões com Reynolds de 20000 até 70000, com aumento de 10000. Simultaneamente, para cada vazão variou-se o número de rotação (0,08, 0,24, 0,41, 0,62, 0,88, 1,26) com o objetivo de identificar as estruturas características do escoamento, com ênfase na zona de recirculação central. Este tipo de

colapso de vórtice é fundamental em câmaras de combustão de turbinas a gás porque impõe a recirculação da energia da zona quente para a fria, aumentando o tempo de residência e facilitando a queima total do combustível. As referências mais importantes para explicar os fenômenos que se encontram no escoamento, além das resumidas no Capítulo 2, foram Huang e Yang (2009) na qual pode ser encontrada uma abrangente explicação sobre a dinâmica dos escoamentos com gerador de rotação, isotérmicos e com reação; também Zinn e Lieuwen (2005) onde resumem os conceitos básicos dos fenômenos que influem nas instabilidades da combustão e Huang *et al* (2005), onde se encontra um estudo profundo sobre a dinâmica do escoamento e da chama em combustores com combustão pobre e pré-misturada e estabilização por gerador de rotação.

Os resultados do campo da velocidade axial média em conjunto com as linhas de corrente mostram que, para todas as vazões estudadas, os números de rotação com valores iguais a 0,08 e 0,24 apresentam um nível de rotação fraco, onde o gradiente de pressão axial é muito pequeno como para gerar uma recirculação interna. Para um número de Reynolds de 70000 e  $S=0,24$ , nas medições instantâneas é possível identificar pequenas regiões com velocidade axial negativa. A Figura 4.8 mostra que estas regiões são encontradas geralmente a  $x/D_c = 0,32$  da saída do bocal convergente-divergente, ainda que de forma instável, já que nem sempre estão presentes no campo de velocidade. O perfil de velocidade para um escoamento com nível de rotação fraco varia de forma, sendo as mais comuns a que tem forma de sino para baixos números de swirl, até as que apresentam um perfil do tipo "dupla concava" para  $Re$  e/ou  $S$  maiores, quando a velocidade máxima se desloca fora do eixo do jato como mostra a Figura 4.8.

Como é possível notar na Figura 4.9, nos escoamentos com nível de rotação fraco a turbulência axial (valores de  $U_{rms}$ ) é maior onde as velocidades axiais são menores, principalmente perto do eixo central onde a pressão é menor. A tendência do escoamento a ter uma circulação negativa, mas sem formar uma ZRC estável, e a influência da saída do bocal que pode criar cavitação no centro geométrico, são fatores que favorecem o aumento da turbulência na região do eixo central.

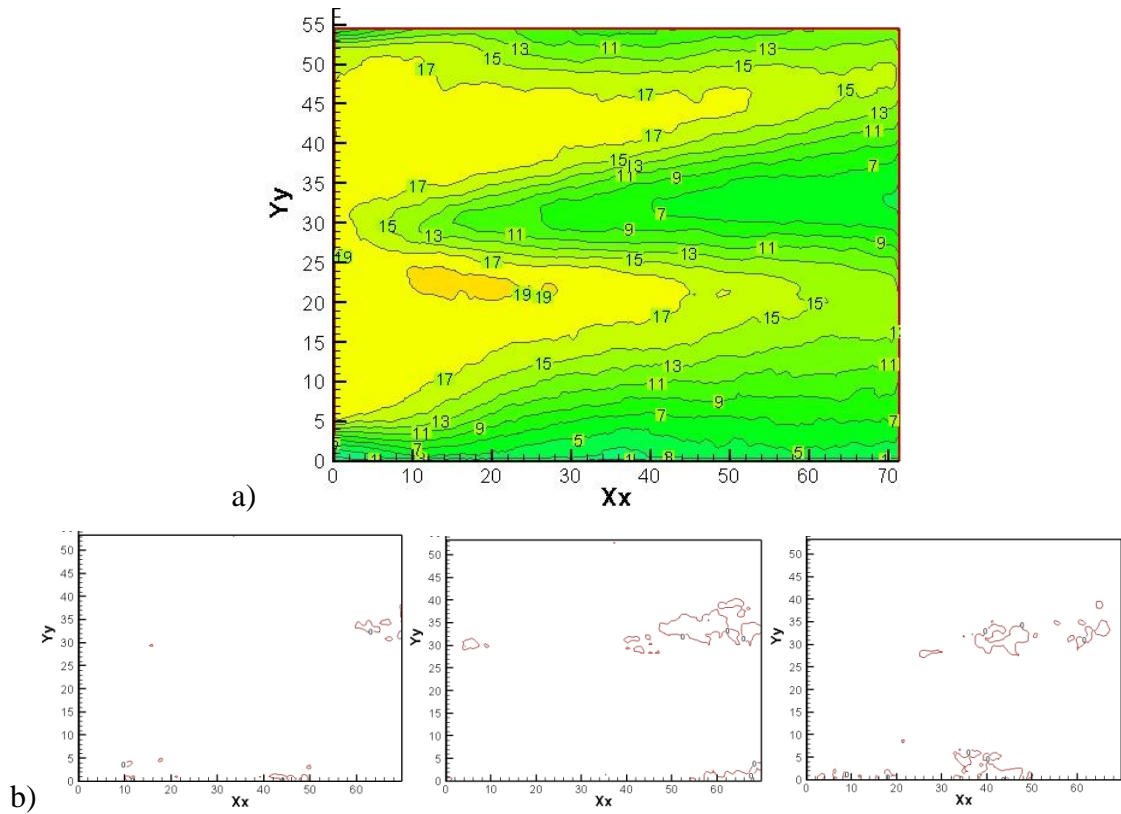


Figura 4.8 - Campo de velocidade axial média para  $Re= 70000$  e  $S= 0,24$  (a) com isolinhas de velocidade média em m/s e (b) áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo.

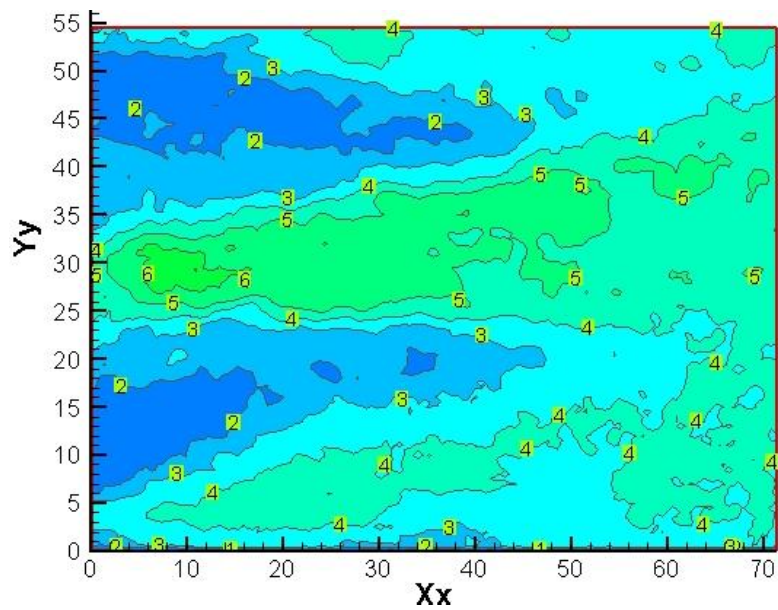


Figura 4.9- Campo de  $U_{rms}$  para  $Re= 70000$  e  $S= 0,24$ .

É a partir de  $S=0,41$  que os escoamentos podem ser considerados como de transição devido a que aparecem zonas de recirculação, ainda que instáveis. A Figura 4.10, apresenta o campo de velocidade médio e, embaixo, a área de velocidade negativa de três campos das velocidades instantâneas, adquiridos em instantes de tempo aleatórios, para uma vazão de  $Re = 20000$  e  $S = 0,41$ . No campo das velocidades médias é observada uma zona com valor "0" de velocidade. A causa deste resultado pode ser explicada com base nas figuras dos campos de velocidades instantâneas. Nestas figuras foram representadas somente as áreas onde foram encontradas velocidades axiais negativas, limitadas pela isolinha de zero velocidade. Nestas regiões aparece uma ZRC instável, pequena, variando de posição e forma, mas sempre localizada no eixo geométrico da instalação.

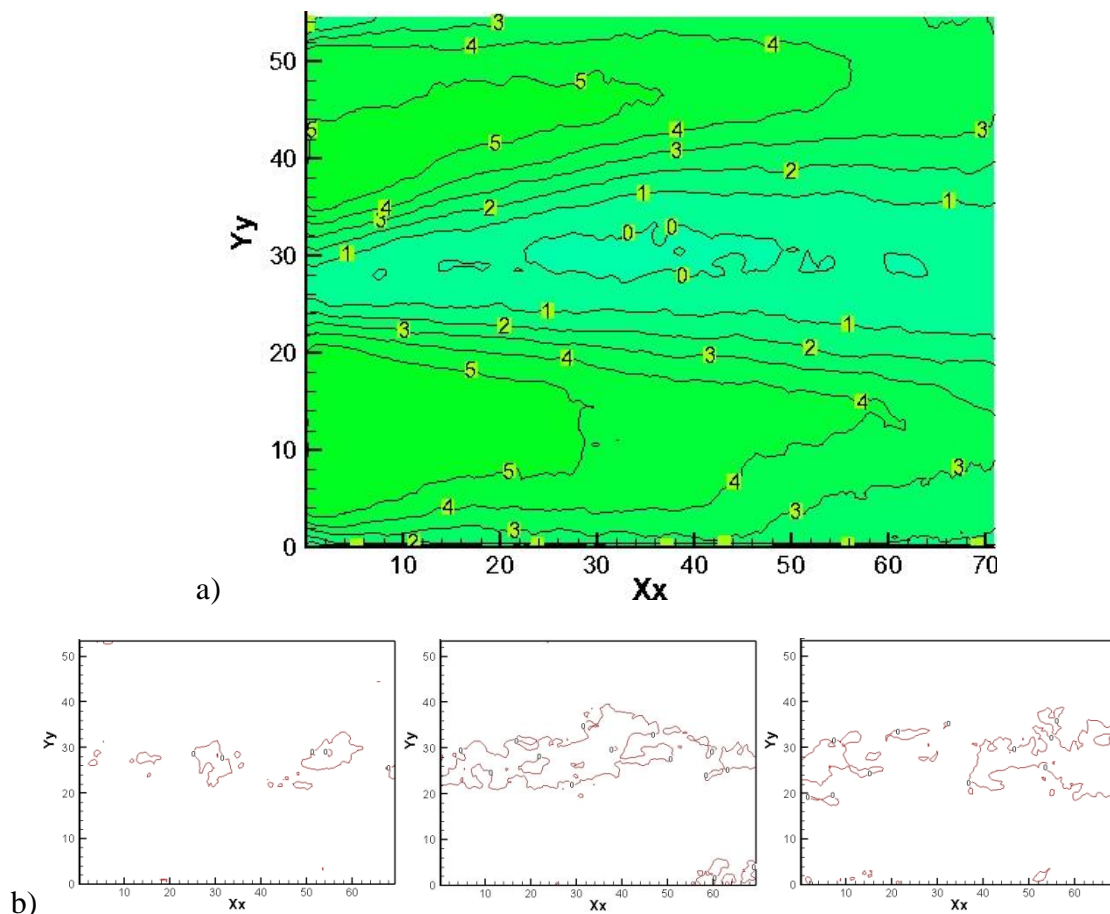


Figura 4.10. Campo de velocidades médio para  $Re= 20000$  e  $S= 0,41$  (a) com isolinhas de velocidade média em m/s e (b) áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo.



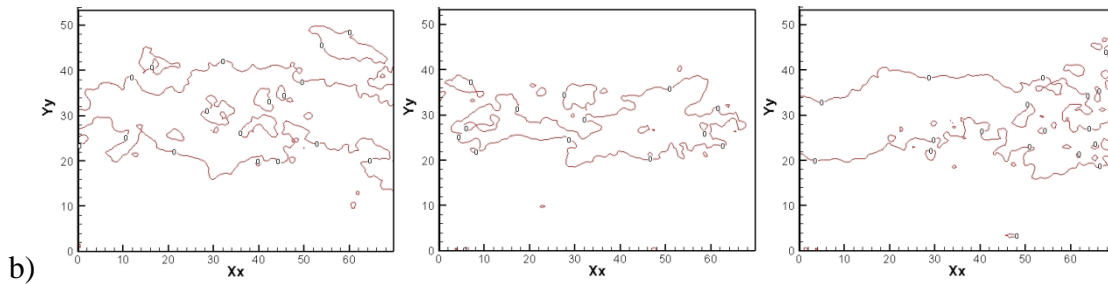
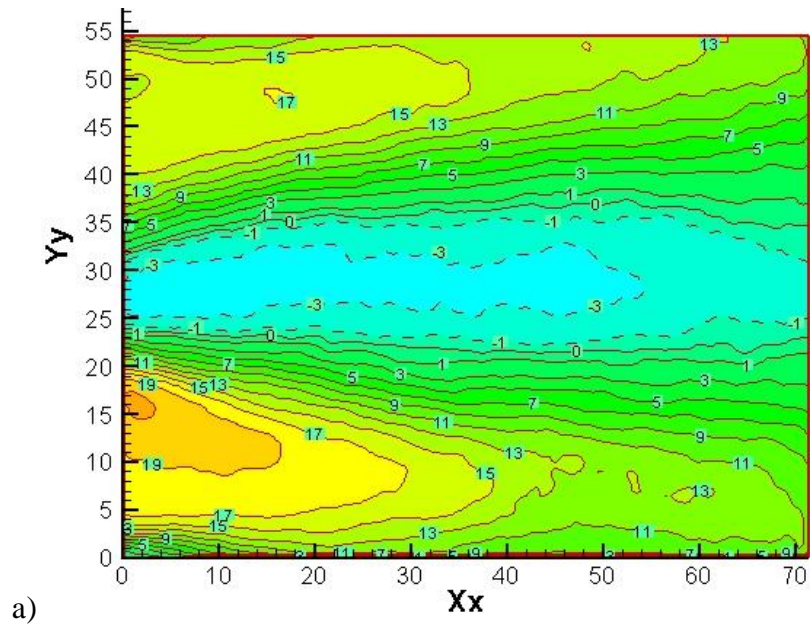


Figura 4.11 - Campo de velocidades axiais médias ( $U_x$ ) para  $Re= 70000$  e  $S= 0,41$  (a) com isolinhas de velocidade média em m/s e (b) áreas de velocidades negativas em tempos aleatórios no escoamento instantâneo.

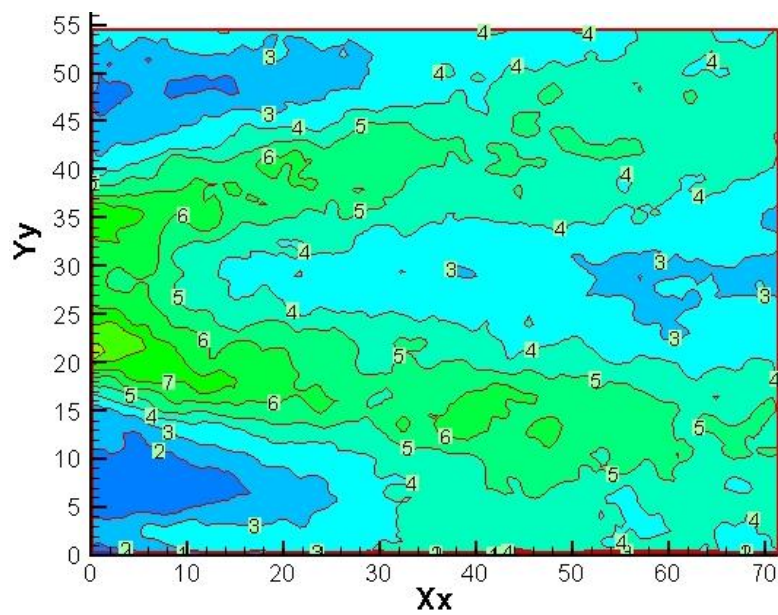
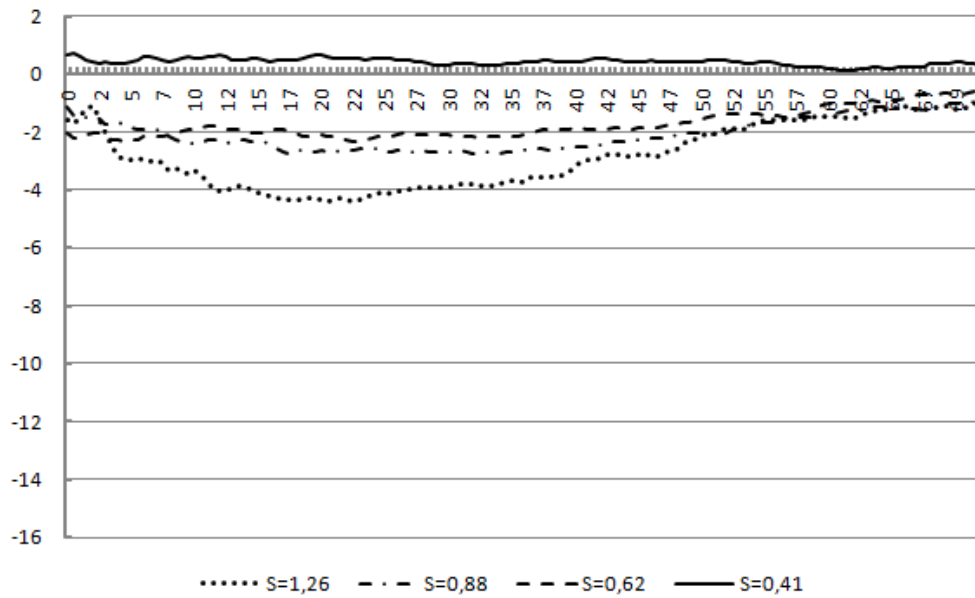


Figura 4.12 - Campo de  $U_{rms}$  para  $Re= 70000$  e  $S= 0,41$ .

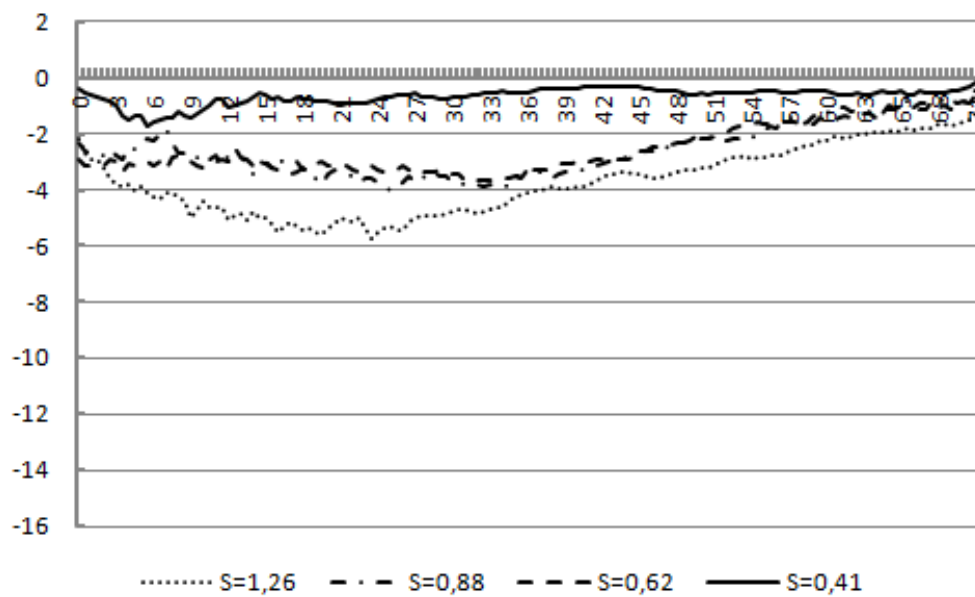
Com o aumento da vazão, para um mesmo valor de ângulo, a região de recirculação se torna mais estável. No escoamento de  $Re = 70000$  e  $S = 0,41$ , ainda que a zona de recirculação central observada no campo de velocidades médio esteja bem definida, pode ser observado no campo instantâneo de velocidades que a ZRC é estreita e muda sua posição relativa no eixo "x", provocando a instabilidade da mesma (Figura 4.11). Também é notada uma região de camadas de cisalhamento ao redor da ZRC, coincidindo com os valores maiores de turbulência axial como pode ser observado na Figura 4.12.

Para as vazões desde  $Re = 20000$  até  $40000$  e  $S = 0,62$ , aparecem zonas de recirculação com velocidades muito baixas, nem sempre ancoradas à entrada da câmara de combustão, considerando que também podem ser classificados como escoamentos com nível de rotação de transição. Este tipo de escoamentos não é de interesse de estudo devido a que não é usado em aplicações reais. A partir de  $S = 0,62$ , os escoamentos podem ser definidos como de nível de rotação forte, ainda que a ZRC varie em tamanho e forma, e o seu estudo é detalhado nos próximos itens.

Na primeira fase estudamos o comportamento, para  $S > 0,41$ , das velocidades axiais no eixo geométrico da câmara de combustão. Cada figura representa para cada vazão as velocidades axiais no eixo central do combustor, para diferentes  $S$ , sendo esta velocidade o indicador principal da formação da ZRC. A Figura 4.13 mostra que os escoamentos para  $Re = 20000$  e  $30000$  o perfil de velocidade axial é praticamente achatado, modificando-se na medida em que aumenta o ângulo de rotação, mas com valores de velocidades axiais menores de  $6\text{m/s}$ . Para estes dois escoamentos é possível observar que, para  $S = 0,41$ , as velocidades têm valores próximos a zero com um perfil praticamente plano, como explicado acima. A partir de  $S = 0,62$  aparece uma zona central de recirculação, representada pelas velocidades com valores negativos. Para  $S = 0,62$  e  $S = 0,88$  os escoamentos apresentam velocidades axiais relativamente constantes e para  $S = 1,26$  pode ser observado um ligeiro aumento das velocidades com o aumento da distância no sentido do eixo "x", a partir da saída do bocal convergente-divergente, chegando a valores de máximo antes dos  $30\text{ cm}$ , diminuindo lentamente na medida em que avança no eixo "x".



a)  $Re = 20000$



b)  $Re = 30000$

Figura 4.13 - Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a)  $Re = 20000$  e (b)  $Re = 30000$ .

Com o aumento da vazão os perfis da velocidade axial apresentam maiores variações ao longo do eixo x. Para a vazão de  $Re = 40000$  (Figura 4.14, a) é possível observar que já para  $S = 0,41$ , a partir de 12 cm, aparecem velocidades negativas muito próximas de zero que indicam a presença de uma ZRC. Nos outros ângulos as velocidades negativas aparecem já na saída do bocal, indicando que a ZRC começa dentro do mesmo. O

escoamento formado para  $S = 0,62$  ainda é praticamente chato, enquanto nos escoamentos com  $S = 0,88$  e  $S = 1,26$  as velocidades axiais aumentam na medida em que aumenta "x" até um ponto de máximo em que começa a diminuir, sendo mais abrupto para o escoamento com maior rotação. O escoamento com vazão de  $Re = 50000$  (Figura 4.14, b) tem um comportamento muito similar ao de  $Re = 40000$ , mas os valores de velocidades na ZRC são maiores. Os gráficos indicam que com o aumento do ângulo a posição do valor da máxima velocidade na ZRC se desloca a jusante no eixo "x".

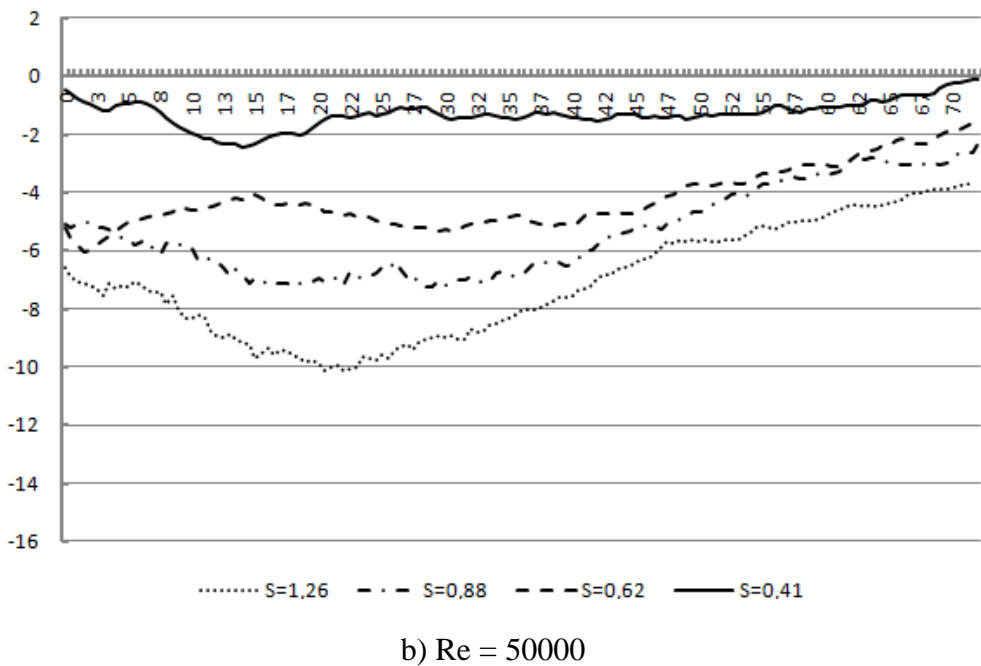
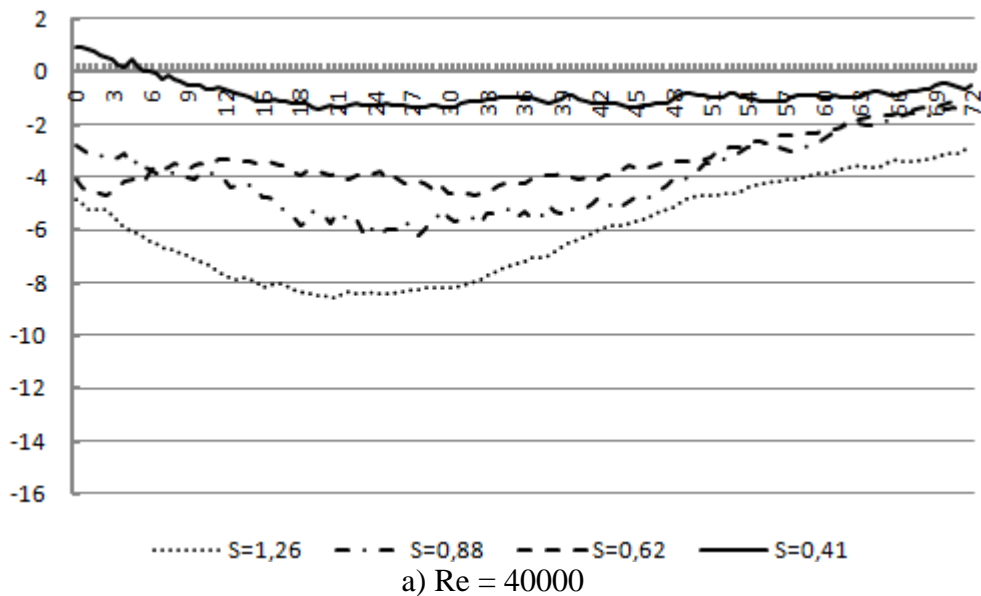
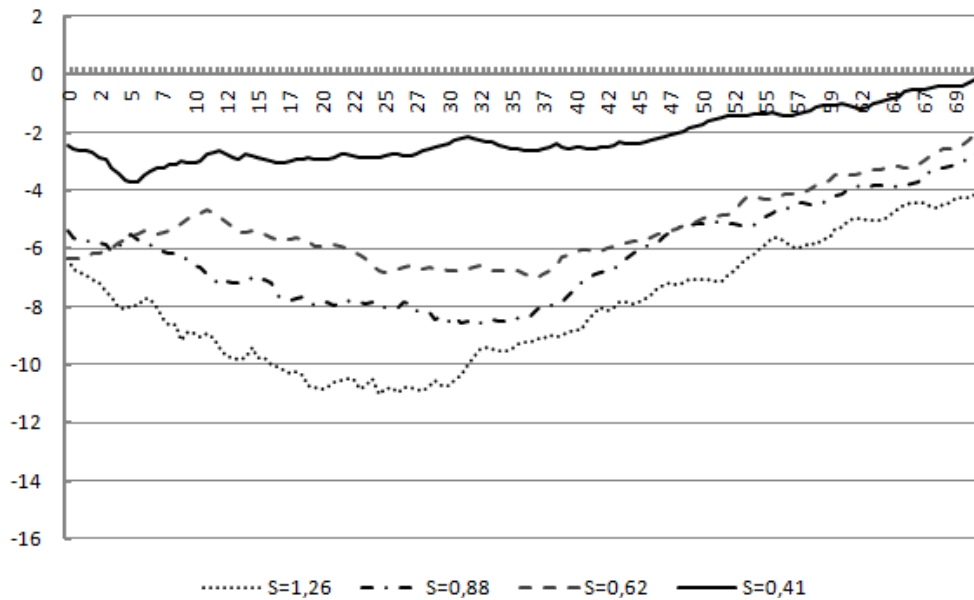
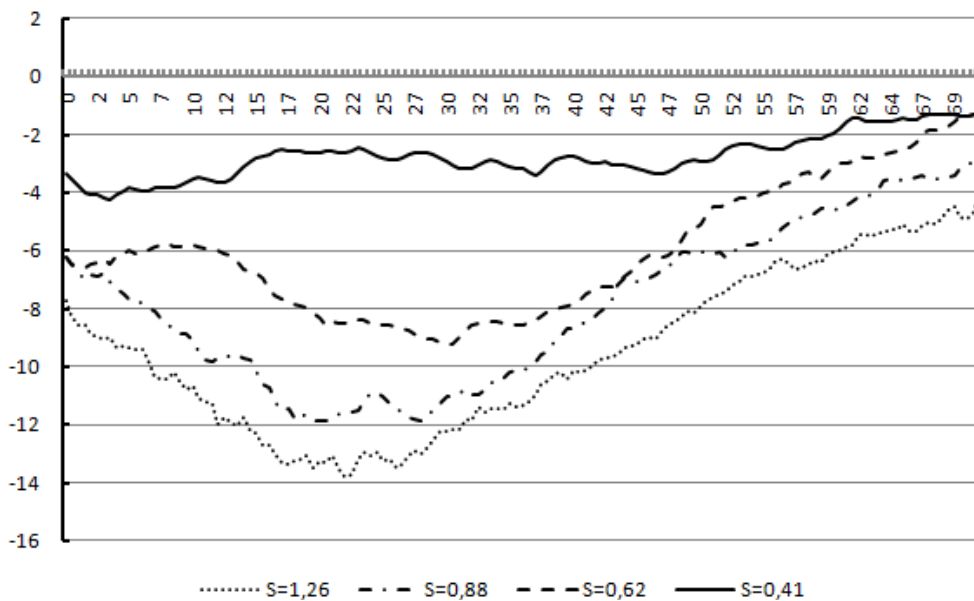


Figura 4.14 - Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a)  $Re = 40000$  e (b)  $Re = 50000$ .



a)  $Re = 60000$



b)  $Re = 70000$

Figura 4.15 - Perfil de velocidade axial no eixo geométrico do combustor para (a)  $Re = 60000$  e (b)  $Re = 70000$ .

Como notado nos escoamentos anteriores, também para as vazões de  $Re = 60000$  (Figura 4.15, a) e  $Re = 70000$ , (Figura 4.15, b) para  $S = 0,41$  é formada uma ZRC fraca, com baixas velocidades. Com o aumento das vazões e do ângulo de rotação os perfis são mais abruptos, com um aumento das velocidades negativas no sentido do eixo axial até um ponto máximo onde diminui rapidamente. Pode ser observado que com maior rotação a posição do ponto de máxima velocidade na ZRC fica mais próxima da saída do bocal,

indicando um deslocamento a montante da ZRC. Para todos os ângulos a ZRC começa dentro do bocal convergente.

Para uma melhor compreensão da estrutura do campo de velocidades formada devido à variação do ângulo de rotação foram estudados escoamentos com vazões para  $S > 0,62$  e vazões a partir de  $Re = 50000$ , onde a ZRC tem mais força e estabilidade.

#### **4.2.2 Caracterização do escoamento na Zona Primária de Combustão**

##### 4.2.2.1 Campo de Velocidades no Plano Longitudinal

###### Campo Médio de Velocidades

A injeção de combustível e a mistura do mesmo são críticos para alcançar uma combustão eficiente e limpa, nas modernas turbinas a gás. Para combustíveis gasosos a maior preocupação é obter um nível ótimo de mistura entre o ar, combustíveis e produtos da combustão na zona de combustão. Quando é usado combustível líquido, este deve ser atomizado em pequenas gotas e então distribuído na corrente de ar antes de entrar na zona de combustão. Muitos dos injetores de turbinas a gás utilizam a configuração por gerador de rotação que produz zonas de recirculação central de forma toroidal (Turbinas a Gás da GE, Trent 60 da Rolls-Royce, Turbinas Solar). Escoamentos dentro desta região são geralmente associados a grandes taxas de cisalhamento e fortes intensidades turbulentas resultantes da ruptura de vórtice. É nesta zona que são recirculadas a energia e as espécies químicas ativas para a base da chama, permitindo a estabilização da chama em regiões de velocidades relativamente baixas, como visto no Capítulo 2 (Fick *et al*, 1997, . Bradley *et al*, 1998)

Como explicado em Lucca-Negro e O'Doherty (2001) em escoamentos com pequeno número de swirl, podem existir gradientes de pressão radial em qualquer posição axial devido a efeitos centrífugos, mas estes não são fortes o suficiente para provocar a recirculação axial. Neste caso não há ligação entre as componentes de velocidade axial e tangencial, como observado na Figura 4.8 e 4.9. Com o aumento de  $S$ , se desenvolve um forte acoplamento entre os componentes de velocidade axial e tangencial. Um ponto é

alcançado, quando o gradiente de pressão adverso ao longo do eixo do jato não é mais superado pela energia cinética das partículas que fluem no sentido axial, onde é estabelecido um fluxo de recirculação na parte central do jato. A formação da ZRC, uma forma de ruptura de vórtice, atua como um bloqueio aerodinâmico ou um *bluff body* tridimensional, que serve para estabilizar as chamas.

Nesta etapa do estudo foi caracterizado o escoamento através dos campos médios e instantâneos de velocidade na região de interesse, identificando estruturas típicas de um escoamento com rotação. Para isto, como a análise prévia do escoamento mostra que é para  $S > 0,62$  que a ZRC esta sempre ancorada na saída do bocal, foram caracterizados os escoamentos para  $S = 0,62$ ,  $S = 0,88$  e  $S = 1,26$  e para as vazões  $Re = 50000$ ,  $60000$  e  $70000$ .

Para descrever o escoamento médio na entrada da câmara de combustão, propriamente dita, foi primeiramente observada a estrutura do campo médio das velocidades axiais na área de estudo (70x54 mm). A Figura 4.16 mostra, em forma de tabela para uma maior compreensão, os campos da velocidade axial média para os diferentes escoamentos estudados. A simples vista é possível observar que a força da ZRC depende do número de swirl e de Reynolds, explicado de forma abrangente em Lucca-Negro e O'Doherty (2001), Huang e Yang (2004) e Huang *et al* (2005), sendo que com o aumento de qualquer dos dois aumenta o valor das velocidades axiais no fluxo reverso. Com o aumento da vazão a largura da ZRC não muda significativamente devido a que também aumenta a energia cinética das partículas na direção axial. Entretanto, com o aumento do número de rotação a ZRC fica mais larga, ficando mais evidente para os escoamentos com vazão menor já que eles se desenvolvem mais lento no espaço. Este efeito pode ser explicado em termos de gradiente de pressão. Como explicado anteriormente, num escoamento com rotação a ação da força centrífuga, produz um gradiente de pressão radial que, combinado com a expansão súbita, faz com que o núcleo do vórtice aumente rapidamente, e gera um gradiente adverso de pressão, que é reforçado pela recuperação de pressão devido à diminuição generalizada da velocidade axial, formando-se a ZRC. Isto implica que para uma mesma vazão o aumento do ângulo de rotação provoca um aumento na velocidade tangencial, aumentando o valor da força centrífuga, do gradiente de pressão radial, do ângulo de expansão do escoamento e, conseqüentemente, aumentando a largura da ZRC.

Na Figura 4.16, ao igual que na Figura 4.14 e Figura 4.15, podemos ressaltar que, para uma mesma vazão, na medida em que aumenta o número de rotação diminui a distância entre a entrada na câmara de combustão e a região de máxima velocidade axial no fluxo reverso como encontrado por Wang *et al* (2004). Para o menor ângulo o centróide da área de maior velocidade negativa encontra-se ligeiramente acima de 30 mm e vai diminuindo com o aumento do ângulo até chegar a aproximadamente a 22-23 mm. Ao mesmo tempo a largura da ZRC na entrada da câmara de combustão aumenta com S o que indica, como notado na Figura 4.14 e na Figura 4.15, que o fluxo reverso encontra-se dentro do bocal convergente-divergente e, por tanto, o escoamento sai como um jato oco com os maiores valores de velocidades axiais fora da ZRC, como pode ser observado na Figura 1.16 para um  $S = 1,26$  e todos os  $Re$ . Na medida em que aumenta o ângulo de rotação também aumenta a distância, no sentido do eixo vertical, dos valores máximos de velocidade axial, formando dois picos quase simétricos nos limites da área de medição. Esta estrutura pode ser observada melhor na vazão de  $Re = 70000$ . Para  $S = 0,62$ , é possível observar regiões bem definidas de maiores velocidades axiais perto dos 4 mm e dos 54 mm no eixo "y". Para  $S = 0,88$  os perímetros destas regiões de valor de pico ficam muito próximos do contorno da área de medição, enquanto que para  $S = 1,26$  as regiões coincidem com o limite da área de medição, não sendo possível identificar se o valor máximo encontra-se dentro dos valores medidos. Estes resultados são compatíveis com os encontrados por Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e b) e Shtork *et al* (2007) no mesmo modelo laboratorial, feitos a diferentes distâncias da saída do combustor. Cabe ressaltar que a ZRC para todas as configurações de escoamentos estudadas apresenta forma elíptica ou de bolha.



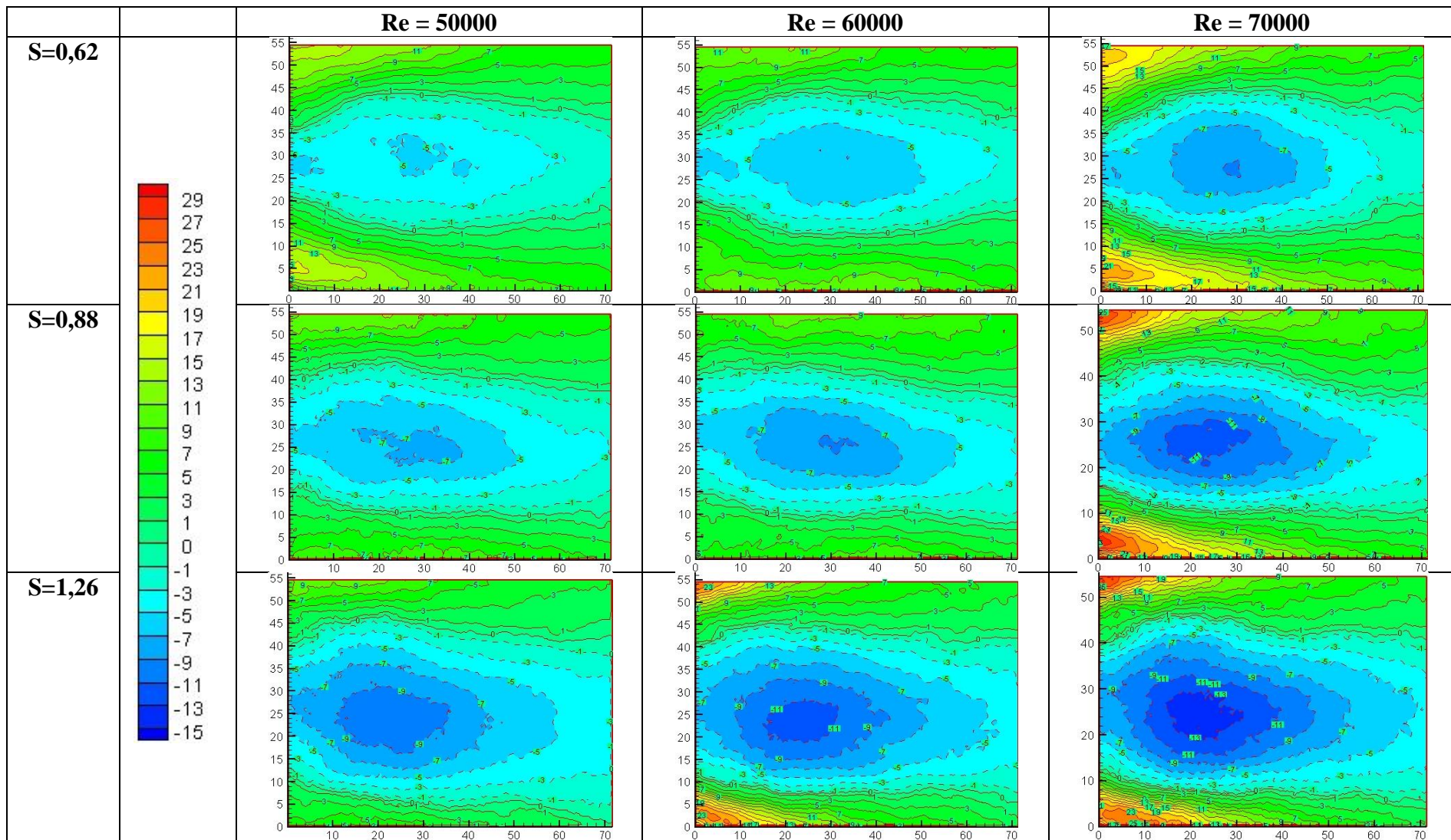


Figura 4.16 - Campo da velocidade axial média na saída do bocal convergente-divergente.

Nos resultados obtidos foi observado que os valores de  $U_{rms}$  aumentavam com o aumento da vazão e do ângulo, sendo mais evidente com o aumento da vazão, observado também por Martinelli *et al* (2007) num combustor com jato livre com rotação. Na Figura 4.17 são mostrados, tabelados, os campos de  $U_{rms}$  para  $S = 1,26$  à esquerda e  $S = 0,62$  à direita, com a vazão máxima e mínima. Para todas as figuras, se comparadas com as figuras de velocidade axial correspondente, é notado que o maior valor de turbulência axial na área medida ocorre aproximadamente entre os limites da ZRC e o contorno de região de maior velocidade, e tem a forma de "cone", diminuindo no sentido do eixo "x". Este tipo de comportamento foi encontrado por Anacleto *et al* (2003) e Shtork *et al* (2007), atribuindo esse resultado à presença do PVC no escoamento. Ao igual que as velocidades axiais, a turbulência acompanha, proporcionalmente, a variação do ângulo de rotação. Na medida em que aumenta o ângulo de rotação também o ângulo do "cone" aumenta proporcionalmente já que a ZRC aumenta em largura, como explicado anteriormente. Os menores valores de  $U_{rms}$  encontram-se a jusante da entrada na câmara de combustão, ao redor do eixo geométrico longitudinal da instalação onde as velocidades axiais na ZRC têm menor variação. A baixa intensidade turbulenta na zona central do eixo ajuda na estabilização e ancoragem da chama na combustão e ao mesmo tempo, o aumento da turbulência na zona das camadas de cisalhamento facilita a mistura ar-combustível e por consequência a reação química (Lucca-Negro e O'Doherty, 2001).

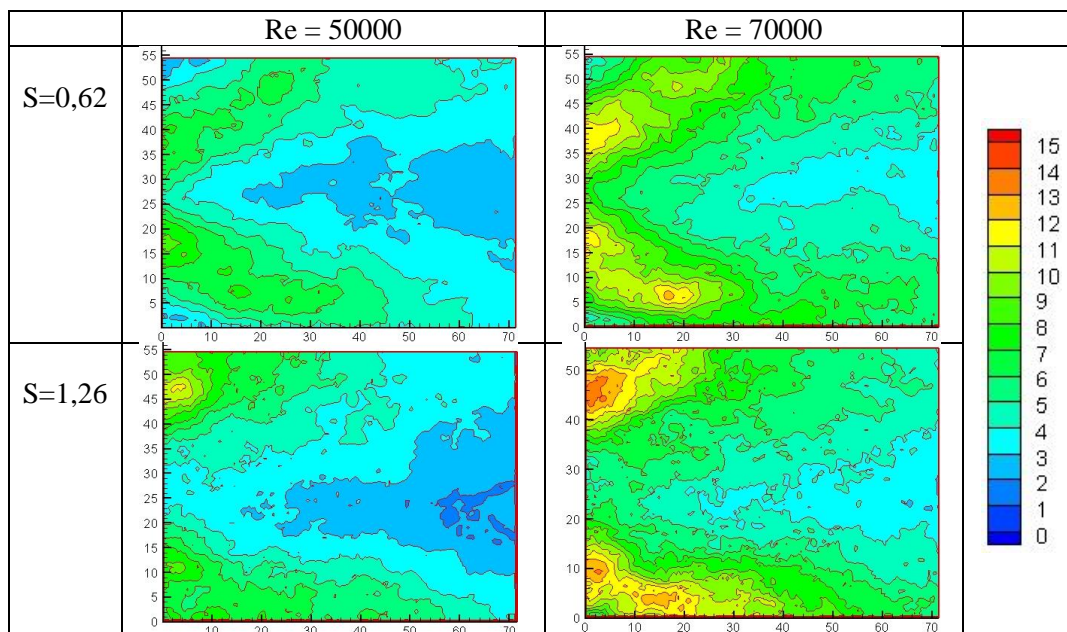


Figura 4.17 - Campo de  $U_{rms}$  na saída do bocal convergente-divergente.

Na Figura 4.18, que representa de forma tabelada os resultados do campo de velocidade radiais ( $V$ ) na área de medição para  $Re = 70000$  e  $S = 0,62$  e  $1,26$ , nota-se que não é possível determinar a posição e o valor para os máximos de velocidade já que as regiões de valores pico encontram-se no contorno da área de medição e, portanto, não é razoável comparar com os valores máximos da velocidade axial, ainda que se espere, como observado em Anacleto *et al* (2003) e Shtork *et al* (2007) que o perfil seja menos pronunciado que o da velocidade axial e com pico de menor valor. Altas velocidades radiais externas são esperadas devido ao aumento do ângulo do jato em forma de "cone", provocadas pela combinação dos efeitos do ângulo de rotação e a expansão súbita na entrada da câmara de combustão. Estas velocidades decaem rapidamente a jusante, influenciadas principalmente pela rápida recuperação da pressão como consequência do não confinamento do escoamento na saída. De forma similar ao campo de velocidade axial, a maior influência na posição vertical das regiões de maiores valores de velocidade é o ângulo de rotação. Para  $S = 0,62$  são observadas pequenas áreas de máximo, enquanto que para  $S = 1,26$  não é possível definir onde termina a região de elevadas velocidades radiais nem a posição do valor pico das mesmas. Para vazões menores o comportamento é o mesmo, mas com valores menores de velocidade. É observada também uma ligeira recuperação na velocidade a jusante, indicando a possibilidade da existência de uma estrutura helicoidal no escoamento.

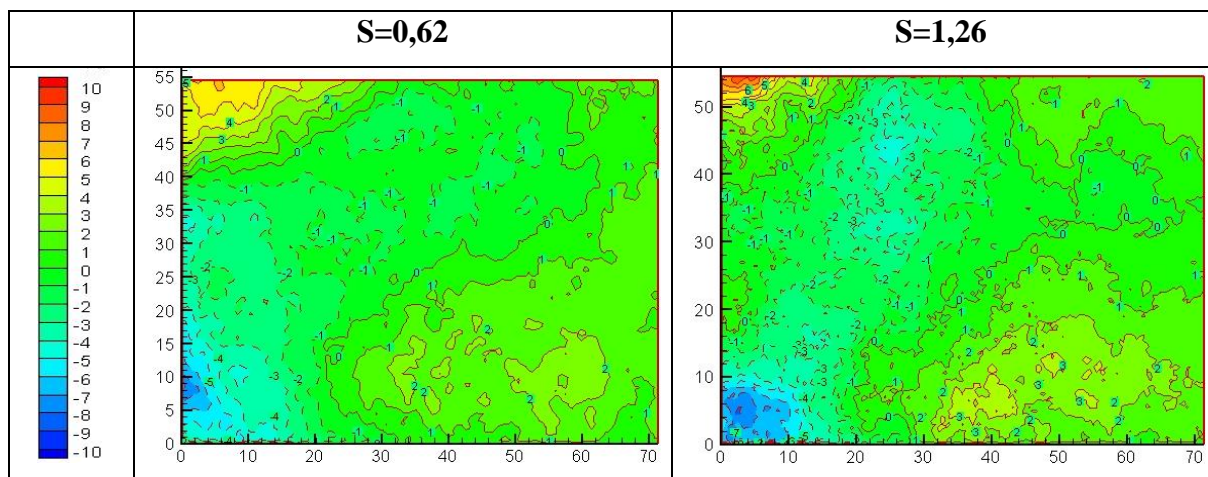


Figura 4.18. Campo da velocidade radial média na saída do bocal convergente-divergente para  $Re = 70000$ .

O termo "estrutura coerente" refere-se a uma grande variedade de eventos espacialmente coerentes que são identificados em escoamentos turbulentos utilizando a visualização do

escoamento ou a análise de campos de velocidade e/ou de temperatura, medidos experimentalmente ou simulados numericamente. Como explicado no Capítulo 2, num escoamento com rotação podem ser observadas tres estruturas importantes: uma zona de recirculacao induzida pela ruptura de vórtice, uma estrutura coerente tridimensional conhecida como PVC e camadas de cisalhamento localizadas, principalmente, ao redor da ZRC. Neste caso, como o fluxo se expande a partir da saída do bocal e evolui a jusante, são desenvolvidas fortes camadas de cisalhamento, devido à diferença de velocidade entre o fluxo do jato e do fluido ambiente. A maior quantidade de camadas de cisalhamento encontram-se entre as isolinhas de velocidade com valor zero e as regioes de alta velocidade, perto dos limites da área de medição e aumentam com o número de swirl e de Reynolds. Estas camadas favorecem a mistura de ar e combustível, e por consequencia a reação química.

Na Figura 4.19 encontra-se o campo de velocidades médias para  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$  e as linhas de corrente com relação às velocidades axiais e radiais, onde pode ser notado um par de grandes estruturas vorticoidais. Estas estruturas encontram-se no limite da ZRC, apresentando características típicas de um PVC. Nos trabalhos desenvolvidos em Portugal (Anacleto *et al*, 2003, Fernandes *et al*, 2005 (a, b) e Shtork *et al*, 2007) foi encontrado para todas as vazões estudadas a partir de  $S > 0,5$  a presença deste fenômeno típico de escoamentos com rotação. Por tanto, provavelmente estes vórtices estão relacionados com o PVC e são um fator em potencial para a dinâmica da combustão. Semelhantes estruturas foram encontradas para todas as configurações estudadas neste item. Para um melhor entendimento da influência destas estruturas na dinâmica da combustão foram analisados os campos instantâneos de velocidades.

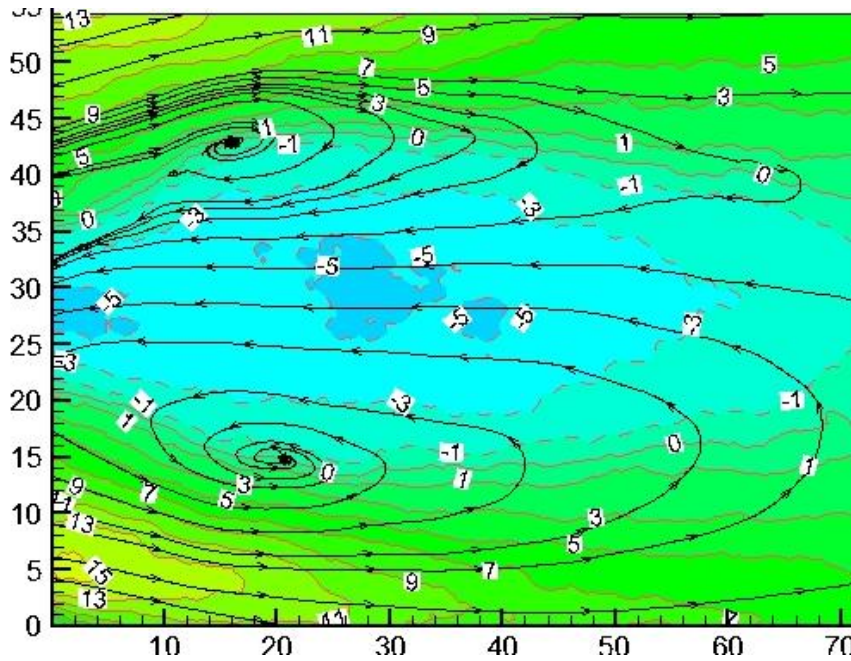


Figura 4.19 - Campo da velocidade axial média na saída do bocal convergente-divergente para vazão de  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$ .

#### Campo Instantâneo de Velocidades

Uma das vantagens do PIV é que, além de ser uma técnica de medição, é uma técnica de visualização já que permite conhecer a estrutura do campo de velocidades do escoamento num instante de tempo, esta característica é especialmente importante para este trabalho. Ao analisar todos os escoamentos estudados neste item (4.2) foram encontradas estruturas coerentes vorticoidais nos seus campos médios que podem indicar a presença do PVC identificado anteriormente pelos estudos feitos no IST de Portugal. Na Figura 4.20 está representado o campo vetorial das velocidades para um instante de tempo aleatório e, sinalizadas dentro de círculos vermelhos, a estrutura coerente encontrada para um escoamento com  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$ . Na Figura 4.21 foram traçadas as linhas de corrente no campo bidimensional e o limite da ZRC em vermelho para o mesmo campo de velocidades da Figura anterior. Como pode ser observado o centro das estruturas coerentes coincide com os limites da ZRC, reforçando a crença que estas estruturas poderiam ser a visualização do PVC no plano longitudinal, similarmente ao observado por Fick *et al* (1997).

Como mencionado anteriormente, o PVC é uma estrutura helicoidal que se desenvolve quando o núcleo central do vórtice começa uma precessão em torno do eixo de simetria a

uma frequência bem definida, distorcendo todo o escoamento, inclusive a ZRC, que se desloca radialmente e gira com relação ao eixo central.

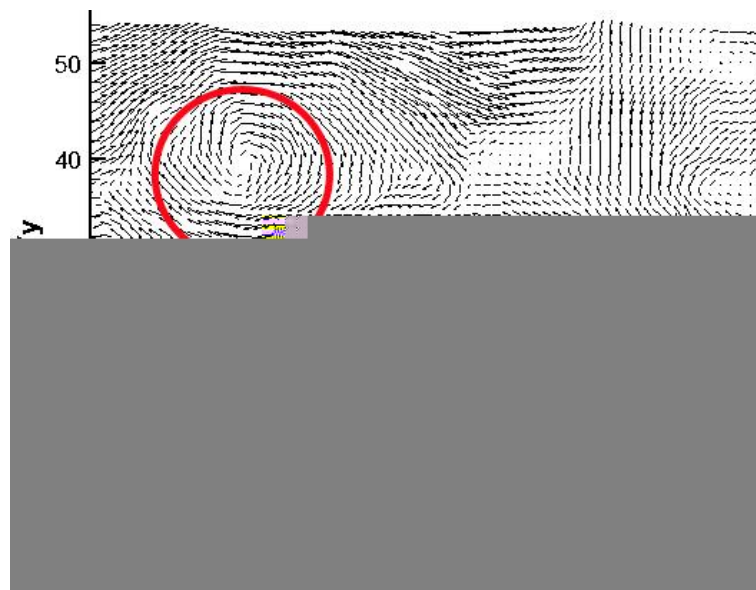


Figura 4.20 - Campo dos vetores de velocidade instantâneos para  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$ .



Figura 4 -21. Linhas de correntes no campo bidimensional e limite da ZRC (vermelho) para  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$ .

Na Figura 4.22 é possível observar, para a mesma configuração de vazão e swirl da figura anterior a complexidade do escoamento, com uma ZRC que muda de área, forma, posição e força, influenciada principalmente pelo fenômeno PVC, como explica Froud *et al* (1995), Syred *et al* (2004). Nesta figura são representados campos de velocidades axiais

instantâneas com o limite da ZRC em vermelho à esquerda e a imagem da área da ZRC com linhas de corrente bidimensionais. Cada escoamento foi escolhido para mostrar a variação da área da ZRC. O primeiro é um escoamento similar ao escoamento médio, o segundo e o terceiro representam campos de velocidades com ZRCs maior e menor que o escoamento médio encontradas para uma mesma configuração de vazão e ângulo de rotação.

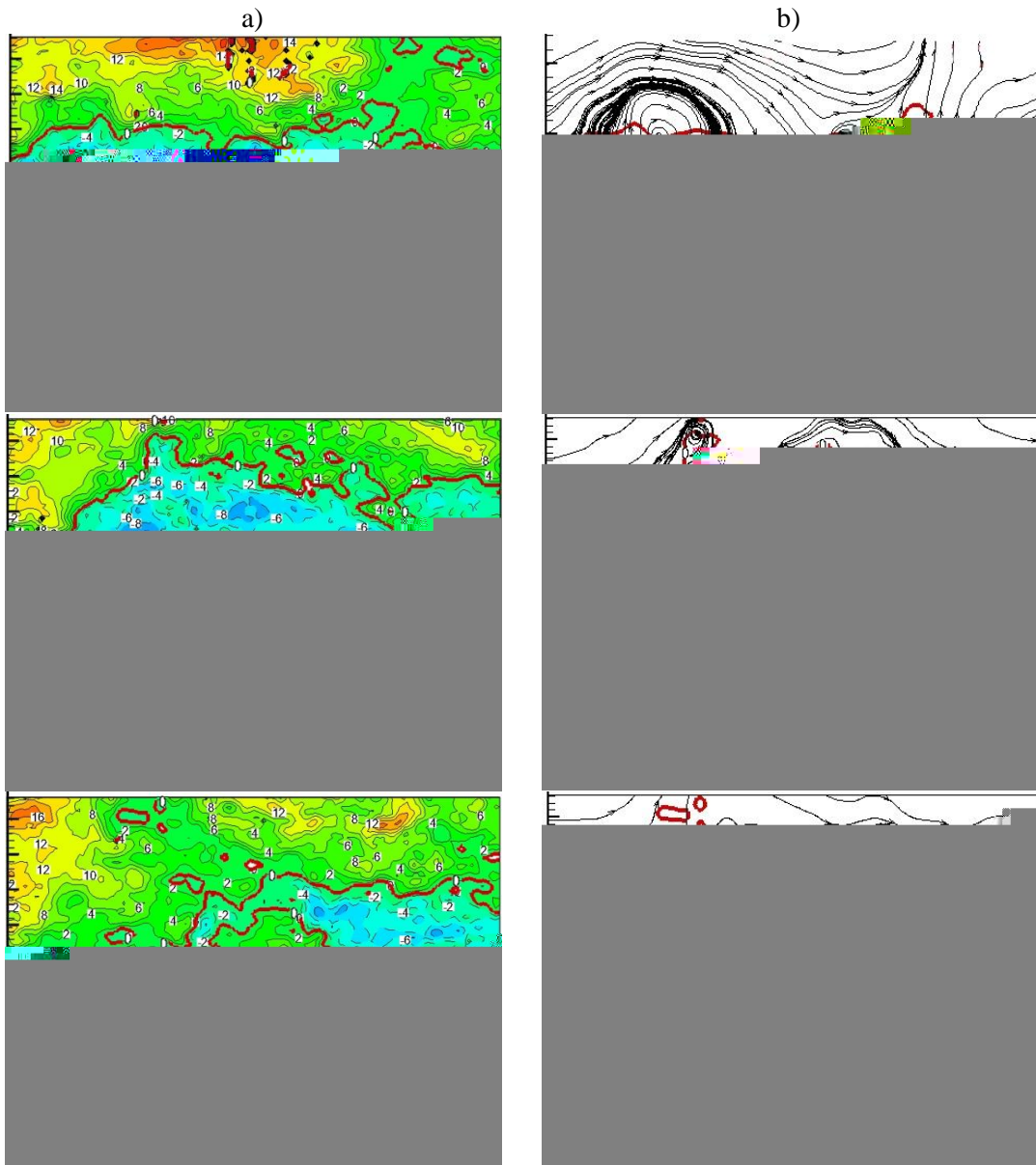


Figura 4.22 - a) Campo de velocidade instantânea axial e b) linhas de correntes no campo bidimensional, todas com o limite da ZRC em vermelho em instantes de tempo aleatórios para  $Re = 50000$  e  $S = 0,62$ .

Como é possível notar na Figura 4.23 a variação na ZRC é significativa. Ela muda expressivamente de tamanho e posição, sendo que em um instante de tempo aparece com uma área relativamente grande, e em outro com uma área pequena e as vezes dividida, tornando o escoamento muito instável e por conseqüência a combustão também. À medida que aumenta o ângulo e/ou a vazão a ZRC fica mais forte, a variação na sua área e forma é menos acentuada mais ainda persiste, mantendo sua característica de deslocar-se ao redor do eixo, típico de escoamento com PVC, mas encontrando-se valores maiores das velocidades negativas, o que garantem maior estabilidade (Figura 4.23).

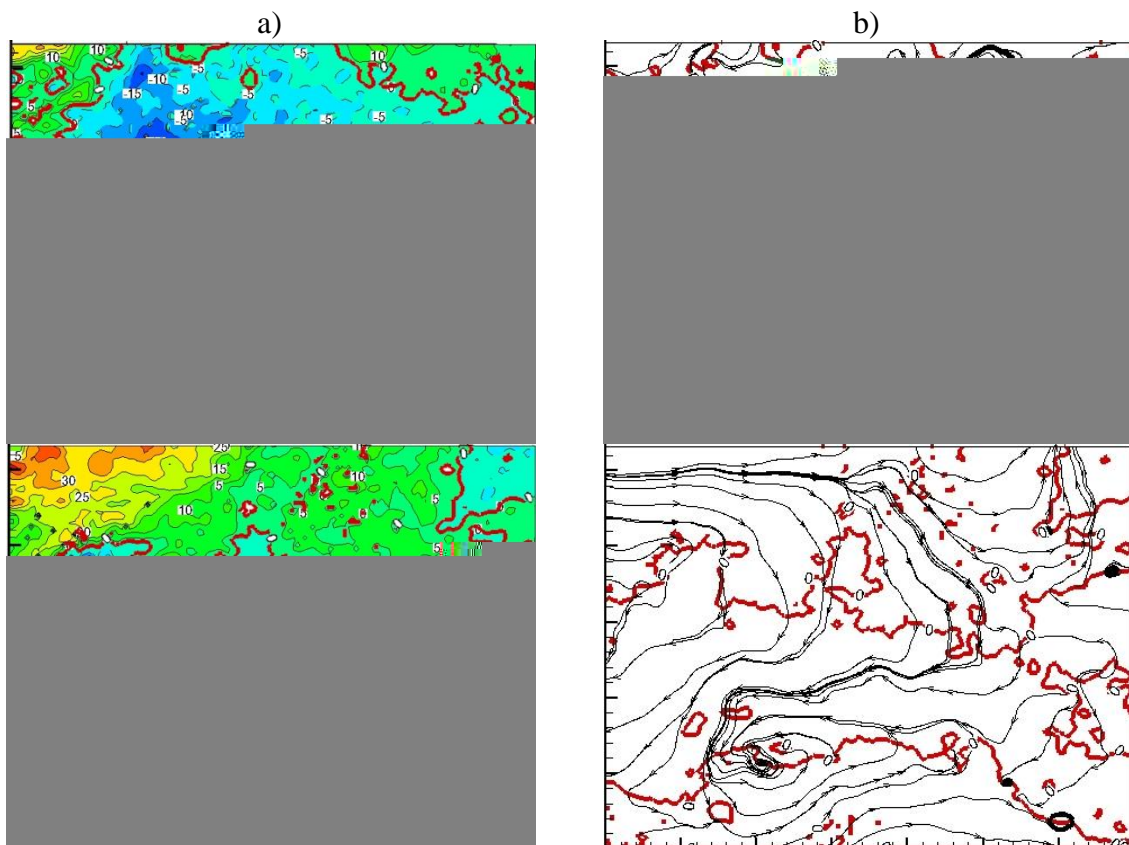


Figura 4.23 - a) Campo de velocidade instantânea axial e b) linhas de correntes no campo bidimensional, ambas com o limite da ZRC em vermelho e em instantes de tempo aleatórios para  $Re = 70000$  e  $S = 1,26$ .

Comparado o escoamento médio, que mostra apenas um par de vórtices na sua estrutura, com o instantâneo, é necessário ressaltar que o campo de velocidades médias representa apenas parcialmente as tendências globais do escoamento: velocidade negativa dentro da ZRC, camadas de cisalhamentos ao redor da ZRC e, no limite da mesma, grandes estruturas vorticoidais. Entretanto, existem variações significativas com relação aos



campos de velocidades instantâneos. Nos escoamentos instantâneos adquiridos pela técnica do PIV podemos apreciar a real complexidade da dinâmica do fluxo. Aparecem mais estruturas vorticoidais e a ZRC difere muito da encontrada no campo médio de velocidades. Estas flutuações governam os campos do escoamento em tempo real e tem um grande impacto no desempenho da combustão, principalmente para turbinas LPM, onde qualquer mudança pode trazer como consequência variação na razão de equivalência provocando, por exemplo, flutuações na liberação de calor, aumento das emissões de poluentes, e até a extinção da chama.

Para confirmar a presença do PVC no escoamento foi feito um estudo no plano transversal do sistema para diferentes ângulos de rotação.

#### 4.2.2.2 Campo de Velocidades no Plano Transversal

Para o estudo do campo de velocidades no plano transversal foram adquiridos dados a duas distâncias da saída do bocal convergente-divergente: 5 e 10 mm, para uma única vazão ( $Re = 70000$ ) e três números de rotação diferentes ( $S = 0,88, 1,05$  e  $1,26$ ). Na Figura 4.24 aparecem duas imagens usadas para o cálculo das velocidades por PIV. Nelas podem ser identificadas áreas muito iluminadas onde não foi possível calcular as velocidades, aparecendo como áreas com valores próximos ou iguais a zero nos campos de velocidades. A imagem da esquerda corresponde à distância de 5 mm, onde o reflexo no bocal é maior.

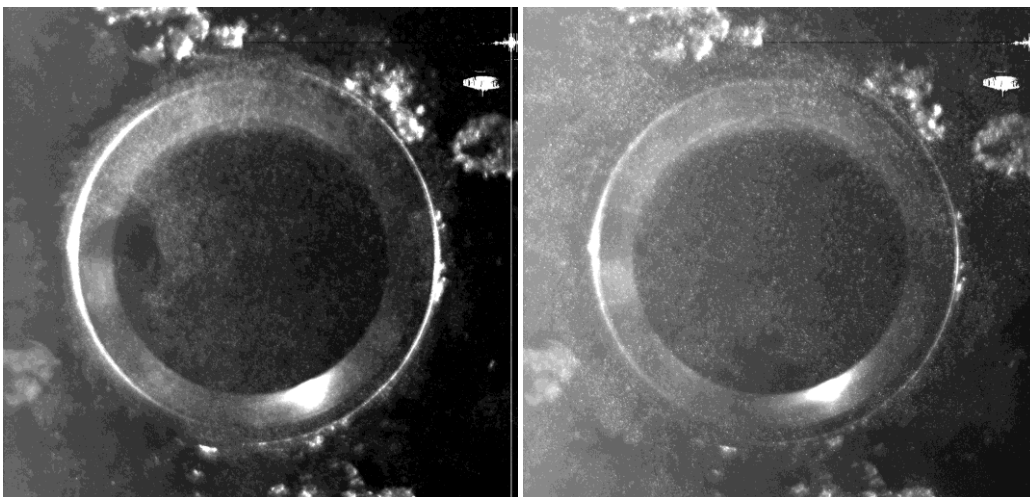
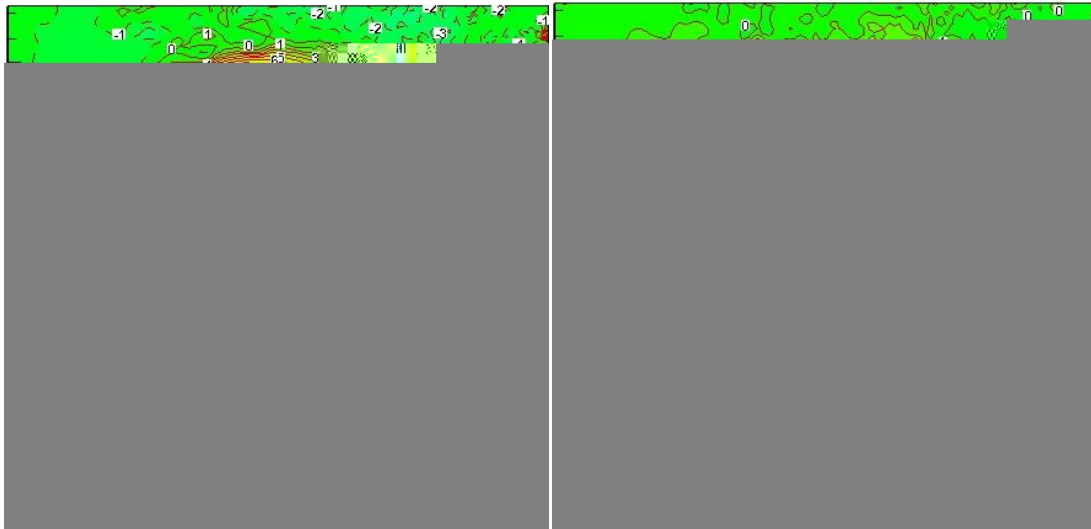


Figura 4.24 - Imagens usadas para o cálculo da velocidade: à esquerda plano a 5mm e a direita plano transversal a 10mm da saída do bocal.

No campo de velocidades no plano transversal podemos identificar duas componentes de velocidade: a velocidade radial ( $V$ , sentido horizontal) e a tangencial ( $W$ , sentido vertical). Na Figura 4.25 estão apresentados o campo de cada componente de velocidade para uma vazão de  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  a uma distância de 5 mm da saída do bocal convergente divergente.



a) Campo da velocidade  $V$

b) Campo da velocidade  $W$

Figura 4.25 - Campos de velocidades para as componentes tangenciais e radiais ( $V$  e  $W$  respectivamente, no plano transversal) para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$ .

Estes campos têm em comum uma zona de velocidades próximas a zero no centro, correspondendo à zona de recirculação central, onde o escoamento apresenta velocidades baixas ou nulas no sentido vertical e tangencial. A Figura 4.25 mostra que ambos os campos de velocidades são compostos por uma meia lua de velocidades positivas e outra por velocidades negativas afastando-se do centro, mostrando que o escoamento está em expansão devido à expansão súbita encontrada na saída do bocal. Para uma melhor análise foi calculado o valor do módulo do vetor velocidade bidimensional radial-tangencial, apresentado na Figura 4.26 para todas as configurações estudadas, que representa de forma numérica a rotação do escoamento.

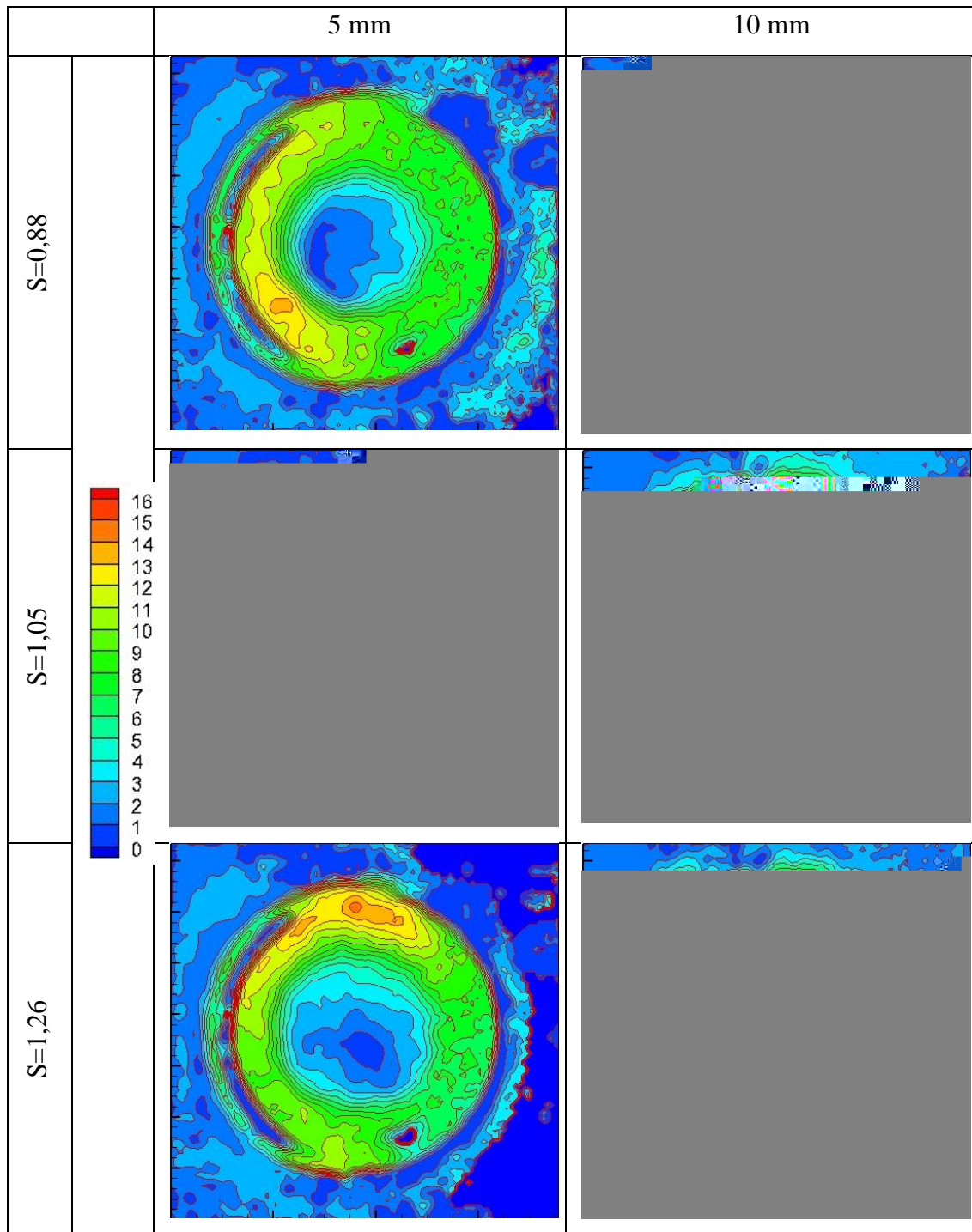


Figura 4.26 - Campos do modulo do vetor velocidade bidimensional no plano transversal para diferentes configurações.

A primeira característica notada é a assimetria do escoamento médio. Isto se deve à presença do PVC, que tem forma helicoidal e se desloca a uma determinada frequência. Além disso, a taxa de aquisição do PIV estava limitada pelos equipamentos, tanto do sistema (laser e câmera) como do computador de aquisição que não permitia adquirir a uma frequência maior de 3 Hz. Como explicado na literatura (Syred *et al*, 2004, Meier *et*

*al*, 2007), as instabilidades na combustão, entre elas o PVC, geram variações no comportamento do escoamento segundo a fase do sinal de pressão dinâmica que representa o fenômeno. Devido à baixa taxa de aquisição do sistema PIV, podemos supor que nem todas as fases foram adquiridas ou, pelo menos, não as mesmas quantidades de medições para cada fase, o que pode explicar também a assimetria no escoamento médio.

Independente da assimetria é possível observar que na região central encontram-se os menores valores de velocidades devido à presença da ZRC. O aumento da área é quase imperceptível devido a que os planos encontram-se muito próximos da saída do cone, não sendo tão significativa a variação. Comparando-se os campos para os diferentes planos pode ser sinalizado que, como esperado, no plano à distância de 10 mm o campo de velocidades abarca uma área maior devido à expansão brusca. As velocidades para a mesma região central, nesse plano mais afastado da saída do bocal, são maiores, sendo mais evidente para o escoamento com maior ângulo, devido a que a ZRC tende a deslocar-se a montante como observado no plano longitudinal, e o ponto de máxima velocidade encontra-se mais próximo da saída do cone, decaindo rapidamente a velocidade axial no sentido longitudinal.

Na Figura 4.27 encontram-se os campo dos vetores formados por  $v$  e  $w$ , para campos instantâneos de velocidades adquiridos aleatoriamente no plano transversal à distância de 5 mm. Em todas as imagens pode ser identificada uma estrutura vorticoidal com o eixo da mesma coincidindo com o ponto onde as velocidades  $v$  e  $w$  são zero, deslocado do centro geométrico do sistema. Devido a estas características e baseados nos estudos prévios desenvolvidos nesta câmara de combustão (Anacleto *et al*, 2003, Fernandes *et al*, 2005 (a,b) e Shtork *et al*, 2007), ou similares (Froud *et al*, 1995, Fick *et al*, 1997, Syred *et al*, 2004, Syred, 2006), é possível afirmar que esta estrutura representa o PVC.

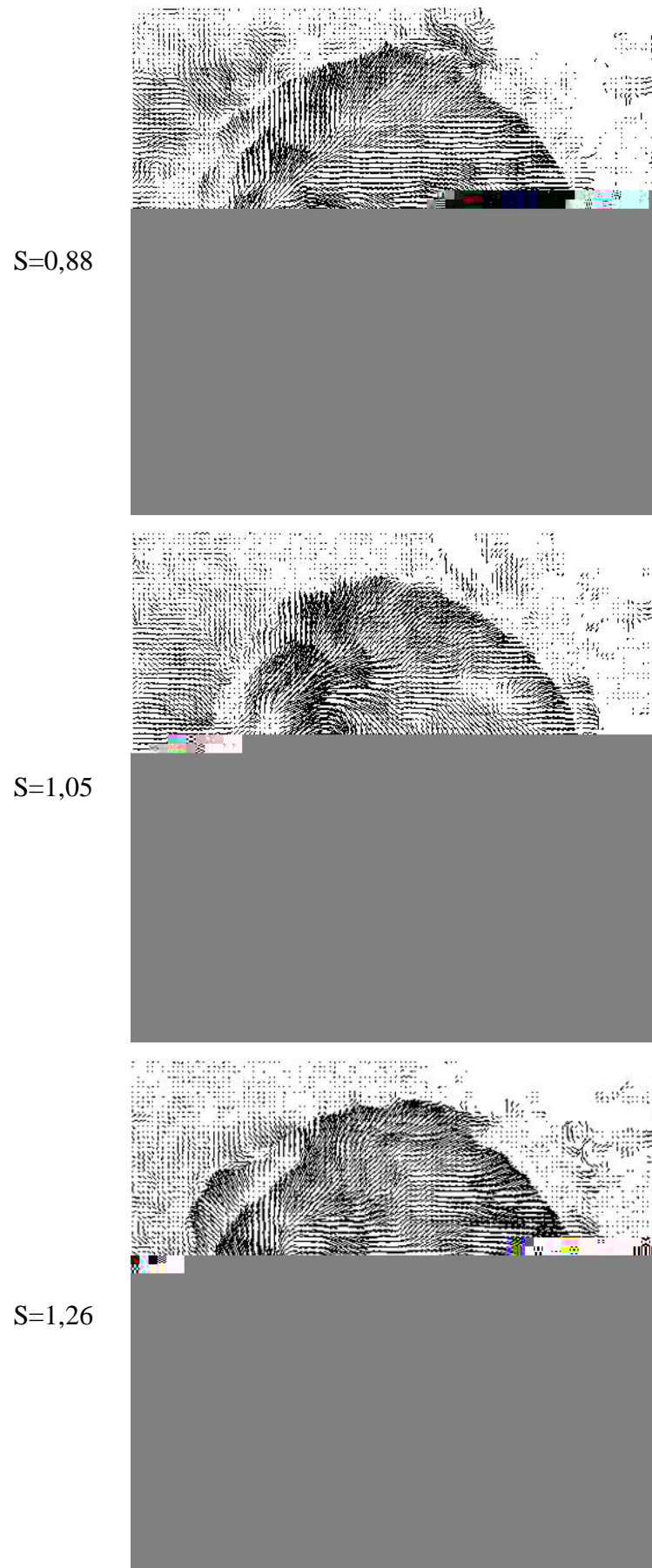


Figura 4.27 - Campos vetoriais para velocidades instantâneas para  $Re = 60000$ .

### 4.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO

A medição das flutuações de pressão tem sido utilizada como principal ferramenta de diagnóstico e controle em turbinas e câmaras de combustão laboratoriais e industriais (Goy *et al*, 2005 e Mongia *et al*, 2005). Anomalias no espectro de frequência da mesma podem indicar tanto instabilidades na combustão como falhas no sistema físico da instalação. Para identificar as mesmas é preciso uma caracterização do sistema com outras técnicas de medição que nos ajudem a diferenciar os problemas que podem afetar a medição.

A câmara, que é objeto de estudo, foi caracterizada anteriormente por varias técnicas de medição. De trabalhos anteriores (Anacleto *et al*, 2003, Fernandes *et al*, 2005 (a, b) e Shtork *et al*, 2007) obtiveram-se resultados de temperaturas através de termopares, espécies químicas obtidas com um analisador de gases, velocidades pela técnica de LDV, quimiluminescência obtida por uma sonda ótica e pressão dinâmica usando microfone acoplado a uma sonda. Complementando estas pesquisas foi adquirido neste trabalho o campo de velocidade usando a técnica de PIV que tem a vantagem, com relação ao LDV, de visualizar o campo inteiro de velocidades para um mesmo instante de tempo, identificando visualmente as estruturas que caracterizam o escoamento e sua variação, em diferentes instantes de tempo. Foi confirmada a presença do PVC no campo de velocidade do plano transversal e foi observada a variação da ZRC em tamanho, posição e forma em diferentes instantes de tempo no campo de velocidade longitudinal.

Em Fernandes *et al* (2005a e 2005b) e Shtork *et al* (2008) é onde melhor encontra-se relacionado o PVC com a dinâmica da combustão neste modelo. Na Figura 4.28 é observado que coincide o valor do pico na frequência que representa o PVC na medição das flutuações de pressão com o pico na frequência das flutuações da velocidade no combustor, confirmando que no escoamento isotérmico as variações temporais são provocadas pelo PVC.

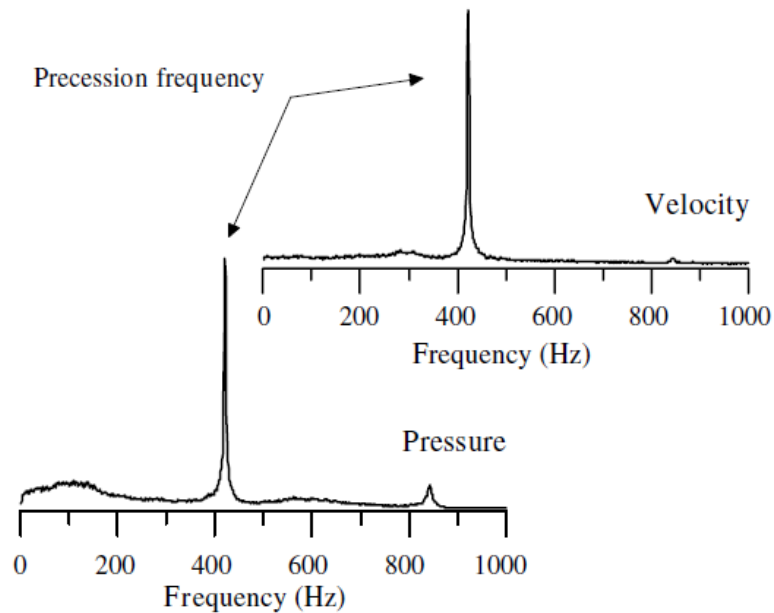


Figura 4.28 - Espectro de frequência da medição de pressão dinâmica e da velocidade para um  $Re = 81000$  e  $z/D = 0,25$ , com escala arbitrária de amplitude. (Fernandes *et al*, 2005 (a,b) e Shtork *et al*, 2008).

A extrapolação destes estudos às condições com combustão foi apresentado por Shtork *et al* (2008). Na Figura 4.29 é apresentada uma comparação de espectros, feita de forma simultânea, dos sinais emitidos pelos sensores de pressão e quimiluminescência, demonstrando que a combustão é modulada pela instabilidade do escoamento devido ao PVC, confirmando seu impacto sobre a operação do combustor como já havia mostrado Anacleto *et al* (2003) e Fernandes *et al* (2005a). Eles salientaram que com a combustão a mudança nos valores dos parâmetros medidos não excede os 20%, deduzindo que a área do escoamento perto do PVC encontra-se em condições quase isotérmicas, mantendo a chama predominantemente a jusante, já que senão a estrutura teria mudanças radicais devido à combustão, podendo ser suprimida como encontrado por Roux *et al* (2005) e Schildmacher *et al* (2006).

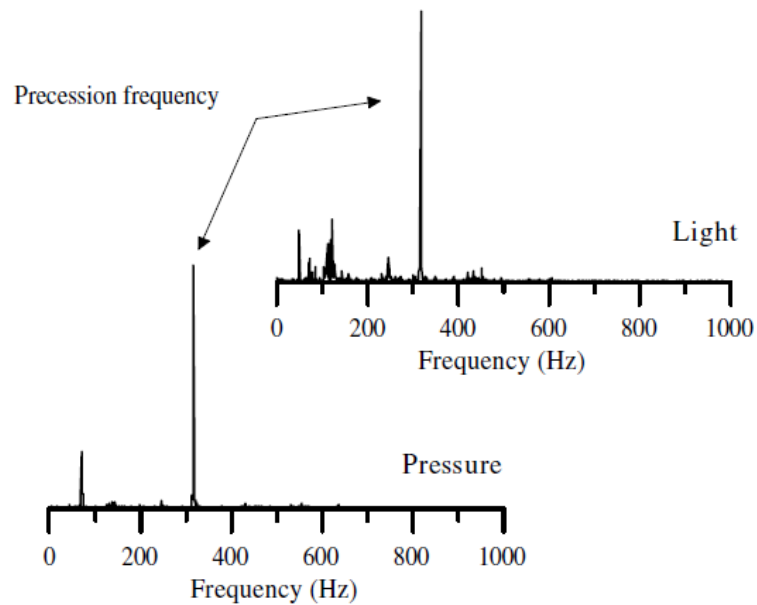


Figura 4.29 - Espectros de freqüência da pressão dinâmica e da quimiluminescência para um  $Re = 56000$  e  $\phi = 0,5$ , com escala arbitrária de amplitude. (Shtork *et al*, 2008).

Syred (2006) faz uma ampla revisão do fenômeno PVC, baseado na literatura encontrada, onde salienta que de forma geral este fenômeno é suprimido, ou pelo menos muito amortecido, na combustão. Ele destaca a anomalia encontrada no combustor que é objeto de estudo desta tese e sugere que isto pode acontecer devido a que a câmara de pré-mistura do mesmo é muito comprida, permitindo que o PVC chegue bem desenvolvido na zona de combustão sem ser suprimido.

Esta observação motivou uma pesquisa baseada nas características espectrais do escoamento para analisar a influência desta câmara de pré-mistura na formação do PVC no escoamento isotérmico, partindo que o PVC foi bem caracterizado por outras técnicas e que é o fenômeno de instabilidade dominante no combustor. Vale destacar que somente foi analisada a variação na freqüência e amplitude correspondente ao PVC. Para isto foi feito um estudo em duas etapas. Em ambas as etapas foram feitas medições de pressão para três números de  $Re$  (60000, 64000 e 70000) e um número de  $S$  ( $S=0,88$ ).

A primeira etapa consistiu em caracterizar o modelo laboratorial com a geometria padrão encontrada nos trabalhos anteriores, onde uma comprida câmara de pré-mistura aparece acoplada entre o gerador de rotação e o bocal convergente-divergente que se encontra antes da zona de combustão. Levando em conta somente a distância entre a saída do gerador de rotação e o bocal convergente-divergente tem-se que a pré-mistura acontece numa



extensão igual a 160 mm. Dentro desta etapa também foi estudada a influência de um confinamento na saída do combustor através de um cone com diâmetro de saída, situado no eixo geométrico do combustor, igual a 50 mm, como apresenta a Figura 4.30.

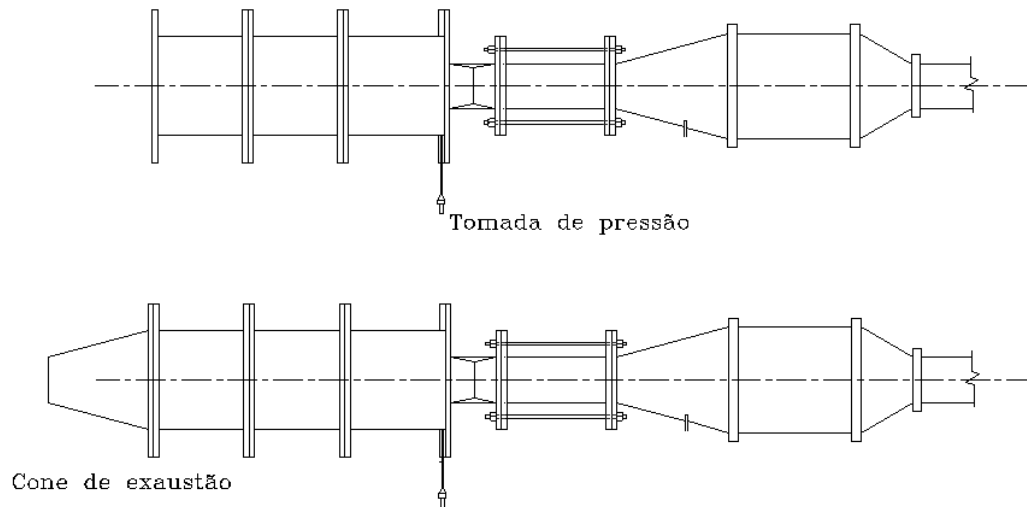


Figura 4.30 - Geometria da câmara de combustão padrão sem e com o cone de exaustão ( $L_{pc}=160$  mm).

Na segunda etapa foi acoplado o gerador de rotação ao bocal convergente-divergente, diminuindo o comprimento de pré-mistura para 50 mm, uma diminuição de quase 70%. (Figura 4.31). Também foi analisada a influência do cone de exaustão na amplitude e frequência do PVC.

As medições foram feitas em diferentes posições da câmara de combustão como mostra a Figura 4.32. A câmara de combustão propriamente dita, como explicado no Capítulo 3, esta formada por três módulos. O módulo que se encontra imediatamente após o bocal convergente-divergente é predominantemente de quartzo e não permite a instalação da sonda de pressão, por isto a posição do sensor onde foram obtidos a maioria dos resultados foi na Posição 3 com a sonda ortogonal ao eixo do combustor e faceando a parede para não interferir no escoamento, sendo que em alguns casos também foram feitas medições no eixo da câmara de combustão. Os resultados na Posição 2 foram obtidos colocando os dois módulos de aço de 100 mm a continuação da saída do bocal e complementando a distância com outro modulo de aço de 200 mm, completando a medida original da câmara. Estes resultados foram usados para complementar os resultados da Posição 3.

A Posição 1 encontra-se antes de entrar no bocal convergente-divergente, e existe uma Posição 1' que se encontra na saída do swirl para a configuração padrão. A Posição 2 está situada na entrada da câmara de combustão ( $x/D_c = 0$ ) e a 3 localiza-se a  $x/D_c = 1,82$  (200 mm) com relação à Posição 2, respectivamente. Para todas as posições foram feitas medições na parede do combustor e no eixo central.

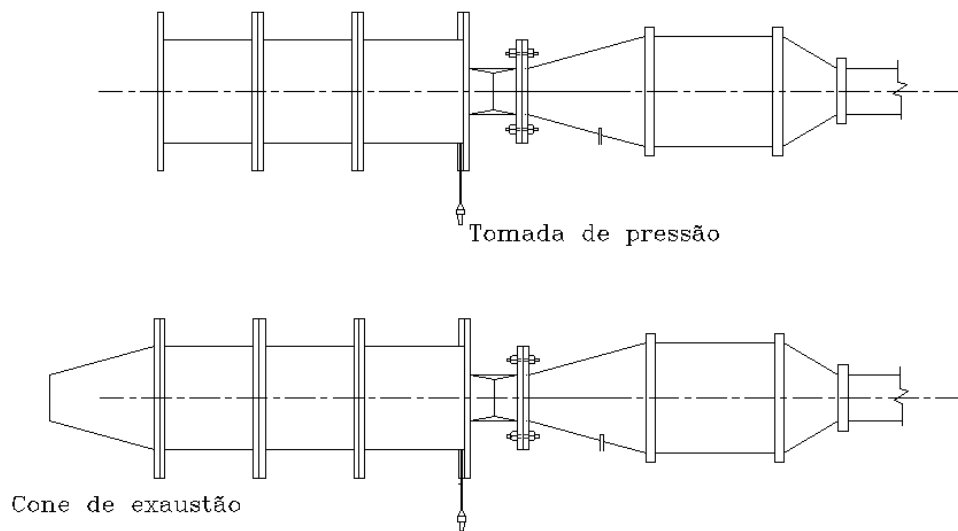


Figura 4.31 - Geometria da câmara de combustão modificada sem e com o cone de exaustão ( $L_{pc}=50$  mm).

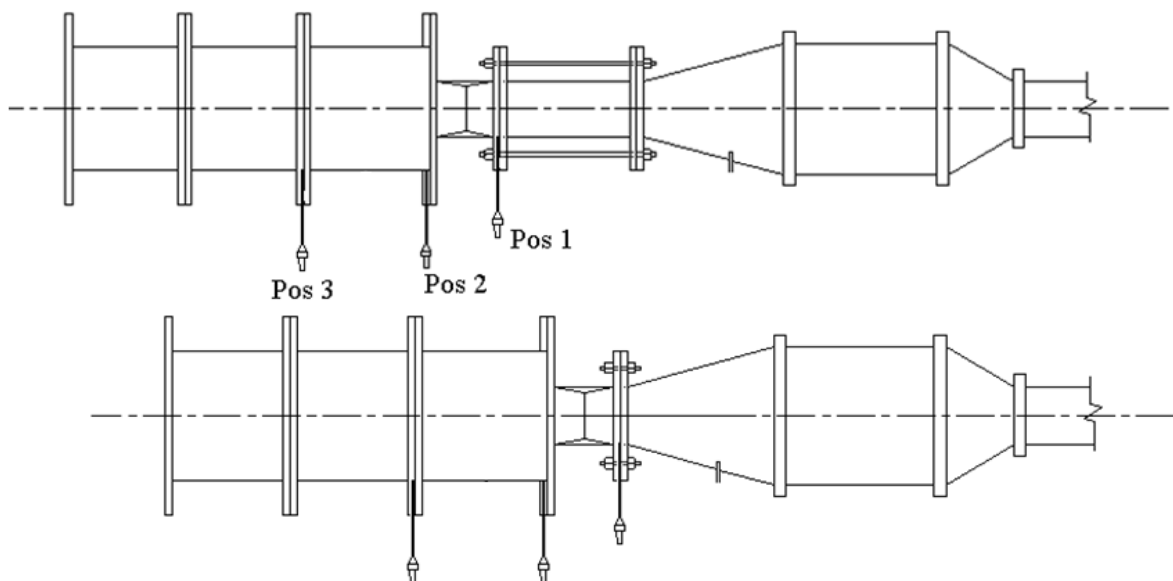


Figura 4.32 - Posição das sondas de pressão para cada configuração no sentido longitudinal.

### 4.3.1. Caracterização acústica da Câmara de Combustão padrão

A identificação de estruturas coerentes, instabilidades periódicas e perturbações discretas são detectadas através da Densidade Espectral de Potência (PSD). Esta é apropriada quando se lida com escoamentos com rotação, que frequentemente apresentam instabilidades na forma de colapso do vórtice e/ou PVC. Chao *et al.* (1991) e Dawson *et al.* (2000) se valeram dos resultados obtidos através da PSD para identificar a presença, frequência e largura de banda de instabilidades em escoamentos com rotação. Neste trabalho as PSDs serão usadas para identificar a presença do PVC, sua frequência e comparar a energia associada a ele para diferentes posições de medição.

A Figura 4.33 apresenta os resultados das PSDs para um escoamento com  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 1. Uma no eixo geométrico da câmara de pré-mistura ( $z/Rc=0$ , linha vermelha) e a outra na parede ( $z/Rc=1$ , linha preta), sempre perpendicular à velocidade axial.

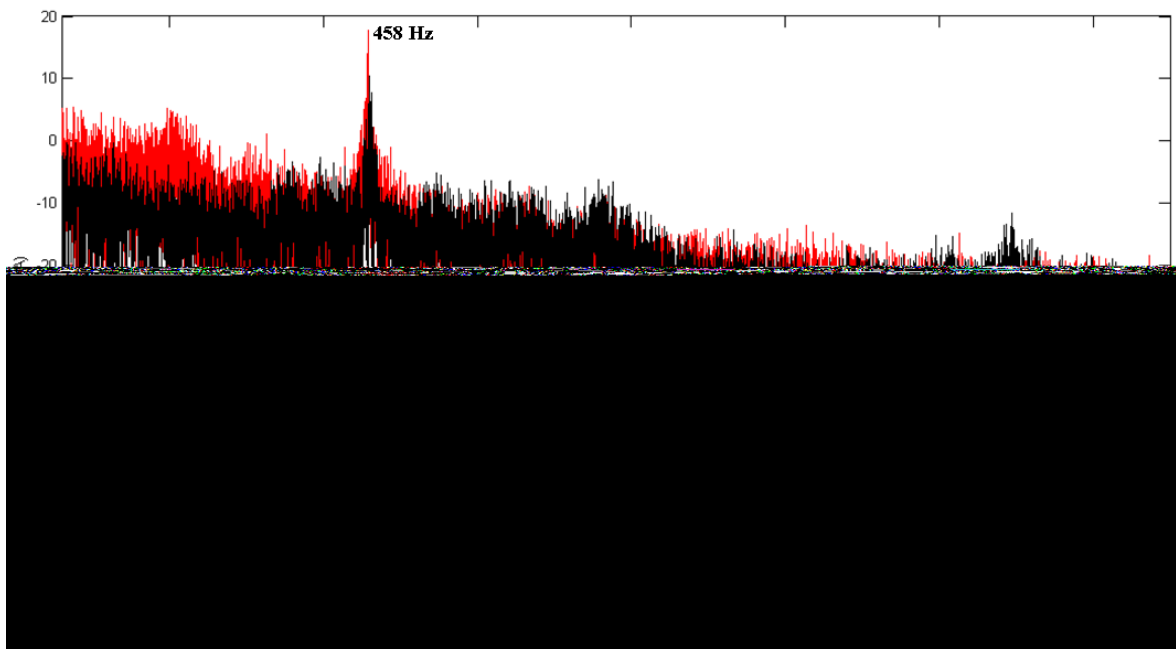


Figura 4.33 - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 1 na parede ( $z/Rc=1$ ) e no meio do combustor ( $z/Rc=0$ ) com  $L_{pc}=160\text{mm}$ .

Foi notado que, para ambas as posições da sonda, que somente é encontrado um pico de alta energia, que segundo os estudos anteriores correspondente ao fenômeno de PVC,

numa frequência de 458 Hz. Sendo que a energia contida no pico para a medição no centro do escoamento é maior.

Na Figura 4.34 mostram-se os resultados espectrais para o mesmo escoamento da figura anterior com a saída do combustor livre e com a saída obstruída por um cone de exaustão. Como já foi caracterizado anteriormente, o pico de alta energia corresponde à frequência do PVC. Nota-se que para o escoamento confinado pelo cone de exaustão a energia embutida na frequência do PVC é maior, enquanto a frequência que o caracteriza é menor, como já foi notado por Syred (2006), ainda que de forma geral ambos estejam no mesmo nível de energia para quase toda a banda de frequência. Valera-Medina *et al* (2009) encontraram que para uma contração em forma de cone, similar à usada neste trabalho, o PVC tem uma menor frequência de rotação ao mesmo tempo em que aumenta de tamanho, tanto em comprimento como em largura.

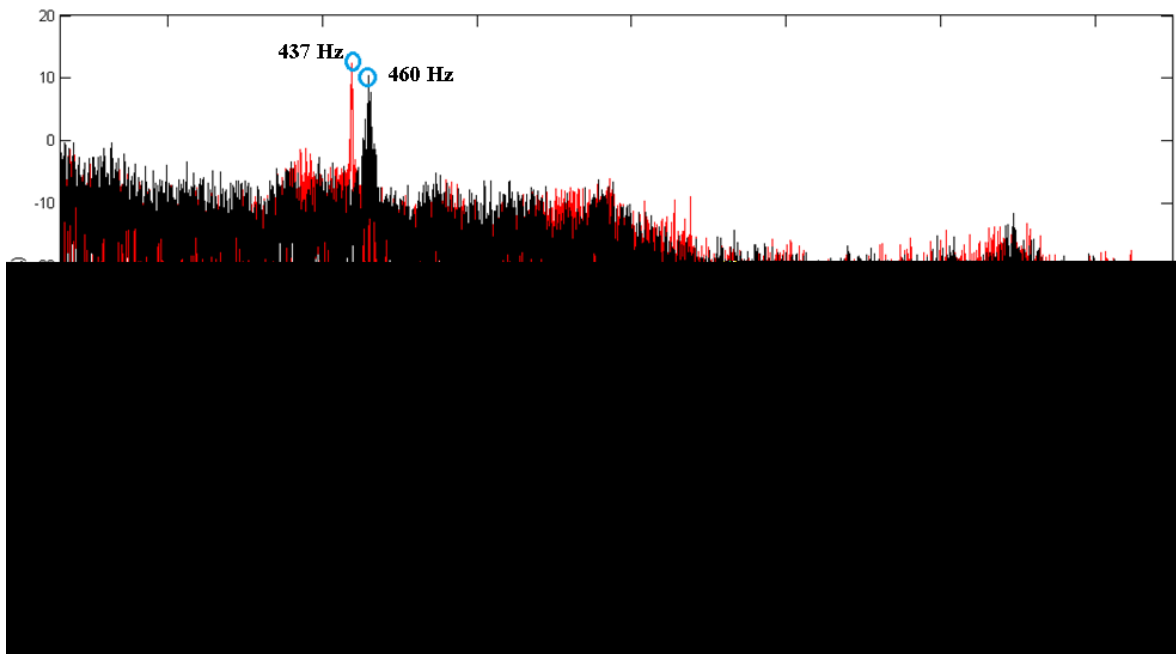


Figura 4.34 - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 1 sem ( $D_c/D_s=1$ ) e com cone de exaustão na saída ( $D_c/D_s=2,2$ ) com  $L_{pc}=160$  mm.

Para os outros  $Re$  estudados (60000 e 64000) o comportamento é similar. O gráfico da Figura 4.35 apresenta os valores de  $St$  (eixo da esquerda, representado com linhas finas) e de frequência (eixo da direita, representado com linhas grossas) para cada número de  $Re$ , mudando da configuração padrão (sem cone de exaustão, marcador tipo losango) para a configuração com obstrução na saída (com cone de exaustão, marcador quadrado).

Primeiramente é notado que o comportamento de  $St$  e de  $f$  para as duas configurações geométricas é similar. Como esperado, a frequência aumenta ligeiramente (entre 8,8 e 9,9%) com o aumento de  $Re$  (entre 6,7 e 9,4%), mas o número de  $St$  permanece quase constante (variando de 1 até 1,4%) sendo uma fraca função de  $Re$ , como observado por Syred (2006). A diminuição na frequência do PVC entre  $D_c/D_s=1$  e  $D_c/D_s=2,2$  esta entre 4,8 e 5,5%.

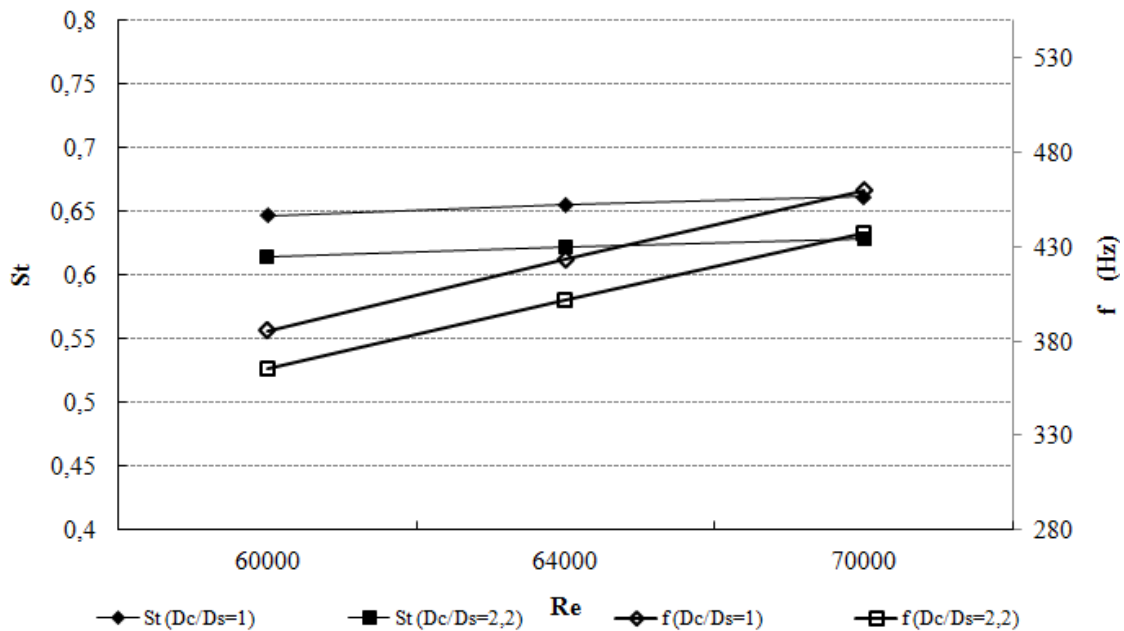


Figura 4.35 - Gráfico de  $St$  e  $f$  (Hz) em função de  $Re$  com  $L_{pc}= 160$  mm.

Na câmara de combustão, propriamente dita, a energia embutida na frequência que caracteriza o PVC diminui, mas ainda pode ser encontrado o pico característico do mesmo. Em modo de comparação é possível observar que o espectro de frequência, mostrado na Figura 4.36a, para um escoamento com  $Re = 70000$  e  $S=0,88$  na Posição 2 ( $x/D_c=0$ ) é similar ao encontrado por Shtork *et al* (2008) (Figura 4.37b).

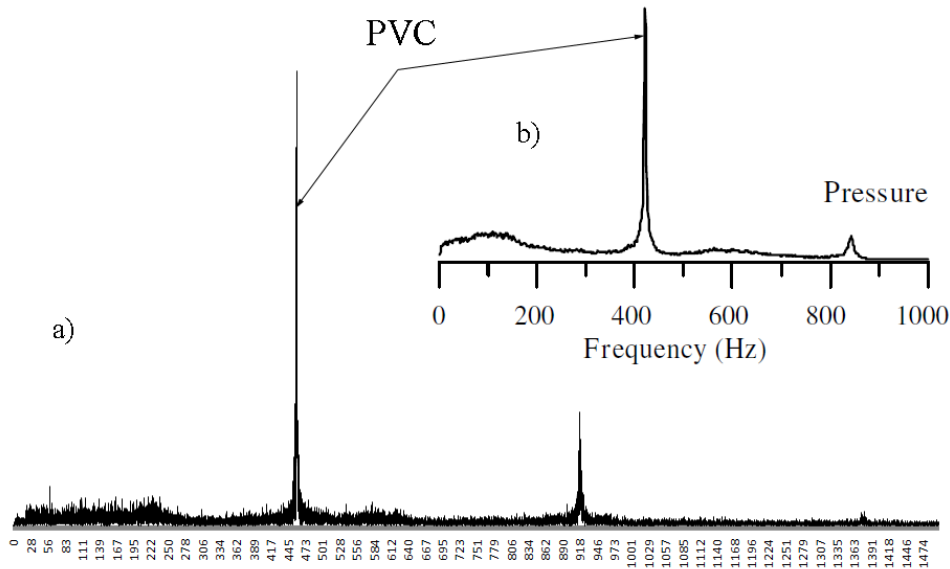
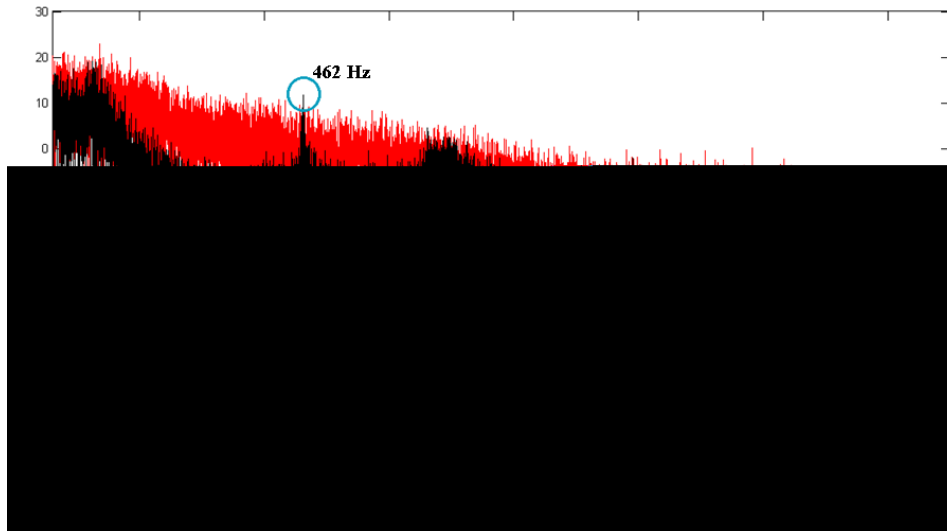


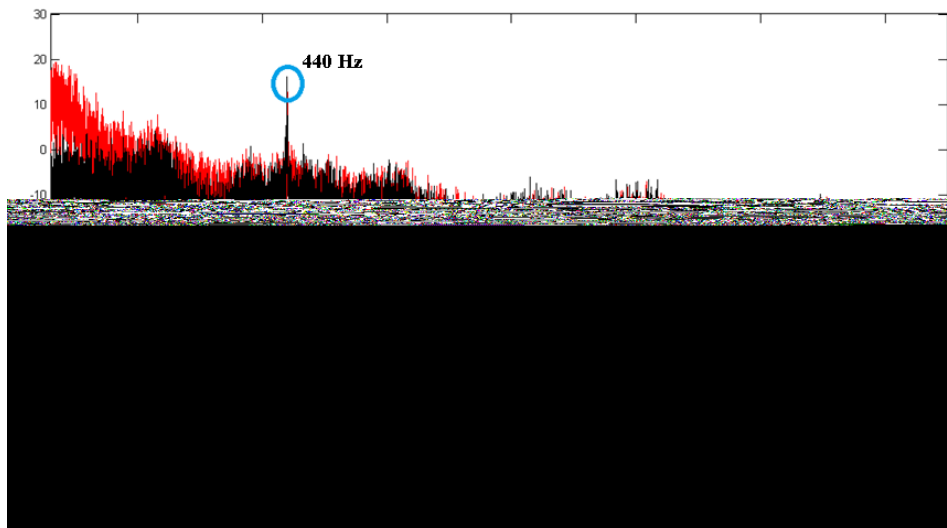
Figura 4.36 - Espectro de frequência para  $Re = 70000$  e  $S=0,88$  (a) e o apresentado por Shtork *et al* (2008) (b).

A Figura 4.37a apresenta os resultados das PSDs medidas na Posição 3 no centro do escoamento e na parede do combustor ( $z/Rc=0$  e  $z/Rc=1$ ) sem obstrução na saída ( $Dc/Ds=1$ ) para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$ . Analogamente, a Figura 4.37b mostra resultados similares, mas com o combustor terminando na obstrução em forma de cone ( $Dc/Ds=2,2$ ). Já a Figura 4.37c compara as PSDs das medições feitas com a sonda na parede da câmara de combustão entre as duas configurações de confinamento à saída do combustor, aberto na exaustão ( $Dc/Ds=1$ ) e com uma obstrução cônica ( $Dc/Ds=2,2$ ), com os mesmos parâmetros de  $Re$  e  $S$ .

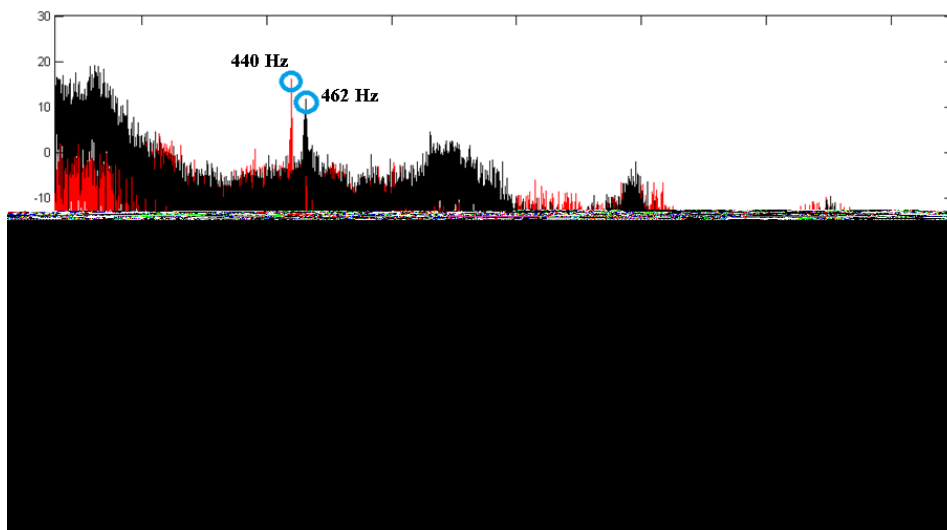
Ao analisar a Figura 4.37a é evidente a diferença entre o sinal medido no centro do escoamento (vermelho) e o sinal medido na parede (preto). Como observado por Shtork *et al* (2008), o escoamento no centro do combustor é o que possui maior energia turbulenta, mas o sinal medido na parede apresenta um espectro bem mais complexo, completamente diferente ao do sinal medido no eixo geométrico. Na parede foi encontrado o pico de frequência associado ao PVC (462 Hz, círculo azul), e várias bandas de frequência com alta energia que não são objeto de estudo neste trabalho. O comportamento do escoamento nesta medição é explicado baseando-nos em Anacleto *et al* (2003).



a) PSDs medidas na Posição 3 ( $z/R_c=0$  e  $z/R_c=1$ ) para  $D_c/D_s=1$ .



b) PSDs medidas na Posição 3 ( $z/R_c=0$  e  $z/R_c=1$ ) para  $D_c/D_s=2,2$ .



c) PSDs medidas na Posição 3 na parede ( $z/R_c=1$ ) para  $D_c/D_s=1$  e  $D_c/D_s=2,2$ .  
 Figura 4.37. - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3 com  $L_{pc} = 160$  mm.

A Figura 4.38 reproduz a Figura 7 encontrada em Anacleto *et al* (2003) e nela é quantificado o desenvolvimento axial da estrutura do PVC, através de medidas de amplitude das oscilações de pressão ao longo da fronteira externa do jato, para condições isotérmicas e com reação, com e sem confinamento. Independentemente do modo de trabalho, a estrutura de PVC perde intensidade ao redor do  $z / D = 0,5$ , coincidindo com a máxima largura radial do jato e com o valor máximo de velocidade do fluxo negativo. Também notaram, quantificando a velocidade axial no eixo geométrico, que a ZRC termina antes de uma distância de  $1,5 z/D$  ( $x/D_c$ ). Baseados nesta referência foi concluído que a Figura 4.37a está em concordância já que o sinal do PVC encontra-se com um pico de baixa amplitude na medição feita na parede. O comportamento do centro foi também estudado em Anacleto *et al* (2003), onde para a zona após a ZRC a turbulência apresenta um perfil suave com valores máximos na zona central e sem influência do PVC.

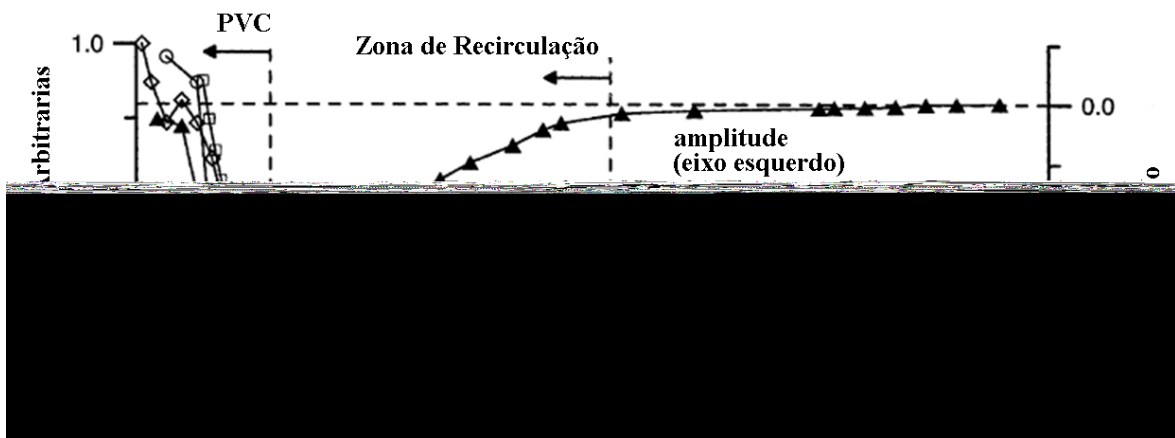


Figura 4.38 - Amplitude das harmônicas correspondentes ao PVC e a velocidade axial no eixo geométrico do combustor (Adaptado de Anacleto *et al*, 2003).

Quando é colocada uma obstrução na saída (Figura 4.37b) o comportamento do escoamento no centro do combustor muda claramente, sendo o sinal muito similar ao encontrado na parede para quase toda a faixa de frequência analisada. Neste caso o pico de energia correspondente ao sinal do PVC também é encontrado no centro do combustor, com menor intensidade, e as duas medições têm praticamente o mesmo nível de energia turbulenta em quase todo o espectro. Finalmente comparando as duas medições feitas na parede para o combustor sem (preto) e com obstrução na saída (vermelho) (Figura 4.37c) podemos observar que, como esperado, o PVC gira a uma frequência menor quando a



saída está obstruída e o nível de energia turbulenta nas bandas de frequências próximas ao pico do PVC é semelhante.

Como relataram Dawson *et al* (2000), Lucca-Negro e O'Doherty (2001), Syred (2006) e Valera-Medina *et al* (2009), qualquer obstrução na saída pode provocar uma mudança significativa no escoamento. Na maioria dos trabalhos foi encontrado que a ZRC, dependendo da obstrução, mudou de forma, passando de ter forma elíptica a uma forma anular (ou toroidal, normalmente encontrada nas turbinas a gás) já que a pressão a jusante induz um fluxo positivo no centro da câmara de combustão. Isto não significa que o PVC seja suprimido. Valera-Medina *et al* (2009) observaram que o PVC aumentou seu tamanho, tanto em largura como comprimento, e Syred (2006) relata que, em alguns estudos feitos em combustores com a obstrução da saída coincidindo com o centro da câmara de combustão, foram encontrados dois PVCs.

Fundamentado nestas referências, ainda que sem outros dados experimentais para corroborar esta hipótese, é plausível supor que a forma da ZRC e do PVC associado deve ter mudado, especificamente aumentado a largura e/ou o comprimento explicado na similitude nos espectros da Figura 4.37b, tanto no centro como na parede, e no aumento da energia no pico do PVC para o combustor com obstrução (Figura 4.37c).

Semelhante à câmara de pré-mistura, para os outros  $Re$  estudados (60000 e 64000) o comportamento na câmara de combustão propriamente dita é parecido, diferenciando-se em que ao aumentar  $Re$ , aumenta a energia turbulenta para todo o espectro. A relação da frequência e de  $St$  com o número de  $Re$  é idêntico ao representado pela Figura 4.35.

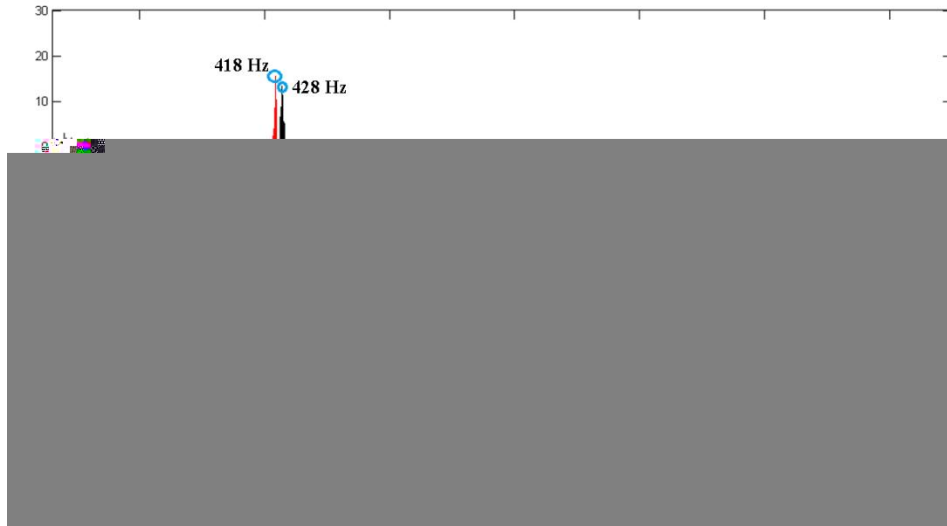
#### **4.3.2. Caracterização acústica da Câmara de Combustão modificada e comparação com a configuração padrão**

Após caracterizar acusticamente o combustor com a configuração padrão, sem e com obstrução na saída, foi caracterizado o mesmo com a nova modificação na geometria, reduzindo a câmara de pré-mistura de 160 mm para 50 mm, comparando as duas configurações ( $L_{pc}= 160$  mm e  $L_{pc}= 50$  mm). Para este estudo foram fixados parâmetros de comparação que permitam, com os dados já obtidos na câmara de combustão através de

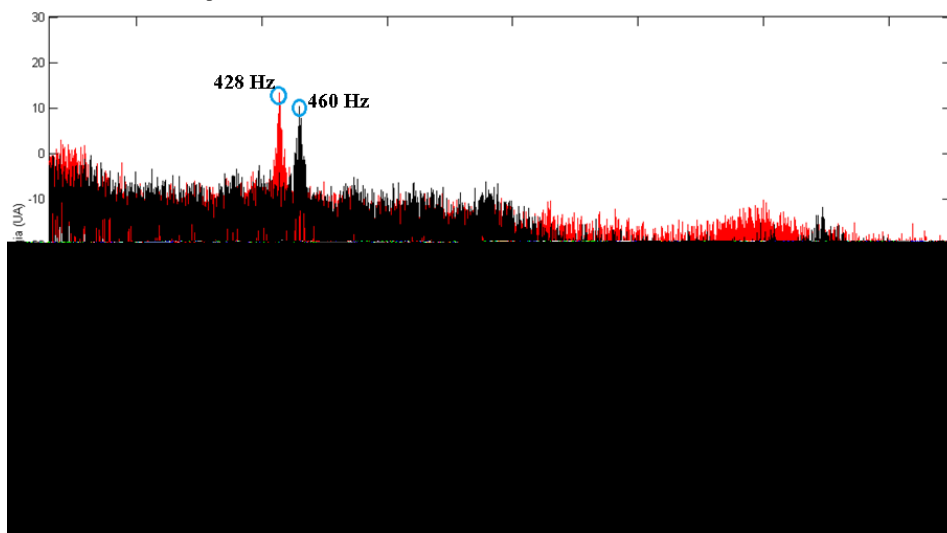
diferentes técnicas e baseando-nos na literatura disponível, analisar a influência da longa câmara de pré-mistura no escoamento.

A Figura 4.39a, análoga à Figura 4.35, apresenta, para o combustor com a câmara de pré-mistura reduzida ( $L_{pc} = 50$  mm), as PSDs para o escoamento de  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  na Posição 1 na parede ( $z/R_c = 1$ ), sem e com obstrução na saída do combustor ( $D_c/D_s = 1$  e  $D_c/D_s = 2,2$ , respectivamente). Os gráficos da Figura 4.39b e 4.39c comparam os espectros obtidos na entrada do bocal convergente-divergente (Posição 1) entre o combustor padrão ( $L_{pc} = 160$  mm) e a nova configuração ( $L_{pc} = 50$  mm) sem (Figura 4.39b) e com obstrução na descarga da câmara de combustão (Figura 4.39c).

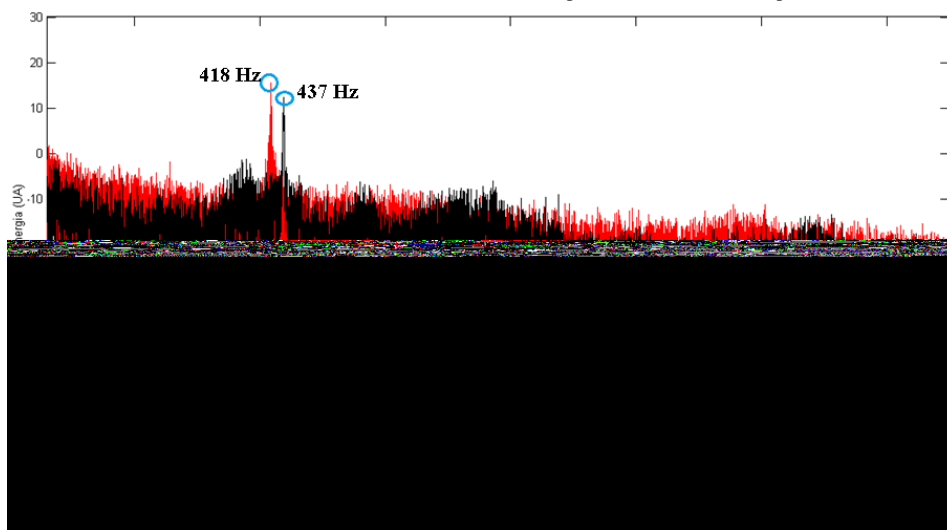
Na câmara de combustão com  $L_{pc} = 50$  mm (Figura 4.39a) nota-se que o nível de energia, medido na entrada do bocal convergente-divergente (Posição 1), para ambos os escoamentos, sem e com obstrução na exaustão, é praticamente o mesmo em todo o espectro enquanto a frequência do pico de alta energia que deve corresponder ao PVC diminuiu pouco. De forma geral, a obstrução na saída do combustor quase não afetou ao escoamento medido nessa posição, devido a dois fatores. Primeiro, o bocal convergente-divergente restringe a influência do escoamento a jusante e depois, que essa posição, para esta nova configuração geométrica, coincide com a saída do gerador de rotação, sendo a influência deste último no escoamento maior que as condições a jusante. Quando comparadas as duas configurações observamos que a frequência que representa o PVC tende a ser ligeiramente menor quando a câmara de pré-mistura é menor enquanto a energia embutida nela é um pouco maior para todos os casos.



a) PSDs com  $L_{pc} = 50$  mm, sem ( $D_c/D_s=1$ ) e com obstrução ( $D_c/D_s=2,2$ ).



b) PSDs sem obstrução ( $D_c/D_s=1$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.



c) PSDs com obstrução ( $D_c/D_s=2,2$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.

Figura 4.39 - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 1, para o combustor sem ( $D_c/D_s=1$ ) e com cone de exaustão ( $D_c/D_s=2,2$ ).

A Figura 4.40 compara em forma de gráfico os escoamentos estudados ( $Re=60000$ ,  $64000$  e  $70000$ ) com relação ao número de Strouhal e da frequência para as todas as configurações geométricas estudadas. Para o combustor padrão ( $L_{pc}=160$  mm) os valores são representados com linhas pretas, e para o combustor com a câmara de pré-mistura reduzida ( $L_{pc}=50$  mm) foram representados com linhas vermelhas. Como observado na Figura 4.40, a frequência de precessão para todos os escoamentos estudados no combustor com o comprimento da câmara de pré-mistura reduzido foi menor, ainda se comparado com os valores de frequência para o modelo laboratorial padrão confinado na exaustão. Seguindo a tendência do comportamento destes parâmetros, o número de Strouhal (linhas grossas) também mostrou para o combustor com  $L_{pc}=50$  mm uma fraca dependência de  $Re$  (variação entre 1,1 e 1,5 %) e a frequência apresenta uma ligeira diminuição (entre 8,9 e 10 %) quando a câmara de combustão está obstruída por o cone de exaustão ( $D_c/D_s=2,2$ ). A maior diferença encontra-se em que para a câmara de combustão padrão a diminuição na frequência do PVC devido ao confinamento na exaustão (entre  $D_c/D_s=1$  e  $D_c/D_s=2,2$ ) está entre 4,8 e 5,5 %, enquanto para o combustor com uma câmara de pré-mistura menor a frequência do PVC diminuiu entre 2,4 - 2,5%, aproximadamente um 45% menos. Isto implica que a condição a montante, entenda-se uma menor distância entre o gerador de rotação e a zona de combustão, teve maior influência que as condições a jusante, entenda-se o confinamento na saída, para esta nova configuração com relação à configuração padrão.

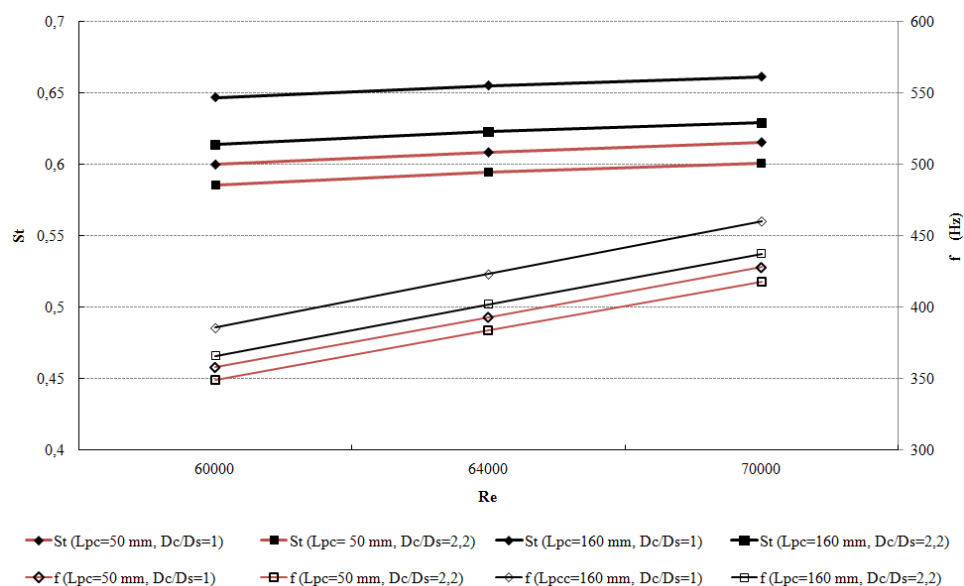


Figura 4.40 - Gráfico de St e f (Hz) em função de Re para a câmara de combustão com  $L_{pc}=160$  mm (linhas pretas) e  $L_{pc}=50$  mm (linhas vermelhas).

A Figura 4.41 compara os resultados das PSDs medidas na Posição 3 no centro do escoamento para as duas configurações geométricas estudadas, com  $L_{pc}= 160$  mm e  $L_{pc}= 50$  mm, sem obstrução na saída ( $D_c/D_s=1$ ) para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$ . À primeira vista são observadas diferenças na Figura 4.41a. A primeira é que o espectro medido no combustor com comprimento de câmara de pré-mistura menor é mais complexo que o da configuração padrão, com bandas de frequência com alta energia, destacando-se um pico a 428 Hz, encontrado também na câmara de pré-mistura e com as mesmas características apresentadas na Figura 4.40, devendo corresponder ao PVC. Outra característica a ser notada é, que ainda que tenha um espectro mais complexo, o nível de energia para todo o espectro desta nova configuração ( $L_{pc}= 50$  mm), para essa posição é notavelmente inferior que para a configuração padrão. Por último, que enquanto para o escoamento com configuração padrão nem o PVC nem a ZRC encontram-se a essa distância, para a configuração com a câmara de pré-mistura reduzida estes fenômenos estão presentes ainda que mais amortecidos.

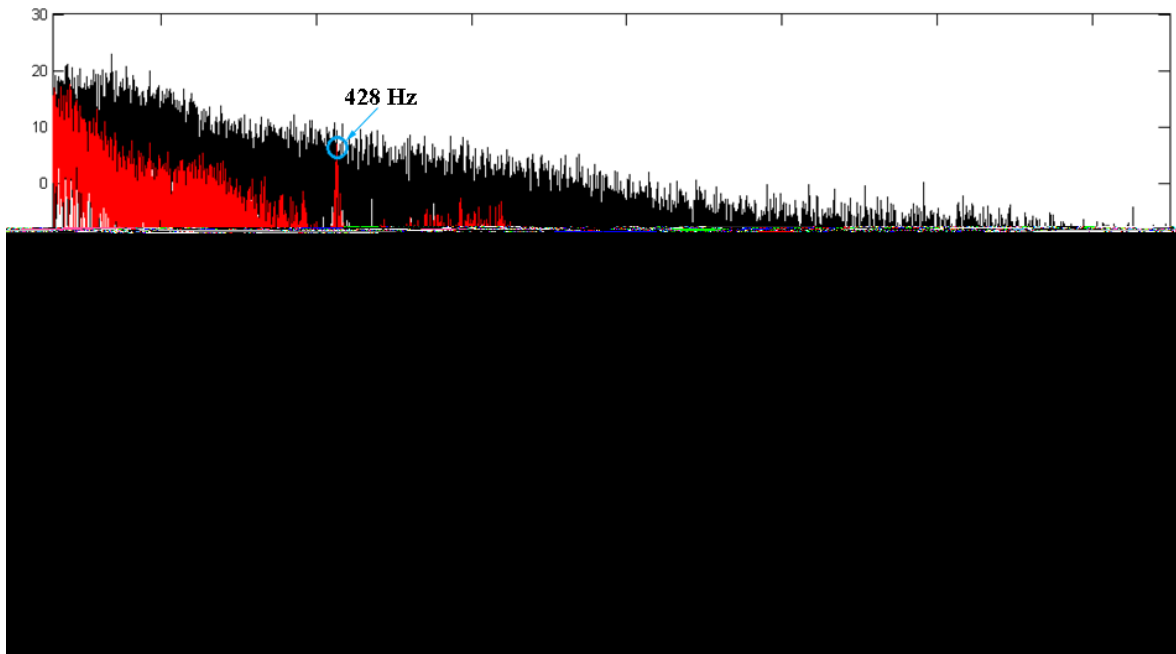


Figura 4.41. - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, no eixo geométrico ( $z/R_c=0$ ) com  $L_{pc}= 160$  mm e  $L_{pc}= 50$  mm.

Por outro lado, a Figura 4.42 compara os resultados das PSDs medidas na Posição 3 da câmara de combustão somente com  $L_{pc}= 50$ mm, no centro do escoamento e na parede do combustor ( $z/R_c=0$  e  $z/R_c=1$ ) também sem obstrução na saída ( $D_c/D_s=1$ ) para os mesmos

valores de  $Re$  e  $S$ , enquanto a Figura 4.43 compara os resultados obtidos com a sonda na parede para a mesma posição e comprimento  $L_{pc}$  com relação ao confinamento na saída do combustor.

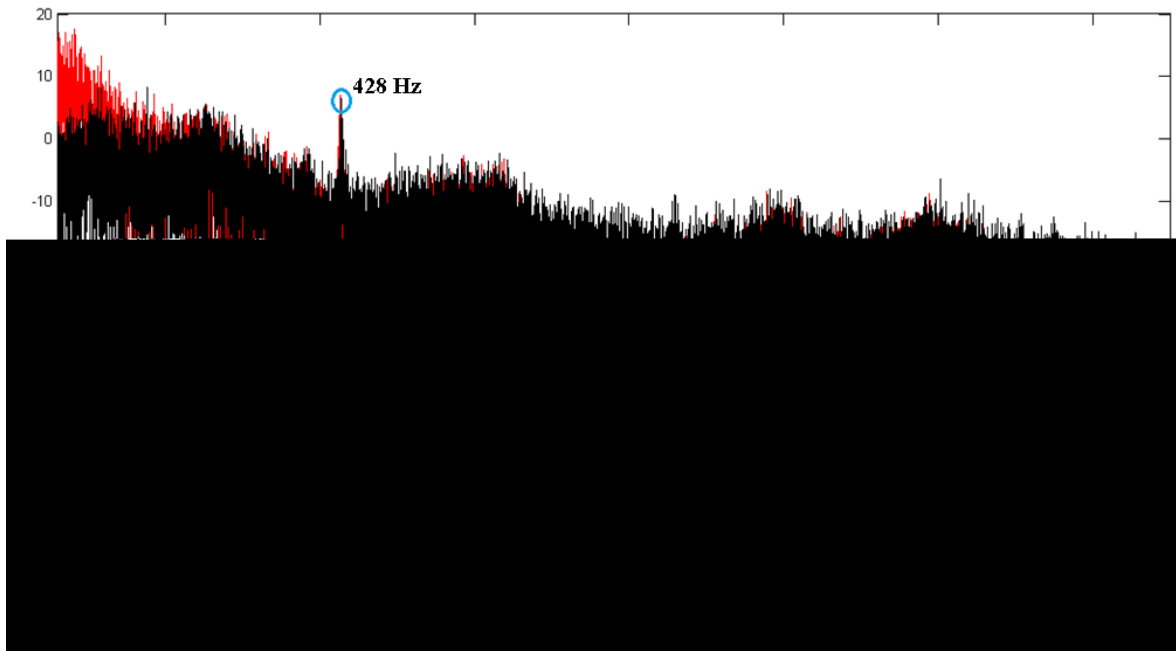


Figura 4.42. - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, no eixo geométrico ( $z/Rc=0$ ) e na parede do combustor ( $z/Rc=1$ ) com  $L_{pc} = 50$  mm

Analisando a Figura 4.42 nota-se que as PSDs para ambas as medições são muito similares em quase toda a banda de frequência analisada, especificamente na faixa próxima à frequência correspondente ao PVC, apresentando a variação mais significativa para frequências menores que 150 Hz, sendo esta última não estudada no contexto deste trabalho. Uma particularidade é que o sinal que representa ao PVC não muda em magnitude quando se afasta do centro. Destes resultados é possível deduzir, baseados em Anacleto *et al* (2003) (Figura 4.38) e no análise da Figura 4.41 que para esta distância ( $x/Dc=1,8$ ) ainda o PVC tem uma forte influência nas características do escoamento, tanto na ZRC representada na medição feita no eixo do combustor, como na parede, e por tanto ainda existem ambos na posição de medição.

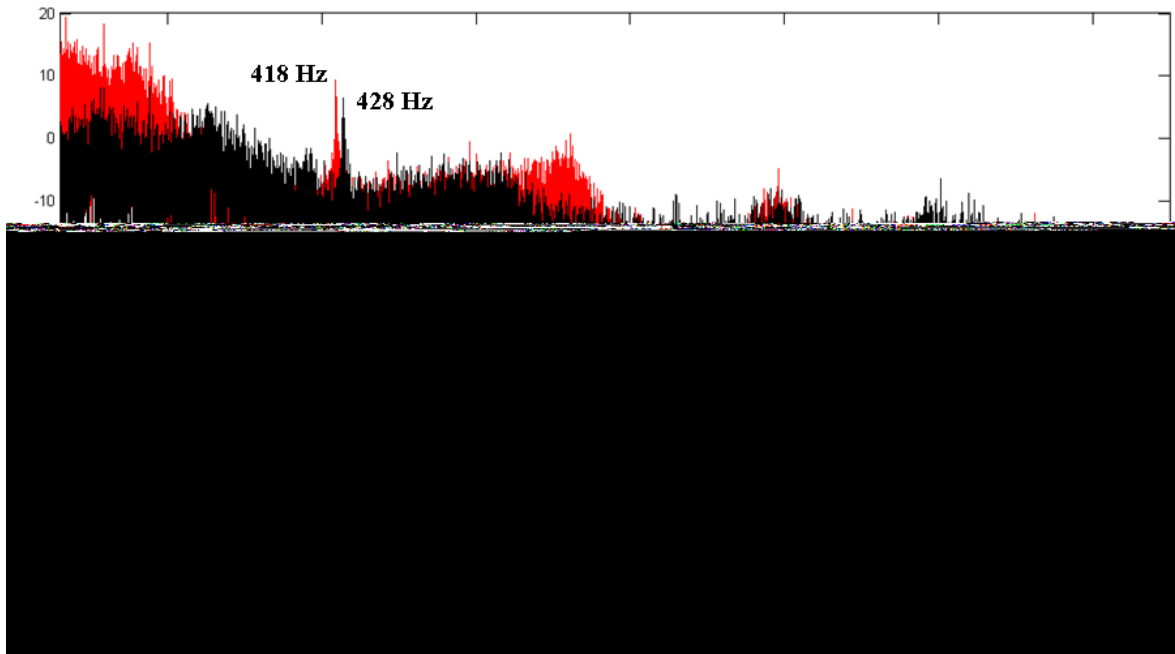
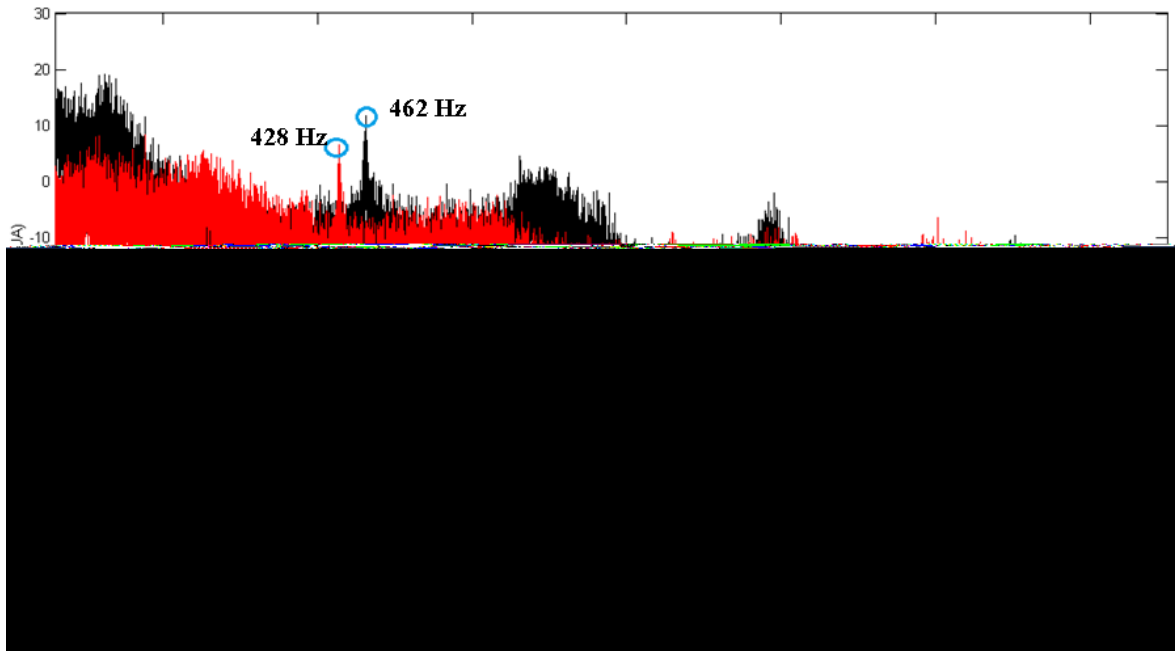


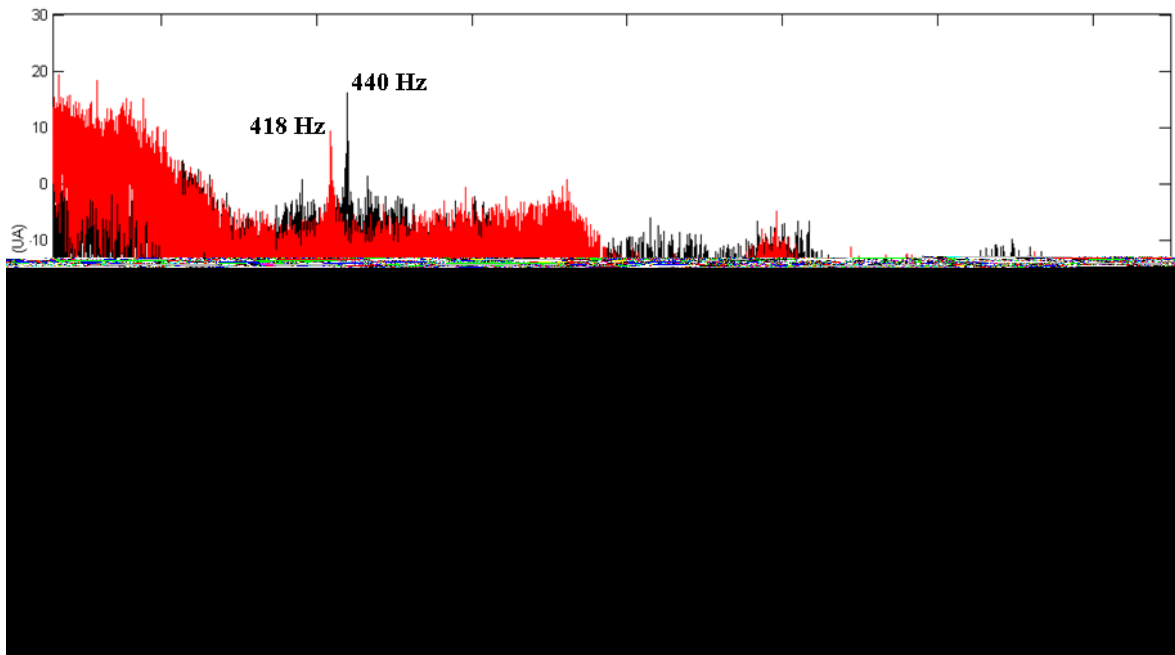
Figura 4.43. - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, na parede do combustor ( $z/Rc=1$ ) sem ( $Dc/Ds=1$ ) e com cone de exaustão ( $Dc/Ds=2,2$ ) com  $L_{pc}= 50$  mm.

Se comparadas duas medições feitas na parede a uma distância de  $1,8 \times Dc$  para o combustor sem e com obstrução na saída (Figura 4.43) é observado que a frequência de precessão do escoamento quando a saída está obstruída diminui ligeiramente com relação ao escoamento com saída livre. O nível de energia para a faixa de frequência próxima ao pico do PVC apresenta pouca variação. A maior variação na energia é encontrada para frequências menores que 250 Hz e frequências entre 650 e 800 Hz, não relacionadas ao PVC e por tanto no estudadas neste trabalho. Destes resultados é concluído que a contribuição do gerador de rotação no escoamento é muito maior que as condições de confinamento impostas a jusante.

Para complementar na Figura 4.44 são comparadas para as duas configurações do combustor ( $L_{pc}= 160$  mm e  $L_{pc}= 50$  mm) as PSDs medidas na Posição 3, parede, sem ( $Dc/Ds = 1$ ) e com confinamento na exaustão ( $Dc/Ds=2,2$ ).



a) PSDs medidas sem cone de exaustão ( $D_c/D_s=1$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.



b) PSDs medidas com cone de exaustão ( $D_c/D_s=2,2$ ) com  $L_{pc} = 160$  mm e  $L_{pc} = 50$  mm.

Figura 4.44. - PSDs para  $Re = 70000$  e  $S = 0,88$  medidas na Posição 3, na parede ( $z/R_c=1$ ).

Analisando as figuras anteriores tem-se que a energia que chega ao bocal convergente-divergente no modelo laboratorial com  $L_{pc}= 50$  mm é maior que no combustor padrão, incluindo a energia embutida na frequência do PVC. Ainda assim, é comprovado que essa energia ao chegar à Posição 3 dissipou-se com maior rapidez para esta nova configuração com relação à original. Isto foi comprovado quando comparados os níveis de energia do escoamento no centro e na parede para essa posição. Confirmando os resultados obtidos



nas figuras anteriores, estes gráficos mostram que para a banda de frequência próxima ao PVC, incluindo a frequência que o caracteriza, o escoamento no combustor modificado possui uma energia menor que o do combustor padrão, em ambas as condições de confinamento na saída da câmara de combustão. Baseados na análise das figuras anteriores e na literatura (Anacleto *et al*, 2003, Fernandes *et al*, 2005a e 2005b e Shtork *et al*, 2007) é concluído que no escoamento para o modelo laboratorial padrão a ZRC e o PVC associado não se encontra na distância de  $x/D_c=1,8$ , enquanto que no modificado ( $L_{pc}= 50$  mm) são encontrados ambos os fenômenos nessa distância, provavelmente com a maior largura da ZRC próxima do ponto de medição já que as medições no eixo geométrico e na parede nesta posição são praticamente idênticas (Figura 4.42). Isto implica que a ZRC e o PVC associado foram deslocados a jusante e/ou aumentaram de tamanho, mas que este último não tem tanta influência na dinâmica do escoamento, e por tanto na estabilidade da ZRC, já que as flutuações de pressão encontradas em todo o raio são menores que para o combustor original.

#### **4.4. CONSIDERAÇÕES SOBRE A ANÁLISE DE RESULTADOS**

##### **4.4.1 Resultados obtidos no modelo laboratorial padrão**

No escoamento isotérmico e sem confinar, no modelo laboratorial padrão, são encontradas as três características relevantes que se formam em escoamentos com rotação: zona de recirculação central, camadas de cisalhamento e PVC. Primeiramente, através da técnica de PIV, foi identificada uma ZRC bem estabelecida para número de Reynolds maiores que 60000 e número de rotação maior que 0,62, com camadas de cisalhamento que se encontram entre as isolinhas de velocidade com valor zero e as regiões de alta velocidade. Ao redor desta ZRC, coincidindo com os limites da mesma, foi observado um vórtice de precessão (PVC) que provoca que a ZRC mude de tamanho e forma, deslocando-se radialmente com relação ao eixo central. Segundo Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e 2005b) e Shtork *et al* (2007) o escoamento não apresenta mudança significativa ao confinar o mesmo, como observado na Figura 4.38, por tanto podendo considerar que seja confinado ou não o comportamento do escoamento isotérmico é similar facilitando a comparação dos resultados entre as duas técnicas de medição.

Os resultados de pressão dinâmica também mostraram o fenômeno do PVC na câmara de combustão como um pico de alta energia, sendo a frequência que o representa dependente da vazão. Na medida em que aumenta a vazão aumenta a frequência de precessão (Figura 4.35), já que as velocidades aumentam como mostra a Figura 4.16. Esta dependência pode ser explicada baseados em Shtork *et al* (2008), onde comprova que uma instabilidade helicoidal (como o PVC) produz uma frequência de pulsação relacionada à rotação angular e também à translação axial do modo helicoidal, como mostra a Equação 4.1, sendo que o aumento de qualquer uma delas provoca o aumento na frequência de precessão.

$$St = \frac{n\bar{\Omega}}{2\pi} + \frac{\bar{C}}{\lambda} = \frac{f d}{U_0} \quad (4.1)$$

Onde:

- $\Omega$ : velocidade angular normalizada por  $U_0/d$
- $\lambda$ : comprimento de onda axial normalizado por  $d$
- $C$ : velocidade axial normalizada por  $U$
- $d$ : diâmetro característico
- $U_0$ : velocidade axial média calculada com  $d$
- $f$ : frequência de precessão
- $n$ : número azimutal

Nas medições dos campos de  $U_{rms}$  (Figura 4.17) foi observado que a turbulência aumenta com a vazão. Resultados semelhantes são encontrados nas medições de pressão, onde com o aumento da vazão, numa mesma posição de medição, o nível de energia turbulenta aumenta.

As velocidades radiais decaem rapidamente a jusante, influenciado principalmente pela rápida recuperação da pressão como consequência do não confinamento do escoamento (Figura 4.18). Isto provoca que o PVC se dissipe em pequenas estruturas turbulentas, como demonstrado por Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e 2005b) e Shtork *et al* (2007) e Shtork *et al* (2008), sendo que a uma distância de  $x/D= 1,82$  não se encontra a ZRC nem o PVC no escoamento, como corroboram as medições de pressão (Figura 4.37a).

#### 4.4.2 Resultados obtidos no modelo laboratorial com modificações

O modelo laboratorial foi modificado para ver a influência do comprimento da câmara de pré-mistura e/ou o confinamento na saída no sinal que representa o PVC. Somente foram feitas medições de pressão acústica nesta etapa e comparadas com os resultados obtidos para o modelo padrão.

##### 4.4.2.1 Modelo laboratorial padrão ( $L_{pc} = 160$ mm) com cone de exaustão na saída ( $D_c/D_s=2,2$ )

Com relação à obstrução em forma de cone na saída do combustor padrão observa-se que sua influência variou segundo o ponto de medição. Na câmara de pré-mistura provocou um aumento no nível da energia turbulenta, diminuindo a frequência de precessão, mas com comportamento semelhante ao escoamento sem confinar na saída. Esta fraca influência é esperada já que a câmara de pré-mistura encontra-se a montante do bocal convergente-divergente, que restringe a influência do aumento de pressão na zona de combustão. Já na câmara de combustão propriamente dita com a obstrução na saída o comportamento muda visivelmente. Enquanto que para o escoamento sem confinamento na saída à distância de  $x/D=1,8$  o sinal do PVC não foi encontrado no eixo do combustor, quando é colocada uma obstrução na saída, as características espectrais que descrevem o escoamento no centro do combustor encontram-se modificadas, sendo o sinal muito similar ao encontrado na parede para quase toda a faixa de frequência analisada e o pico de energia que representa ao PVC é claramente identificado, independente da posição da sonda no sentido radial, indicando que o PVC para esta configuração aumentou de comprimento e/ou largura.

##### 4.4.2.2 Modelo laboratorial modificado ( $L_{pc} = 50$ mm) sem ( $D_c/D_s = 1$ ) e com cone de exaustão na saída ( $D_c/D_s=2,2$ )

Na segunda etapa de medição o comprimento da câmara de pré-mistura diminuiu em quase 70%, passando de 160 mm para 50 mm. As tendências gerais do comportamento do PVC também se encontraram nesta modificação. A energia do escoamento e a frequência de precessão aumentaram nas mesmas proporções com o aumento de  $Re$ . Independente disto,

a frequência de precessão encontrada foi menor se comparada com qualquer valor de frequência achada no combustor padrão sem e com obstrução na saída.

O confinamento na saída não teve tanto impacto no escoamento, já que a diminuição da frequência quando colocada a obstrução na saída foi 45% menor se comparada com o combustor padrão. Isto se deve a que a condição a montante, diga-se uma menor distância entre o gerador de rotação e a zona de combustão, teve maior influência que as condições a jusante, entenda-se o confinamento na saída.

A ZRC e o PVC encontraram-se a uma maior distância no sentido do eixo axial que no modelo laboratorial padrão. Isto poderia ser causado porque estão deslocados a jusante devido à proximidade da descarga do swirl ou porque, com um menor nível de energia turbulenta no sinal do PVC, com a conseqüente diminuição nas flutuações de pressão que são a causa principal das deformações na ZRC, esta última encontra-se mais estável aumentando a largura.

## 5 - CONCLUSÕES

Este trabalho estuda as estruturas típicas encontradas num escoamento com rotação gerado num modelo laboratorial de câmara de combustão LPM. Para isto foram usadas duas técnicas de medição: PIV para medir campos de velocidade e sonda de pressão acoplada a um microfone para medir a pressão dinâmica. Os escoamentos estudados através de PIV variaram em vazão e número de rotação, enquanto que para o estudo do sinal acústico foi fixado um número de rotação (0,88), variando a vazão.

Apos caracterizado o PVC para o combustor padrão, foi modificada a geometria do mesmo com o objetivo de estudar a influência do comprimento da câmara de pré-mistura e do confinamento na saída.

### 5.1 CONCLUSÕES RELATIVAS AOS RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO LABORATORIAL PADRÃO

O escoamento isotérmico e sem confinar, no modelo laboratorial padrão, apresentou as três características relevantes que se formam em escoamentos com rotação: zona de recirculação central, camadas de cisalhamento e PVC. Nos resultados de velocidade na saída do cone convergente-divergente foi encontrada uma ZRC bem estabelecida para números de Reynolds maiores que 60000 e números de rotação maior que 0,62, com camadas de cisalhamento que se encontraram entre as isolinhas de velocidade com valor zero e as regiões de alta velocidade. Ao redor desta ZRC, coincidindo com os limites da mesma, foi observado um vórtice de precessão (PVC) que provocou que a ZRC variasse de tamanho e forma, deslocandose radialmente com relação ao eixo central.

As velocidades radiais decaíram rapidamente a jusante, influenciadas principalmente pela rápida recuperação da pressão como consequência do não confinamento do escoamento. Isto provocou que o PVC se dissipasse em pequenas estruturas turbulentas, como demonstrado por Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e 2005b) e Shtork *et al* (2007) e Shtork *et al* (2008), sendo que a uma distância de  $x/D= 1,82$  não se encontra a ZRC nem o PVC no escoamento, corroborado pelas medições de pressão.

Os resultados de pressão dinâmica também mostraram o fenômeno do PVC na câmara de combustão como um pico de alta energia. Ao aumentar a vazão aumentaram as velocidades do escoamento e por tanto a frequência do PVC, como explicado anteriormente por Shtork *et al* (2008). Os níveis de turbulência têm o mesmo comportamento com relação à vazão, sendo que a maior vazão, maior nível de energia turbulenta.

Comparado o escoamento médio com o instantâneo é observado que o campo de velocidades médias representou apenas parcialmente as tendências globais do escoamento, as flutuações no campo instantâneo regem os campos do escoamento em tempo real e tem um grande impacto no desempenho da combustão. Nas medições de sinal acústico é possível ver que o pico de energia que representa o PVC é dominante, e por tanto modula a dinâmica do escoamento, provocando as variações encontradas nos campos de velocidade instantânea axial (Figuras 4.22 e 4.23), como também observaram Anacleto *et al* (2003), Fernandes *et al* (2005a e 2005b) e Shtork *et al* (2007) e Shtork *et al* (2008).

## **5.2 CONCLUSÕES RELATIVAS AOS RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO LABORATORIAL MODIFICADO.**

Ao modificar a geometria da câmara de combustão foram feitas medições acústicas para comparar com o modelo laboratorial padrão e analisar a influência do comprimento da câmara de pré-mistura e/ou o confinamento na saída no sinal que representa o PVC.

A obstrução em forma de cone na saída do combustor no modelo laboratorial com a maior câmara de pré-mistura ( $L_{pc} = 160$  mm) provocou que o PVC e a ZRC aumentaram de largura e/ou comprimento, já que o sinal característico do mesmo é encontrado na distância de  $x/D = 1,82$ , mas com um valor menor de frequência de precessão. Para o combustor com a câmara de pré-mistura reduzida ( $L_{pc} = 50$  mm) o confinamento na saída teve menos impacto, sendo que a diminuição no valor de frequência de precessão foi 45% a menos que para o combustor com comprimento padrão. Isto se deve a que o gerador de rotação localizado mais perto da entrada da câmara de combustão teve maior influência que o aumento de pressão a jusante devido ao cone de exaustão.

Na câmara de combustão com comprimento menor a energia do escoamento e a frequência de precessão aumentaram nas mesmas proporções com o aumento de  $Re$ , mas o valor da

freqüência de precessão encontrada foi menor se comparada com qualquer outro valor de freqüência achado no combustor padrão, sem e com obstrução na saída.

O sinal característico do PVC foi encontrado a  $x/D = 1,82$  para qualquer vazão no combustor com menor câmara de pré-mistura, seja com ou sem confinar na saída, a diferença do combustor padrão. Ainda que na entrada da câmara de combustão o nível de turbulência é maior, na distância de  $x/D = 1,82$  essa energia é dissipada com maior rapidez se comparado com o padrão, incluindo a energia embutida na freqüência de precessão.

Estas conclusões são importantes no contexto deste trabalho já que foi comprovado por Shtork *et al* (2008) que com o início da combustão as alterações nos parâmetros globais não excederam os 20%. Eles inferiram que o PVC leva a chama fora da região onde ele existe, já que no caso contrario as reações químicas o destruiriam. Este comportamento do PVC tem a vantagem de evitar o efeito de retrocesso de chama, mas ao mesmo tempo pode provocar o descolamento da chama. Com a modificação na câmara de pré-mistura o PVC perde força e a ZRC aumentou com menos flutuações de pressão o que poderia facilitar a estabilização da combustão no modelo laboratorial.

### **5.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.**

Syred (2006) apresenta a hipótese de que o longo comprimento da câmara de pré-mistura poderia ser responsável pelo comportamento diferente do padrão em câmara LPM, onde, de forma geral, o PVC desaparece ou é muito amortizado, perdendo sua importância no escoamento com combustão.

Neste trabalho foi estudada a influência da câmara de pré-mistura na formação do PVC através da medição da pressão dinâmica por meio de sondas acopladas a microfones. Esta técnica permitiu constatar que para uma redução de 70% o PVC ainda existe, mas com característica diferente da encontrada na configuração padrão, já estudada no IST de Portugal. Para esta nova modificação foi encontrado o sinal do PVC a uma distância maior que a encontrada por pesquisadores anteriores, com menor freqüência e energia. Também as características acústicas do PVC mudaram quando o escoamento estava confinado na saída.

Ainda que demonstrado que para o escoamento isotérmico a diminuição do comprimento da câmara de pré-mistura não eliminou o PVC, não foram determinadas neste trabalho as causas que provocaram as mudanças nas características do seu sinal de pressão. Devido a isto é recomendado um estudo mais aprofundado com resultados de velocidades e quimiluminescência para o novo modelo proposto nesta tese (com menor câmara de pré-mistura e com restrição na saída) na câmara LPM, já que estas modificações a aproximam das configurações reais de turbinas.



## REFERENCIA BIBLIOGRAFICA

- Abrantes, J. K. (2005). "Estudo do Escoamento e Transferência de Calor em um Jato Espiralado Incidente". In: Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, Brasil.
- Anacleto, P.M.; Fernandes, E.C., Heitor, M.V., Shtork, S.I. (2003). "Swirl flow structure and flame characteristics in a model lean premixed combustor". In: *Comb. Sci. And Tech.*, 175, 1369-1388.
- Anderson, D.N. (1975) "Effects of Equivalence Ratio and Dwell Time on Exhaust Emissions from an Experimental Premixing Prevaporizing Burner," In: *ASME Paper 75-GT-69, Gas Turbine Conference & Products Show, Houston, TX.*
- Benson, R.W. (1953). "The Calibration and Use of Probe-Tube Microphones". In: *J. Acoust. Soc. Am.* 25 (1), pp. 128-134.
- Bolinder, J. (1999). "On the accuracy of digital particle image velocimetry system". Technical Report, Lund Institute of Technology, ISSN 0282–1990.
- Bolinder, J. (2000). "Optimization of PIV in flows with strong velocity gradients" Publicação em pdf disponível no site de internet de LAVISION ([www.lavision.com](http://www.lavision.com)).
- Bradley, D., Gaskell, P. H., Gu, X. J., Lawes, M., Scott, M. J. (1998). "Premixed Turbulent Flame Instability and NO Formation in a Lean-Burn Swirl Burner". In: *Combustion and Flame* 115, 515–538.
- Cabot, G., Vauchelles, D., Taupin, B., Boukhalfa, A. (2004). "Experimental study of lean premixed turbulent combustion in a scale gas turbine chamber". In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, 683–690.
- Chao, Y. C., Leu, J. H., Hung, Y. F., Lin, C. K. (1991). "Downstream boundary effects on the spectral characteristics of a swirling flowfield." In: *Experiments in fluids*, Vol 10, Numb 6, pp. 341-348.
- Choi, G. M., Tanahashi, M., Miyauchi, T. (2005). "Control of oscillating combustion and noise based on local flame structure". In: *Proceedings of the Combustion Institute* 30, 1807–1814.
- Copeland, A. B., Hill, D. (1970). "Design of a Probe-Tube Adapter for Use with a 1-in. Condenser Microphone". In: *J. Acoust. Soc. Am.* 48 (5), pp 1036-1039.

- Davis, L.B., Black, S. H. (2000) "Dry Low NO<sub>x</sub> Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines," In: *GER-3568G: GE Power Systems*, October 2000.
- Dawson, J. R., Beale, A. J., Syred, N., O'Doherty, T. (2000). "The influence of confinement geometry on spectral characteristics and bulk mode resonance in a swirl burner". In: 10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 10-13 julio 2000, Lisboa Portugal
- Duan, X.R., Meier, W., Weigand, P., Lehmann, B. (2005). "Phase-resolved laser Raman scattering and laser Doppler velocimetry applied to periodic instabilities in a gas turbine model combustor". In: *Appl. Phys. B* 80, 389–396
- Duwig, C., Fuchs, L. (2007). "Large eddy simulation of vortex breakdown/flame interaction". In: *Physics of Fluids* 19, 075103.
- Echols, W. H., Young, J. A. (1963). "Studies of air-operated aerosol generators". In: *NRL report 5929*, US Naval Research Laboratory, Washington
- Egolf, D.P. (1977). "Mathematical modeling of a probe-tube microphone". In: *J. Acoust. Soc. Am.* 61 (1), November 1977, pp. 200-205.
- Fernandes, E.C. (2005). "The design of sound probes". In: *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, Lisboa, Portugal.
- Fernandes, E.C., Heitor, M.V., Shtork, S.I. (2005a). "An analysis of unsteady highly turbulent swirling flow in a model vortex combustor". In: *Experiments in Fluids* DOI 10.1007/s00348-005-0034-4
- Fernandes, E.C., Shtork, S.I., Vieira, N.C. (2005b). "Acoustic diagnostics of unsteady reacting flow in a swirl stabilized lean-premixed combustor". In: *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, Lisboa, Portugal.
- Fick, W., Griffiths, A. J., O'Doherty, T. (1997). "Visualisation of the Precessing Vortex Core In An Unconfined Swirling Flows". In: *Optical Diagnostics in Engineering*, 2(1), 19-31.
- Foucat, J. M.; Miliat, B.; Perenne, N.; Stanislas, M. (2004). "Characterization of Different PIV Algorithms Using the EUROPIV Synthetic Image Generator and Real Images From a Turbulent Boundary Layer". In: *Particle Image Velocimetry: Recent Improvements. Proceedings of the EUROPIV 2 Workshop*, Zaragoza, Spain, pp. 163-185.
- Franzoni, L.P., Elliot, C.M. (1998). "An innovative design of a probe-tube attachment for a 1/2-in.microphone". In: *J. Acoust. Soc. Am.* 104 (5), November 1998, pp. 2903-2910.

- Fritsche, D., Furi, M., Boulouchos, K. (2007). "An experimental investigation of thermoacoustic instabilities in a premixed swirl-stabilized flame". In: *Combustion and Flame*, doi:10.1016/j.combustflame.2007.05.012
- Froud, D., O'Doherty, T., Syred, N. (1995). "Phase Averaging of the Precessing Vortex Core in a Swirl Burner under Piloted and Premixed Combustion Conditions". In: *Combustion and Flame* ,100, 407-412.
- Fureby, C., Grinstein, F.F., Li, G., Gutmark, E.J. (2006). "An experimental and computational study of a multi-swirl gas turbine combustor". In: *Proceedings of the Combustion Institute*, doi:10.1016/j.proci.2006.07.127
- Goy, C.J., James, S.R., Rea, S. (2005) "Monitoring combustion instabilities: E.ON UK's experience". Chapter 8. In: *Lieuwen T, Yang V, editors. Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 163–75.
- Hallett, W. L. and Toews, D. J., 1987, "The Effects of Inlet Conditions and Expansion Ratio on the Onset of Flow Reversal in Swirling Flow in a Sudden Expansion", *Experiments in Fluids*, 5, 129-133.
- Herrada, M. A., Fernandez-Feria, R. (2006) "On the development of three-dimensional vortex breakdown in cylindrical regions". In: *Physics of Fluids* ,18, 084105.
- Huang, H. Dabiri, D. e Gharib, M. (1997). "On errors of digital particle image velocimetry". In: *Meas. Sci. Technol.* 8 pp. 1427–1440.
- Huang, Y., Yang, V. (2004). "Bifurcation of flame structure in a lean-premixed swirl-stabilized combustor transition from stable to unstable flame". In: *Combustion and Flame* , 136 , 383–389.
- Huang, Y., Yang, V. (2005). "Effect of swirl on combustion dynamics in a lean-premixed swirl-stabilized combustor". In: *Proceedings of the Combustion Institute*, 30, 1775–1782.
- Huang, Y., Yang, V. (2009). "Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion". In: *Progress in Energy and Combustion Science* , 35 , 293–364.
- Huang, Y., Wang, S, Yang, V (2005) "Flow and Flame Dynamics of Lean Premixed Swirl Injectors" Chapter 10. In: *Lieuwen T, Yang V, (ed). Combustion instabilities in gas*

- turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 213-276.
- ITTC-International Towing Tank Conference (2008). "Uncertainty Analysis Particle Imaging Velocimetry". In: ITTC-Recommended Procedure and Guidelines, 7.5-01-03-03.
- Janus, B., Dreizler, A., Janicka, J. (2007). "Experiments on swirl stabilized non-premixed natural gas flames in a model gas turbine combustor". In: *Proceedings of the Combustion Institute* ,31, 3091–3098.
- Jochmann, P., Sinigersky, A., Hehle, M., Schäfer, O., Koch, R., Bauer, H.-J. (2006). "Numerical simulation of a precessing vortex breakdown". In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* ,27, 192–203
- Johnson, M.R., Littlejohn, D., Nazeer, W.A., Smith, K.O., Cheng, R.K. (2005). "A comparison of the flowfields and emissions of high-swirl injectors and low-swirl injectors for lean premixed gas turbines". In: *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, pp. 2867–2874.
- Kähler, C.J., Sammler, B., Kompenhans, J. (2002). "Generation and control of tracer particles for optical flow investigations in air". In: *Experiments in Fluids*, Vol. 33, pp. 736–742 DOI 10.1007/s00348-002-0492-x
- Khezzar, L., Zilwa, S.R. de, Whitelaw, J.H. (1999). "Combustion of premixed fuel and air downstream of a plane sudden-expansion". In: *Experiments in Fluids* ,27, 296-309.
- Krebs, W., Bethke, S., Lepers, J., Flohr, P., Prade, B., Johnson, C., Sattinger, S., (2005). "Thermoacoustic design tools and passive means applied by Siemens power generation". Chapter 5. In: *Lieuwen T, Yang V, editors. Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 89–112.
- Külsheimer, C., Büchner, H. (2002). "Combustion Dynamic of Turbulent Swirling Flames". In: *Combustion and Flame* , 131, 70-84
- Leonard, G., and Stegmaier, J. (1993) "Development of an Aero-derivative Gas Turbine Dry Low Emissions Combustion System," In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.116, pp.542-546.

- Lieuwen T, Yang V. (2005) "Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling". Progress in Astronautics and Aeronautics, 210 pp.
- Lourenco, L., e Krothapalli, A. (2000) "*True Resolution PIV: A Mesh-free Second-Order Accurate Algorithm*", Proceedings of the 10 th International Symposium on Applications of Laser Techniques in Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, July 2000.
- Lucca-Negro O, O'Doherty T. (2001) "Vortex breakdown: a review". In: Progress in Energy and Combustion Science Volume 27, Issue 4, Pages 431-481.
- Martinelli, F. Olivani, A., Coghe, A. (2007). "Experimental analysis of the precessing vortex core in a free swirling jet". In: *Experiment in Fluids* 42:827–839 DOI 10.1007/s00348-006-0230-x
- Meier, W., Duan, X.R., Weigand, P. (2006). "Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor. II: Turbulence–chemistry interactions". In: *Combustion and Flame* , 144, 225–236.
- Meier, W., Weigand, P., Duan, X.R, Giezendanner-Thoben, R. (2007). "Detailed characterization of the dynamics of thermoacoustic pulsations in a lean premixed swirl flame". In: *Combustion and Flame* , 150, 2–26.
- Melling, A. (1997). "Tracer particles and seeding for particle image velocimetry". In: *Meas. Sci. Technol.* Vol. 8, pp 1406–1416.
- Mongia, H.C., Held, T.J., Hsiao, G.C., Pandalai, R.P. (2005). "Incorporation of combustion instability issues into design process: GE aero-derivative and aero engines experience." Chapter 3. In: *Lieuwen T, Yang V, editors. Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 43–64.
- Mourtazin. D., Cohen, J. (2007). "The effect of buoyancy on vortex breakdown in a swirling jet". In: *J. Fluid Mech.*, 571, 177–189.
- Owaki, T. Umemura, A. (2006). "Premixed swirl combustion modes emerging for a burner tube with converging entrance". In: *Proceedings of the Combustion Institute*, doi:10.1016/j.proci.2006.08.072.
- Paschereit, C., Gutmark, E., Weisenstein, W. (1999) "Coherent structures in swirling flows and their role in acoustic combustion control". In: *Physics of Fluids* , 11 (9), 2667-2678.

- Pfadler, S., Leipertz, A., Dinkelacker, F., Wäsle, J., Winkler, A., Sattelmayer, T. (2007). "Two-dimensional direct measurement of the turbulent flux in turbulent premixed swirl flames". In: *Proceedings of the Combustion Institute*, doi:10.1016/j.proci.2006.07.095.
- Raffel M, Willert C, Kompenhans J (1998) Particle Image Velocimetry, A practical guide. Springer Verlag.
- Ridluan, A. Eiamsa-ard, S., Promvong, P. (2007) "Numerical simulation of 3D turbulent isothermal flow in a vortex combustor". In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* ,34 , 860–869.
- Roux, S., Lartigue, G., Poinso, T., Meier, U., Bérat, C. (2005). "Studies of mean and unsteady flow in a swirled combustor using experiments, acoustic analysis, and large eddy simulations". In: *Combustion and Flame* , 141, 40–54.
- Ruan, X., Wu, F. e Yamamoto, F. (2003) "Precision of direct measurement of vorticity from digital particle images". In: *Meas. Sci. Technol.* 14 pp. 1314–1320.
- Schildmacher, K., Koch, R., Bauer, H. (2006) "Experimental Characterization of Premixed Flame Instabilities of a Model Gas Turbine Burner". In: *Flow, Turbulence and Combustion* 76: 177–197 DOI: 10.1007/s10494-006-9012-z
- Selle, L., Benoit, L., Poinso, T., Nicoud, F., Krebs, W. (2006). "Joint use of compressible large-eddy simulation and Helmholtz solvers for the analysis of rotating modes in a industrial swirled burner". In: *Combustion and Flame* ,145 , 194–205.
- Sewell, J., Sobieski, P. (2005) "Combustion instability monitoring experience at Calpine." Chapter 7. In: *Lieuwen T, Yang V, editors. Combustion instabilities in gas turbine engines: operational experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 147–162.
- Shtork, S.I., Cala, C.E., Fernandes, E.C. (2007). "Experimental characterization of rotating flow field in a model vortex burner". In: *Experimental Thermal and Fluid Science* , 31 (7), 779-788.
- Shtork, S.I., Vieira, N.F., Fernandes, E.C. (2008). "On the identification of helical instabilities in a reacting swirling flow". In: *Fuel*, Volume 87, Issues 10-11, August 2008, Pages 2314-2321.
- Smart, J.P., Watson, J.R., Thomason, P., Enkins, B.G. (2000) "On emissions of nitrogen dioxide from gas turbines". In: *Environ. Comb. Tech.*, 1, 225-239.

- Syred, N., Wong, C., Rodriguez-Martinez, V., Dawson, J., Kelso, R. (2004) "Characterisation of the Occurrence of the Precessing Vortex Core in Partially Premixed and Non-Premixed Swirling Flow". In: *Proceedings of the 12th International Symposium on the Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lisbon; p. 21–3.
- Syred, N. (2006). "A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems". In: *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 93–161.
- Tropea, C., Yarin, A., Foss, J.F. (2007). "Handbook of experimental fluid mechanics". In: Springer-Verlag, 1557 p. 2007.
- Valera-Medina, A., Syred, N., Griffiths, A. (2009). "Visualisation of isothermal large coherent structures in a swirl burner". In: *Combustion and Flame* 156, pp. 1723–1734.
- Wang, P., Bai, X.S., Wessman, M., Klingmann, J. (2004). "Large eddy simulation and experimental studies of a confined turbulent swirling flow". In: *Physics of Fluids*, 16(9), 3306-3324.
- Wang S, Hsieh SY, Yang V. (2005) Unsteady flow evolution in swirl injector with radial entry. I. Stationary conditions. In: *Physics of Fluids*, 17 (4),. 045106-045106-13.
- Wang S, Yang V, Hsiao G, Mongia H. (2007) Large eddy simulation of gas turbine swirl injector flow dynamics. In: *Journal of Fluid Mechanics*, 583, 99–122.
- Weigand, P., Meier, W., Duan, X.R., Giezendanner-Thoben, R., Meier, U. (2005). "Laser Diagnostic Study of the Mechanism of a Periodic Combustion Instability in a Gas Turbine Model Combustor" In: *Flow, Turbulence and Combustion*, 75, 275–292.
- Weigand, P., Meier, W., Duan, X.R., Stricker, W., Aigner, M. (2006). "Investigations of swirl flames in a gas turbine model combustor. I: Flow field, structures, temperature, and species distributions". In: *Combustion and Flame*, 144, 205–224.
- Westerweel, J. (2000). "Theoretical analysis of the measurement precision in particle image velocimetry". In: *Experiments in Fluids* [Suppl.] S3-S12.
- Zhao, Q.W., Chan, C.K., Zhao, H.F. (2004). "Numerical simulation of open swirl-stabilized premixed combustion". In: *Fuel*, 83, 1615–1623
- Zinn, B.T., Lieuwen, T.C. (2005) "Combustion Instabilities: Basic Concepts" Chapter 1. In: Lieuwen T, Yang V, (ed). *Combustion instabilities in gas turbine engines: operational*

*experience, fundamental mechanisms, and modeling.* Progress in Astronautics and Aeronautics pp. 3-26.



## **APÊNDICE**

## APÊNDICE A - ANÁLISE DE INCERTEZAS NA MEDIÇÃO DO PIV.

A precisão nas medições feitas com PIV depende de diversos fatores. Estes fatores podem estar associados ao sistema experimental (hardware, procedimento de calibração, incoerências na imagem ou pelas partículas que podem não seguir o escoamento) até o sistema de processamento (tipo de correlação, recursos empregados para a otimização do processamento).

A metodologia apresentada neste apêndice está limitada às medições do PIV em si. As incertezas relacionadas ao processamento não foram consideradas, sendo que, como explicado no Capítulo 3, estas foram minimizadas seguindo as recomendações encontradas na literatura e no software de análise das imagens. Esta diretriz de análise de incertezas na edição de PIV (ITTC, 2008) foi proposta pela Sociedade de Visualização de Japão como resultado de um projeto de padronização de PIV apresentado no "*Proceedings of the 3rd International Workshop on Particle Image Velocimetry*" por Nishio, et al (1999). Este procedimento computa as incertezas fazendo uso do método conhecido como combinação das incertezas padrões, baseando-se na lei de propagação das incertezas.

As incertezas padrão combinadas do resultado de uma função de medição  $F$  são obtidas através das incertezas de um número de medições individuais  $x_i$ . As incertezas para resultados independentes ou não relacionadas são calculadas por:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N c_i^2 u^2(x_i) \quad (\text{A.1})$$

Onde  $u_c$  é a incerteza combinada,  $c_i$  é o coeficiente de sensibilidade ( $\partial f/\partial x_i$ ) e  $u(x_i)$  é a incerteza padrão. Para medições perfeitamente relacionadas a incerteza combinada pode ser calculada por:

$$u_c(y) = \sum_{i=1}^N c_i u(x_i) \quad (\text{A.2})$$

Nem todos os dados que são precisos para computar as incertezas estavam disponíveis, pelo que foram relatadas somente as calculadas. Alguns dos dados são obtidos de recomendações encontrados no próprio trabalho, baseadas na literatura.

## A.1. GENERALIDADES

A medida adquirida através do PIV detecta a velocidade do escoamento por meio do deslocamento das imagens das partículas ( $\Delta X$ ), e do intervalo de tempo entre imagens sucessivas ( $\Delta t$ ). Um fator de ampliação ( $\alpha$ ) precisa ser identificado através da calibração, e transforma o deslocamento nas imagens na quantidade física da velocidade do escoamento.

A medida de PIV com base na imagem da visualização do fluxo difere da velocidade do campo de escoamento devido ao atraso da partícula marcadora e do processo de projeção do espaço físico tridimensional no plano da imagem bidimensional. Estes fatores de incerteza de visualização de fluxo são consolidadas no parâmetro  $\delta u$ . O valor de  $\delta u$  é difícil de detectar, e geralmente é classificado como um fator de incerteza, em vez de um parâmetro de medição. O princípio da medição de PIV para a velocidade do escoamento  $u$  pode ser descrito pela Equação A.3.

$$u = \alpha \left( \frac{\Delta X}{\Delta t} \right) + \delta u \quad (\text{A.3})$$

A posição de alvo e o tempo são também objetos de medição. O ponto de medição e o tempo foram definidos pelas Equações A.4 e A.5. Na Equação A.4,  $X_0$  indica o local de origem no plano da imagem, e  $X_s$  e  $X_e$  mostram a posição de início e término da área de correlação. A localização física pode ser obtida pela relação através do fator de ampliação  $\alpha$ . Os locais de  $X_s$  e  $X_e$  geralmente são definidos pelas posições do centro da área de correlação. O tempo de medição é definido pelo valor médio do tempo de pulso do plano de luz laser, como mostrado pela Equação A.5, onde  $t_s$  e  $t_e$  correspondem ao tempo do primeiro e do segundo pulso. Todos os alvos de medição ( $u, x, t$ ) são objeto de análise de incerteza, e são avaliados de forma independente neste processo.

$$x = \alpha \left[ \frac{(X_s + X_e)}{2} - X_0 \right] \quad (\text{A.4})$$

$$t = \frac{(t_s + t_e)}{2} \quad (\text{A.5})$$

## A.2. SISTEMA DE MEDIÇÃO:

A Tabela A.1 mostra as principais características do sistema PIV que consistem nos seguintes sub-sistemas: (1) Calibração, (2) Visualização do escoamento, (3) Detecção da imagem e (4) Processamento de dados.

Tabela A.1. Parâmetros característicos do sistema de medição de PIV.

<b>Escoamento alvo de medições</b>		
Escoamento		2-D escoamento de ar
Instalações de medição		Câmara de combustão
Área de medição		71x54mm <sup>2</sup>
Velocidade do escoamento uniforme		25 m/s
<b>Calibração</b>		
Distância entre os pontos de referência	$l_r$	50 mm
Distância de referência na imagem	$L_r$	972 px
Fator de Ampliação	$\alpha$	0,051 mm/px
<b>Visualização do escoamento</b>		
Partículas marcadoras		Azeite de oliva
Diâmetro médio	$d_p$	1 $\mu\text{m}$
Desvio médio do diâmetro	$s_p$	1 $\mu\text{m}$
Fonte de luz		Nd:Yag laser com duplo pulso
Potencia do Laser		Até 130 mJ
Diâmetro do feixe de luz		3 mm
Intervalo de tempo		10 $\mu\text{s}$
<b>Detecção da Imagem</b>		
Câmera		
Resolução espacial		1360 x1024 pixels
Frequência de amostragem		3 Hz
Resolução na escala de cinza		10 bit
Tamanho da cédula		4,65 $\mu\text{m}$ x 4,65 $\mu\text{m}$
Sistema Óptico		
Distância do alvo	$l_t$	575 mm
Angulo de perspectiva	$\theta$	0°
<b>Processamento de dados</b>		
Método de análise		Correlação cruzada
Área de correlação		24 x24 px
Área de busca		16x16 ou 24x24
Análise Subpixel		Ajuste Gaussiano com 3 pontos

Como descrito anteriormente, a calibração foi feita com ajuda de uma placa de calibração. As distâncias entre os pontos de referência da placa ( $l_r$ ) e sua correspondente distância na imagem ( $L_r$ ) foram usadas para determinar o fator de ampliação,  $\alpha$ , como:

$$\alpha = \frac{l_r \cos \theta}{L_r} \approx \frac{l_r(1-\theta^2/2)}{L_r} \quad (\text{A.6})$$

Onde  $L_r$  foi determinado pelos pontos de referências na imagem e sua unidade é pixel e  $\theta$  é o pequeno ângulo de desvio entre o plano laser e a placa de calibração.

### A. 3. FONTES DE ERROS E PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS

#### A.3. 1. Calibração $\alpha$

##### A.3.1.1. Placa de calibração

##### Distância na imagem dos pontos de referência $L_r$

A distância dos pontos de referência foram medidos no plano de imagem. O artigo recomenda que se a posição dos pontos de referência foram detectados a partir de um único ponto da imagem, a banda de incerteza será de **0,5** pixels, e o montante total da faixa de incerteza vai ser de **0,7** pixels. O fator de sensibilidade para  $\alpha$  é calculado a partir da equação A.7.

$$\partial \alpha / \partial L_r = -l_r / L_r^2 = -5,292 \times 10^{-5} \text{ [mm/pixel}^2\text{]} \quad (\text{A.7})$$

##### Distância física entre os pontos de referência $l_r$

As incertezas da distância física dos pontos de referência afetam a precisão do fator de ampliação. A placa de calibração tem um erro de 0,5 mm. O fator de sensibilidade corresponde a :

$$\partial \alpha / \partial l_r = 1 / L_r = 1,03 \times 10^{-3} \text{ [1/pixel]} \quad (\text{A.8})$$

##### A.3.1.2 Sistema Ótico

##### Distorção da imagem: $X_s$ e $X_e$

A imagem pode ser distorcida pela aberração das lentes. A distorção da imagem afeta o erro do fator de ampliação. A distorção da imagem deve ser inferior a 0,5% do comprimento total, e  $0.005L_r = 4,86$  pixel. O fator de sensibilidade, será dado a partir da Equação A.9.

$$\partial \alpha / \partial L_r = -l_r / L_r^2 = - 5,292 \times 10^{-5} \text{ [mm/pixel}^2\text{]} \quad (\text{A.9})$$

### A.3.1.3 Condições experimentais.

#### Posição da placa de referência.

A posição da placa de referência e do plano de luz laser pode ser diferente, afetando a precisão do fator de ampliação. A diferença deve ser inferior a  $\Delta z_0 = 0,5$  mm, e o coeficiente de sensibilidade é obtido por:

$$\dots \quad \partial \alpha / \partial l_r = l_r / (L_r \cdot l_t) = \mathbf{8,946} \times 10^{-5} \text{ [1/pixel]}$$

#### Paralelismo da placa de referência.

Idealmente, a placa de calibração deve estar paralela com relação ao plano de luz laser para a visualização. Considerando um desvio entre  $2^\circ$ - $5^\circ$  ( 0,035-0,087 radianos), o fator de sensibilidade é a partir da Equação (8)

$$\dots \quad \partial \alpha / \partial \theta = -l_r \cdot \theta / L_r = 1,8 \times 10^{-3} \text{ [mm/pixel]} \quad \text{para } 2^\circ \quad (\text{A.10})$$

$$\dots \quad \partial \alpha / \partial \theta = -l_r \cdot \theta / L_r = \mathbf{4,5} \times 10^{-3} \text{ [mm/pixel]} \quad \text{para } 5^\circ \quad (\text{A.10})$$

### **A.3.2. Deslocamento da imagem da partícula.**

#### A.3.2.1 Detecção da imagem

#### Ângulo normal à imagem

O ângulo normal ou perpendicular ao plano iluminado pode afetar as incertezas relacionadas ao deslocamento. Os ângulos estimados variam entre 2°-5° e o fator de sensibilidade é calculado similar ao do paralelismo da placa e o plano.

$$\dots \quad \partial \alpha / \partial \theta = -l_r \cdot \theta / L_r = 1,8 \times 10^{-3} \text{ [mm/pixel]} \quad \text{para } 2^\circ \quad (\text{A.10})$$

$$\dots \quad \partial \alpha / \partial \theta = -l_r \cdot \theta / L_r = 4,5 \times 10^{-3} \text{ [mm/pixel]} \quad \text{para } 5^\circ \quad (\text{A.10})$$

### A.3.3. Posição da medição: $x$ .

#### A.3.3.1. Posição central da área de correlação: $X_s$ e $X_e$

A posição central da área de correlação está definida em pixel e tem um desvio aproximado para o software usado de 0,5 pixels de incerteza. O coeficiente de sensibilidade está dado por:

$$\partial x / \partial X = \alpha = \mathbf{0,051 \text{ mm/pixel}} \quad (\text{A.11})$$

#### A.3.3.2. Não uniformidade na distribuição de partículas.

A velocidade do escoamento é determinada pelo deslocamento da imagem da partícula. Quando a distribuição de partículas não é uniforme na área de correlação a posição central do campo de velocidade medido encontra-se deslocado da posição central da área de correlação. Foi considerado que o desvio poderia ser igual a um quarto do tamanho da área de correlação e o fator de sensibilidade é calculado pela Equação 4.12.

$$\partial x / \partial X = \alpha = \mathbf{0,051 \text{ mm/pixel}} \quad (\text{A.12})$$

#### A.3.3.3. Origem da correlação.

A posição  $X_0$  indica a localização da origem no plano da imagem. A correlação entre o espaço físico e a plano da imagem pode ser identificado pela definição do sistema de

coordenadas. Esta correlação deve ter uma incerteza na faixa de 2 pixels, e o fator de sensibilidade é representado por:

$$\partial x/\partial X = \alpha = 0,051 \text{ mm/pixel} \quad (\text{A.12})$$

#### A.4. RESUMO DAS INCERTEZAS

A Tabela 2 resume a propagação e a acumulação das incertezas para os parâmetros de medição  $\alpha$ ,  $\Delta X$ , e a velocidade final  $u$ . A Equação A.13 calcula as incertezas combinadas, sendo que  $u_u$ ,  $u_x$  e  $u_t$  representam as incertezas de  $u$ ,  $x$  e  $t$ , respectivamente.

$$u_c = \sqrt{u_u^2 + (u_x \partial u / \partial x)^2 + (u_t \partial u / \partial t)^2} \quad (\text{A.13})$$

Tabela 2. Incertezas combinadas para a velocidade  $u$ .

Parâmetro	Categoria	Fonte de erro	$u(xi)$ (unidade)	$c_i$ (unidade)	$c_i u(xi)$	$u_c$
$\alpha$ mm/px	Calibração	Imagem de referência	0,7 px	-5,29E-05 mm/px <sup>2</sup>	3,7E-05	5,79E-04
		Distância física	0,5 mm	1,03E-03 1/px	5,15E-04	
		Distorção da imagem	4,86 px	-5,29E-05 mm/px <sup>2</sup>	2,57E-04	
		Posição da placa de referência	0,5 mm	8,94E-05 1/px	4,47E-05	
$\Delta X$ px	Aquisição	Ângulo normal ao plano	0,087 rad	4,50E-3 mm/px	3,92E-04	3,92E-04
Parâmetro	Categoria	Fonte de erro	$u(xi)$ (unidade)	$c_i$ (unidade)	$c_i u(xi)$ (unidade)	
$\alpha$		Fator de ampliação	5,79E-04 mm/px	486000 px/s	0,28 m/s	
$\Delta X$		Deslocamento da imagem	3,92E-04 px	5100 mm/px/s	2,0 m/s	

A incerteza combinada com relação a  $u$  é igual a 2,28 m/s, sendo que o valor de velocidade uniforme seria de  $25 \pm 2,28$  m/s (9% de incertezas), notando-se que a maior incerteza encontra-se relacionada à aquisição.

As outras incertezas foram calculadas na aquisição e relacionadas com o desvio do pico de correlação do centro, sendo igual a 0,0255 mm e com relação à não uniformidade na distribuição das partículas, sendo igual a 0,306 mm, dando um valor total de 0,307 mm.