



UNESP – Universidade Estadual Paulista Júlio Mesquita Filho
Faculdade de Engenharia de Bauru
Mestrado em Engenharia Mecânica



***ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DAS CURVAS
CARACTERÍSTICAS DE UM VENTILADOR AXIAL APLICADO
EM PULVERIZAÇÃO AGRÍCOLA***

MARCELO LUIZ FREITAS FOGAL

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



UNESP – Universidade Estadual Paulista Júlio Mesquita Filho
Faculdade de Engenharia de Bauru
Mestrado em Engenharia Mecânica



***ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DAS CURVAS
CARACTERÍSTICAS DE UM VENTILADOR AXIAL APLICADO
EM PULVERIZAÇÃO AGRÍCOLA***

MARCELO LUIZ FREITAS FOGAL

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Bauru
Novembro de 2009

DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO
UNESP - BAURU

Fogal, Marcelo Luiz de Freitas.

Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola / Marcelo Luiz de Freitas Fogal, 2009.

103 f. il.

Orientador: Alcides Padilha

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2009

1. Curvas características. 2. Fluidodinâmica computacional. 3. Ventilador axial. 4. Túnel de vento. 5. Modelo de turbulência I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 06 dias do mês de novembro do ano de 2009, às 14:30 horas, no(a) ANFITEATRO DA PÓS-GRADUAÇÃO, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. ALCIDES PADILHA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. IVAN DE DOMENICO VALARELLI do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL do(a) Engenharia Térmica e de Fluidos / Universidade Estadual de Campinas, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL, intitulado "ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UM VENTILADOR AXIAL APLICADO EM PULVERIZAÇÃO AGRÍCOLA". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: 4,0. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.


Prof. Dr. ALCIDES PADILHA
Prof. Dr. IVAN DE DOMENICO VALARELLI
Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL

Dedicatória

a Deus

à minha querida esposa

à minha família

aos meus professores

aos meus amigos

Agradecimentos

Durante a realização desse trabalho, pude contar com a colaboração de várias pessoas e instituições, às quais gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos.

- *Ao professor Dr. Alcides Padilha, pela orientação e oportunidades de desenvolvimento profissional e aprendizado.*
- *Aos professores membros da banca examinadora encarregada de julgar a presente dissertação.*
- *À UNESP – Universidade Estadual Paulista, por me transmitir conhecimento de maneira adequada e me possibilitar avanço técnico desde a graduação em Engenharia Mecânica.*
- *À empresa Máquinas Agrícolas Jacto S/A que permitiu o uso de informações para a realização deste trabalho.*
- *Aos meus amigos do curso de Pós-graduação.*
- *Aos meus pais e familiares, que sempre me incentivaram e apoiaram.*
- *Em especial à minha esposa, pelo apoio, companheirismo e compreensão.*
- *E, sobretudo a Deus por me acompanhar em todos os momentos, sendo suporte, força e motivação.*

Sumário

Capítulo 1 - Introdução	01
1.1 Histórico.....	02
1.2 Revisão bibliográfica.....	04
1.2.1 Ventiladores.....	07
1.2.2 Curvas características.....	08
1.2.3 Curva característica do sistema.....	09
1.2.4 Ponto de operação.....	10
1.2.5 Controle de vazão.....	11
1.3 Objetivos e escopo do trabalho.....	13
Capítulo 2 - Modelo físico	15
Capítulo 3 - Modelagem matemática	18
3.1 Introdução.....	18
3.2 Equações de conservação.....	18
3.3 Conservação da massa.....	19
3.4 Transporte da quantidade de movimento.....	19
3.5 Conservação da energia.....	20
3.6 Decomposição das equações.....	21
3.7 Médias temporais.....	22
3.8 Turbulência.....	23
3.8.1 Conceito de viscosidade turbulenta.....	24
3.8.2 Modelos de turbulência.....	25
3.8.3 Adequação das equações de transporte.....	28
3.8.4 Modelo de comprimento de mistura de Prandtl.....	29
3.8.5 Modelo a uma equação de transporte.....	30
3.8.6 Modelo a duas equações de transporte.....	32
3.8.6.1 Modelo k - ϵ	32
3.9 Simulação numérica.....	35
3.9.1 Método dos volumes finitos.....	36
3.9.2 Malhas estruturadas e não-estruturadas.....	37
3.9.3 Termos difusivos.....	38
3.9.4 Termos advectivos.....	40

3.9.5 Termo de pressão.....	40
3.9.6 Acoplamento pressão velocidade.....	41
3.10 O Código CFX.....	42
3.10.1 Pré-processador.....	42
3.10.2 Processador.....	42
3.10.3 Pós-processador.....	43
Capítulo 4 - Modelo computacional.....	44
4.1 Equações de transporte.....	44
4.2 Geometrias dos modelos.....	45
4.3 Malha e condições de contorno.....	47
4.3.1 Ventilador.....	47
4.3.2 Sistema de aplicação.....	49
Capítulo 5 - Materiais e métodos.....	51
5.1 Descrição do túnel de vento.....	51
5.2 Procedimento experimental.....	54
5.2.1 Curvas do ventilador.....	54
5.2.2 Curva do sistema.....	54
Capítulo 6 - Resultados e discussões.....	56
6.1 Introdução.....	56
6.2 Curvas características numéricas e experimentais.....	56
6.3 Resultados numéricos.....	67
6.3.1 Influência do ângulo de ataque no sistema de pulverização.....	67
6.3.2 Influência do ângulo de ataque na condição de máxima vazão.....	69
6.3.3. Otimização do sistema de pulverização.....	76
Capítulo 7 - Considerações finais.....	85
7.1. Conclusões.....	85
7.2. Sugestões para trabalhos futuros.....	86
7.3. Publicações originadas a partir do presente trabalho.....	86
Referências bibliográficas.....	88
Apêndice A - Análise de incertezas experimentais.....	93
A.1 Introdução.....	93
A.2 Formulação matemática.....	95
A.3 Análise de incerteza das variáveis de interesse.....	97

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Modelos de turbulência.	26
Tabela 3.2 – Constantes do modelo $k-\varepsilon$ (Silveira - Neto, 2003).	35
Tabela 6.1 – Resultados numéricos do sistema de pulverização.	56
Tabela 6.2 – Resultados experimentais do sistema de pulverização.	57
Tabela 6.3 – Resultados numéricos para a rotação de 1500 rpm.	57
Tabela 6.4 – Resultados experimentais para a rotação de 1500 rpm.	57
Tabela 6.5 – Resultados numéricos para a rotação de 1750 rpm.	59
Tabela 6.6 – Resultados experimentais para a rotação de 1750 rpm.	59
Tabela 6.7 – Resultados numéricos para a rotação de 2600 rpm.	61
Tabela 6.8 – Resultados experimentais para a rotação de 2600 rpm.	61
Tabela 6.9 – Resultados numéricos para a rotação de 3000 rpm.	63
Tabela 6.10 – Resultados experimentais para a rotação de 3000 rpm.	63
Tabela 6.11 – Rendimento numérica e experimental para os pontos de operação.	65
Tabela 6.12 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 28 graus.	67
Tabela 6.13 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 32 graus.	67
Tabela 6.14 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 36 graus.	67
Tabela 6.15 – Comparativo entre os resultados numéricos.	79
Tabela A.1 – Valores típicos de incerteza da potência de entrada.	99
Tabela A.2 – Valores típicos de incerteza da potência de saída.	99
Tabela A.3 – Valores típicos de incerteza da massa específica.	100
Tabela A.4 – Valores típicos de incerteza da velocidade do escoamento.	102
Tabela A.5 – Valores típicos de incerteza da vazão.	102
Tabela A.6 – Valores típicos de incerteza de rendimento.	103

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Curvas características de um ventilador axial (Macintyre, 1988).....	09
Figura 1.2 – Determinação do ponto de operação ventilador-sistema (Macintyre, 1988).....	10
Figura 1.3 – Efeito da forma da curva do ventilador na vazão (Macintyre, 1988).....	11
Figura 1.4 – Variação da vazão em função da rotação (Macintyre, 1988).....	11
Figura 1.5 – Terminologia da pá.....	12
Figura 1.6 – Esquema de um ventilador axial de pás ajustáveis (Macintyre, 1988).....	12
Figura 1.7 – Manutenção da vazão quando se altera o sistema (Macintyre, 1988).....	13
Figura 2.1 – Turbo pulverizador agrícola.....	15
Figura 2.2 – Detalhe do sistema de aplicação pulverizando.....	16
Figura 2.3 – Sistema de aplicação do turbo pulverizador agrícola.....	16
Figura 2.4 – Detalhe das partes internas do sistema de pulverização.....	17
Figura 2.5 – Detalhe da geometria da pá.....	17
Figura 3.1 – Camada de mistura em desenvolvimento espacial; $\nu_t = \mu_t/\rho$: distribuição de viscosidade turbulenta; $\delta(x)$: espessura da camada de mistura (Silveira - Neto, 2003).....	30
Figura 3.2 – Discretização da estrutura cartesiana (a), estrutura generalizada (b) e não-estruturada (c) (Maliska, 1995).....	37
Figura 4.1 – Desenho 3D do ventilador no duto.....	45
Figura 4.2 – Desenho 3D do ventilador.....	46
Figura 4.3 – Vista isométrica do sistema de pulverização completo.....	46
Figura 4.4 – Desenho 3D das aletas direcionadoras de fluxo.....	46
Figura 4.5 – Domínio de cálculo do ventilador.....	47
Figura 4.6 – Detalhe do domínio rotativo.....	48
Figura 4.7 – Domínio de cálculo do sistema de pulverização.....	49
Figura 4.8 – Detalhe da pá e aleta direcionadora de fluxo.....	50
Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada montada.....	51
Figura 5.2 – Caixa de acoplamento do ventilador.....	52
Figura 5.3 – Dutos de ar com 622 mm de diâmetro.....	52
Figura 5.4 – Laminador de fluxo.....	52
Figura 5.5 – Dispositivo de controle de vazão.....	52

Figura 5.6 – Termômetro digital.	53
Figura 5.7 – Tacômetro digital.	53
Figura 5.8 – Célula de carga (CG).	53
Figura 5.9 – Tubo de Pitot.	53
Figura 5.10 – Coluna d'água inclinada.	53
Figura 5.11 – Barômetro convencional.	53
Figura 6.1 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 1500 rpm. ...	58
Figura 6.2 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 1750 rpm. ...	60
Figura 6.3 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 2600 rpm. ...	62
Figura 6.4 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 3000 rpm. ...	64
Figura 6.5 – Curvas características numéricas e experimentais.	66
Figura 6.6 – Curvas características numéricas com variação do ângulo de ataque.	68
Figura 6.7 – Detalhes das perturbações com ângulo de ataque em 28 graus.	69
Figura 6.8 – Detalhes das perturbações com ângulo de ataque em 36 graus.	69
Figura 6.9 – Distribuição de pressão estática na pá em 28 graus.	70
Figura 6.10 – Distribuição de pressão estática na pá em 32 graus.	70
Figura 6.11 – Distribuição de pressão estática na pá em 36 graus.	71
Figura 6.12 – Raios de cortes para avaliar os vetores velocidade.	72
Figura 6.13 – Vetores velocidades em 200 mm com o ângulo de ataque em 28 graus.	72
Figura 6.14 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 28 graus.	73
Figura 6.15 – Vetores velocidades em 200 mm para o ângulo de ataque em 32 graus.	73
Figura 6.16 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 32 graus.	74
Figura 6.17 – Vetores velocidades em 200 mm para o ângulo de ataque em 36 graus.	74
Figura 6.18 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 36 graus.	75
Figura 6.19 – Sistema de aplicação na configuração inicial.	76
Figura 6.20 – Sistema de aplicação deslocado 40 mm para o interior da voluta.	76
Figura 6.21 – Sistema de aplicação deslocado 80 mm para o interior da voluta.	77
Figura 6.22 – Sistema de aplicação deslocado 80 mm e calota de entrada.	77
Figura 6.23 – Sistema de pulverização deslocado 80 mm e calota de saída.	78
Figura 6.24 – Sistema de pulverização deslocado 120 mm para o interior da voluta.	78
Figura 6.25 – Detalhes das perturbações na base da pá (modelo deslocado 80 mm com calota de entrada).	80

Figura 6.26 – Detalhes das perturbações na base da pá (configuração inicial)	80
Figura 6.27 – Perfis de velocidades na voluta (configuração inicial).	81
Figura 6.28 – Perfis de velocidades na voluta (modelo deslocado 80 mm).	81
Figura 6.29 – Perfis de velocidades na voluta (deslocado 80 mm com calota de saída).	82
Figura 6.30 – Perfis de velocidades na saída da voluta (configuração inicial).	82
Figura 6.31 – Perfis de velocidades na saída das voluta (modelo deslocado 40 mm).	83
Figura 6.32 – Perfis de velocidades na saída da voluta (modelo deslocado 80 mm).	83
Figura 6.33 – Perfis de velocidades na saída da voluta (modelo deslocado 80 mm com calota de saída).	84

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	área [m^2]
C_μ	constante do modelo k - ε padrão
D	diâmetro [mm]
e	energia interna [J/kg]
E	energia total [J/kg]
f_i	forças de campo
F	força [N]
h	entalpia estática [J/kg]
H	entalpia total [J/kg]
H_m	altura manométrica [m]
K	energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
ℓ	comprimento característico
ℓ_t	comprimento de escala turbulenta
m	massa [kg]
n_r	número de rotações por minuto [rpm]
N	número de conjuntos na média conjuntural
N_m	potência de entrada [cv]
N_s	potência de saída [cv]
P	pressão [Pa]
P_k	taxa de produção da energia cinética turbulenta [Pa/s]
Pr_t	número de Prandtl turbulento
q	fluxo de energia transferido por condução [W/m^2]
Q	vazão [m^3/s]
R	resultado de um experimento, calculado a partir de um conjunto de medições
T	tempo [s]
T	torque [$N.m$]
u	componente de velocidade na direção x [m/s]
U	vetor velocidade [m/s]
v	componente de velocidade na direção y [m/s]

V	velocidade escalar
V_t	escala turbulenta de velocidade
w	componente de velocidade na direção z [m/s]
W	função de ponderação
x	vetor direção espacial e coordenada cartesiana espacial [m]
X_i	variável genérica, medida pelo sistema de medição
y	coordenada cartesiana espacial [m]
z	coordenada cartesiana espacial [m]

Letras Gregas

β	variável que define o esquema advectivo
δ	delta de Kronecker
ε	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m^2/s^3]
ϕ	propriedade escalar genérica
Φ	razão de equivalência
Γ	coeficiente de difusão
η	rendimento [%]
φ	flutuação de uma propriedade escalar genérica
μ	viscosidade molecular [$Pa.s$]
μ_t	viscosidade turbulenta
μ_b	viscosidade bulk
ν_t	viscosidade turbulenta cinemática [m^2/s]
ρ	massa específica [kg/m^3]
σ_k, σ_e	constantes do modelo $k-\varepsilon$ padrão
τ	tensor tensão viscoso
ψ	função auxiliar

Símbolos e operadores matemáticos

\lim	limite
∂	operador diferencial

Δ	diferença de uma variável
∇	gradiente
*	indica flutuação
-	média temporal
'	flutuação da média temporal
\rightarrow	vetor

Resumo

FOGAL, M. L. F.. 2009. **Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola**. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Bauru, 103p, 2009.

Neste trabalho apresenta-se uma análise teórica e experimental dos resultados comparativos entre as curvas características de um ventilador axial utilizado em um sistema de pulverização agrícola para um ângulo de ataque da pá em 32 graus nas rotações de 1500, 1750, 2600 e 3000 rpm e resultados numéricos da influência da variação do ângulo de ataque da pá em 28, 32 e 36 graus e da otimização do sistema de pulverização ambos para uma rotação de 2600 rpm. O campo médio turbulento foi obtido com a aplicação da média temporal sendo que o modelo de turbulência exigido para o fechamento do conjunto de equações foi o modelo k- ϵ de duas equações. A resolução de todos os fenômenos acoplados foi alcançada com o auxílio do código de fluidodinâmica computacional CFX que utiliza a técnica dos volumes finitos como método numérico. Para validação da análise teórica, realizaram-se experimentos em um túnel de vento horizontal de seção circular com diâmetro de 622 mm e comprimento de 6220 mm, usando um tubo de Pitot para as tomadas de pressão de acordo com a norma para ensaios em laboratório. Apresentam-se resultados qualitativos na forma de vetores e mapas de gradiente de velocidade e, quantitativos na forma de tabelas e gráficos para as curvas características.

Palavras-chave: Ventilador axial, curvas características, fluidodinâmica computacional, modelo de turbulência, túnel de vento, tubo de Pitot.

Abstract

FOGAL, M. L. F.. 2009. **Theoretical and experimental study of the characteristic curves of an axial fan applied to agricultural.** Master of Science in Mechanical Engineering Thesis, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Bauru, 103p, 2009.

This paper presents a theoretical and experimental analysis of comparative results between the characteristic curves of an axial fan used in an agricultural spraying system for a blade attack angle of 32 degrees at rotations of 1500, 1750, 2600 and 3000 rpm and numerical results for the influence of blade attack angle variation at 28, 32 and 36 degrees and optimization of the spraying system, both for a rotation of 2600 rpm. The average turbulent field was obtained from the application of time average where the turbulence model required for closing the set of equations was the k- ϵ model for two equations. Resolution of all connected phenomena was achieved with the help of the fluid dynamics computational, CFX, which uses the finite volumes technique as a numerical method. In order to validate the theoretical analysis, an experiment was conducted in a circular section of a horizontal wind tunnel, 622 mm in diameter and 6220 mm in length, using a Pitot tube for pressure readings according to the norm for laboratory assays. Qualitative results are shown as vectors and gradient maps for speed and quantitative results are shown in tables and graphics for characteristic curves.

Keywords: Axial fan, characteristic curves, fluid dynamics computational, turbulence model, wind tunnel, Pitot tube.

Introdução

Muitas máquinas utilizadas em pulverização agrícola necessitam do ventilador como veículo para criar o gradiente energético que permite o desejado escoamento de ar. A assistência de ar em pulverizadores contribui para: a redução da deriva e das perdas para o solo, o aumento dos depósitos e da cobertura da superfície inferior das folhas, a melhoria da penetração das gotas de pulverização, além de possibilitar a redução de dose e volumes de aplicação.

Para melhorar esta qualidade de aplicação dos defensivos agrícolas, as empresas investem em estudos de otimização dos sistemas de pulverização. Estes estudos podem estar direcionados ao aumento de rendimento do ventilador, o que proporciona um melhor rendimento de todo o sistema. Existem certas grandezas de importância no funcionamento e comportamento dos ventiladores que serão discutidas ainda neste capítulo.

Para se determinar o rendimento de um ventilador ou de um determinado sistema de pulverização, podem ser feitos ensaios experimentais ou então uma modelagem matemática utilizando algum método numérico. Existem diversos métodos numéricos aplicáveis à simulação de escoamentos, dentre os mais conhecidos destacam-se, os métodos dos Elementos Finitos, das Diferenças Finitas e dos Volumes Finitos. Neste trabalho utiliza-se o método dos Volumes Finitos, que é o que atualmente tem se apresentado mais robusto, e apresenta um maior grau de desenvolvimento no sentido de abordar um gama maior de problemas.

A simulação numérica de máquinas de fluxo pode ser feita dividindo-se o domínio em dois: um estático, representado pela voluta e outro rotativo, representando o rotor. Este tipo de simulação requer alta capacidade computacional, pois exige o uso de uma interface entre os dois domínios, visto que a malha geralmente não é coincidente e, além disto, o problema é anisotrópico devido às variações, principalmente nas grandezas turbulentas. Conforme descrito por Kelecy (2000), o uso de subdomínios rotacionais conectados com domínios estacionários resultam em boas aproximações para o escoamento promovido pelo ventilador, apresentando muito boa correlação com dados experimentais. O

subdomínio rotacional se caracteriza por apresentar, na metodologia do cálculo, a transformação de velocidades fazendo com que o subdomínio gire em relação às coordenadas de referência do sistema.

Outro ponto crítico é a geração de malha para um domínio complexo. Neste problema em particular uma malha estruturada seria inviável devido às bruscas variações de geometria. Isto requer o uso de uma malha não estruturada, com elementos tetraédricos, que gera imprecisão na distribuição de pressão próximo das paredes. Para solucionar este problema, próximo às paredes utiliza-se elementos prismáticos, criados a partir da malha superficial ligados a elementos tetraédricos afastados das paredes.

É necessário, para problemas turbulentos como o aqui tratado, encontrar formas de modificar esta equação de modo a levar em conta este fenômeno. Apesar da turbulência ser um fenômeno transiente e caótico, é possível avaliar seus efeitos médios permanentes adicionando variáveis ao sistema. A maioria dos modelos considera que a turbulência pode ser representada por um aumento na viscosidade em cada ponto do domínio, que depende de variáveis como energia cinética de turbulência e sua taxa de dissipação. O modelo de turbulência utilizado nas simulações foi o K-Epsilon, que é o modelo mais largamente utilizado em problemas de mecânica de fluidos computacional. A formulação matemática utilizada neste modelo é discutida no Capítulo 3.

Devido à complexidade da malha e o tamanho da geometria tornou-se inviável o uso de modelos de turbulência mais refinados, como o SST ou o Reynolds Stress, que são mais precisos na predição de escoamentos com grandes componentes rotacionais e nos efeitos de camada limite próximos às superfícies curvas. Estudos mais detalhados destes modelos são apresentados em trabalhos como o de Menter (1994) e Schaffarczyk (1999).

1.1 HISTÓRICO

Entre as décadas de cinquenta e sessenta tem-se registro dos primeiros métodos numéricos para a simulação de escoamentos que se baseavam no método de diferenças finitas. Foram então desenvolvidas as primeiras metodologias numéricas, relatadas por Gosman *et al* (1969), Hirt (1971) e Roache (1971) para as formulações de escoamento por variáveis primitivas ou em termos de função corrente-vorticidade.

Problemas laminares definidos em domínios regulares são as principais aplicações encontradas na literatura desta época. Algumas poucas aplicações de simulação de escoamentos turbulentos, com a utilização de modelos algébricos, podem ser encontradas na

literatura. Nesta mesma época o desenvolvimento do método dos elementos finitos (MEF) avançava permitindo a abordagem numérica de problemas lineares como os encontrados em engenharia estrutural, condução de calor, escoamento potencial, etc. (Zienkiewicz, 1967), apresentando como característica mais importante a capacidade de discretização espacial de domínios com qualquer tipo de contorno físico.

Um grande avanço no desenvolvimento de modelos de turbulência e das técnicas de resolução numérica se deu a partir da década de setenta. A metodologia de aplicação da técnica de Volumes Finitos, proposta por Patankar & Spalding (1972) e Patankar (1980), associada a modelos de turbulência a duas equações como os propostos por Harlow & Nakayama (1972), Jones & Launder (1972) e Launder & Spalding (1972), permitiram as primeiras simulações numéricas de escoamentos turbulentos em situações de interesse para a engenharia.

Entre as décadas de setenta e oitenta são feitos progressos importantes relativos à resolução do problema de Stokes e aos espaços admissíveis para a interpolação dos campos de velocidade e pressão, conforme indicam, entre outros, os trabalhos de Brezzi (1974) e Girault & Raviart (1979), possibilitando o emprego da técnica dos elementos finitos na análise numérica da dinâmica de escoamentos turbulentos.

Somente na década de oitenta a evolução dos modelos de turbulência direcionou-se para modelos de fechamento de segunda ordem (Launder, 1987) e para condições físicas mais complexas tais como compressibilidade (Vandrome, 1983) e escoamento multifásico (Elgobashi & Abou-Arab, 1983). Modelos válidos para regiões próximas à parede, os modelos baixo Reynolds, são também propostos (Patel *et al*, 1985). Nesta mesma época, o método de elementos finitos evolui por meio da consolidação do tratamento matemático dos problemas dado aos fenômenos de convecção-difusão (Brooks & Hughes, 1982 e Johnson & Saranen, 1986) e de interpolação dos campos de velocidade e pressão (Hughes & Franca, 1987 e Hughes *et al*, 1986). Isto permitiu tanto a utilização de esquemas de discretização com convergência assegurada para problemas fortemente convectivos, como também a utilização de elementos finitos com mesma ordem de interpolação para os campos de velocidade e pressão. A aplicação do método dos elementos finitos a modelos de turbulência tipo k- ϵ é somente reportada nos trabalhos pioneiros de Taylor (1982), Smith (1984) e Brison *et al* (1985).

Nos anos noventa, o método dos elementos finitos se estabelece como técnica de simulação de escoamentos turbulentos, integrando grandes sistemas computacionais de

emprego industrial, usados no projeto, desenvolvimento e fabricação de inúmeras máquinas, veículos e peças diversas.

Hoje o nível de desenvolvimento desta metodologia permite o tratamento de uma enorme variedade de problemas de escoamentos turbulentos, definidos em geometrias 2D e 3D, utilizando um gama de modelos de fechamento de primeira e segunda ordem. Diversos códigos comerciais baseados em elementos finitos são disponíveis no mercado, os quais disponibilizam modelos de turbulência avançados, considerando situações complexas de interações da hidrodinâmica com efeitos de compressibilidade e combustão. O sentido de evolução da metodologia se baseia atualmente, na melhoria da eficiência dos algoritmos de maneira a acelerar a convergência de problemas não-lineares e no sentido de viabilizar a utilização de malhas de discretização que envolvam um número cada vez maior de graus de liberdade.

A modelagem da turbulência tem também evoluído no sentido de proporcionar relações de fechamento mais exatas, com base em resultados experimentais obtidos com instrumentação avançada, ou ainda, oriundos de simulações numéricas diretas. Atualmente, os recursos de computação paralela e máquinas de relativo baixo custo, permitem a expectativa do uso facilitado de túneis de vento virtuais com excelente confiabilidade de resultados, proporcionando condições para um novo salto tecnológico neste domínio do conhecimento.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existe na literatura uma vasta quantidade de artigos abordando os mais variados aspectos do tema. Simulações utilizando Volumes Finitos e visando otimização de ventiladores têm sido feitas com sucesso utilizando-se o método dos Volumes Finitos há alguns anos (Moreau & Bennett, 1997 e Hill & Wyman, 1997), substituindo métodos tradicionais de projeto que necessitam construção de protótipos e instrumentação. Desta forma, os métodos numéricos representam uma considerável economia de tempo e recursos no desenvolvimento de um projeto.

Moonen *et al* (2006) desenvolveram uma metodologia de simulação numérica em condições de escoamento em túnel de vento com circuito fechado utilizando CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Os dados experimentais também foram obtidos em túnel de vento utilizando a metodologia de grandes escalas. Devido às características específicas do túnel de vento com circuito fechado, constatou que o modelamento convencional de CFD o qual se modela apenas a seção de testes, era inadequado. Para a obtenção de resultados mais

precisos, o modelamento em CFD foi feito em todo o túnel de vento. As condições de contorno utilizadas na entrada e saída túnel foram as mesmas condições de contorno do ventilador. O modelo numérico foi validado pois a diferença entre os resultados simulados e os obtidos experimentalmente foi inferior a 10%.

As técnicas de CFD para modelagem de turbomáquinas, tem se mostrado a melhor ferramenta para o entendimento de determinados fenômenos aerodinâmicos complexos característicos deste tipo de escoamento (Furukawa *et al*, 1998 e Gallimore *et al*, 2002a). Utilizando desta técnica, Corsini & Rispoli (2005) fizeram uma investigação computacional da turbulência devido às altas pressões nos escoamentos em ventiladores axiais, usando o modelo de turbulência k- ϵ . Os resultados obtidos são confrontados com as soluções do algoritmo de RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes*).

Goulart *et al* (2004) realizaram um trabalho numérico/experimental investigando o desenvolvimento e as características do escoamento ao longo de feixe de tubos com placas defletoras. O banco de tubos possuía duas linhas onde havia duas placas defletoras direcionando o escoamento principal e criando uma entrada assimétrica no feixe de tubos. A seção de testes consistia de um canal horizontal de seção retangular 146 mm de altura, 193 mm de largura e comprimento de 900 mm, sendo medido a partir do tubo de Pitot até a saída. Um ventilador centrífugo bombeava o fluxo de ar por um difusor e por um conjunto de homogeneizadores, sendo o primeiro do tipo grade, o segundo tipo colméia e o terceiro formado por duas telas de malha fina. Estes dispositivos tinham a finalidade de uniformizar o escoamento e reduzir a intensidade de turbulência do escoamento, ao atingir a seção de teste onde eram realizadas as medições. O número de Reynolds foi calculado utilizando-se o diâmetro externo do tubo e a velocidade de entrada. A distribuição de velocidade foi obtida experimentalmente empregando anemometria de fio quente e para a análise numérica utilizou-se o programa CFX versão 5.6. A análise numérica foi feita baseada na Simulação de Grandes Escalas LES (*Large Eddy Simulation*), com o modelo k- ϵ . O campo de pressões médias na parede lateral do banco também foi analisado. Os resultados numéricos e experimentais obtidos apresentaram boa concordância para os campos médios de velocidades e pressões.

Gusberti & Vielmo (2005) estudaram a otimização de um ventilador axial já existente na indústria, através de simulação numérica em Volumes Finitos, utilizando o software CFX. A função deste ventilador era promover a circulação de ar quente dentro de um forno de tratamento térmico. As metas de projeto era encontrar uma configuração do ventilador que produzisse o máximo de vazão consumindo o mínimo de torque a uma rotação constante, maximizando o rendimento. Primeiramente foi feita, como validação do

modelamento e sua implementação no software, a simulação do projeto atual, comparando com os dados fornecidos pelo seu fabricante. O escoamento turbulento foi tratado com modelos de médias temporais (k-ε). Posteriormente foram testadas as possíveis melhorias, sendo estas: quatro diferentes geometrias de *spinners* (bulbo central de um rotor de máquina de fluxo) e dois diferentes perfis de pá, submetidos a vários diferentes ângulos de pá. Os resultados obtidos foram apresentados na forma de curvas teóricas de vazão *versus* torque, e também rendimento *versus* ângulo de pá para cada perfil testado.

Horn (2005) apresenta uma análise numérica, utilizando o software CFX 5.7, de uma máquina pré-separadora das impurezas dos grãos vindos diretamente do campo. Os objetivos do trabalho eram analisar alternativas para melhorar o desempenho da máquina através de sua análise, avaliação da modelagem adequada do ponto de vista de resultados e a difusão da Dinâmica dos Fluidos Computacional ao corpo técnico da empresa. Os resultados das simulações numéricas mostraram diferentes configurações e modelos de turbulência, além de comparações com medidas experimentais. Foram obtidos parâmetros de malha e utilizados diferentes esquemas de advecção para uma predição segura dos valores de desempenho, torque e potência requerida para o funcionamento do ventilador. Os resultados também indicaram que a ferramenta é adequada e quando utilizada em uma engenharia bem estruturada, apresenta aplicação e resultados imediatos.

Spogis (2002) determina as curvas de Número de Potência *versus* Número de Reynolds, para os rotores mais comumente utilizados como agitadores, através da fluidodinâmica computacional. Os principais fluxos gerados pelos rotores estudados foram determinados tanto para escoamentos laminares quanto turbulentos, calculando-se o bombeamento gerado e os padrões de circulação no tanque. Através dos resultados numéricos gerados pelo modelo proposto, foram determinadas correlações empíricas para as curvas para Número de Potência *versus* Número de Reynolds, a fim de gerar uma ferramenta útil e prática para utilização em projetos de sistemas de agitação. O trabalho mostrou que um projeto adequado de um sistema de mistura pode minimizar os gastos energéticos do equipamento e seu tempo de processamento, além de melhorar a uniformidade do processo, impedindo, ou minimizando, a formação de zonas mortas. A fluidodinâmica computacional também provou que tem um grande potencial para melhorar sistemas de agitação, permitindo aos engenheiros simular o desempenho de sistemas alternativos, tentando emparelhar parâmetros de operação e o projeto mecânico.

A experimentação na maioria das vezes serve como comprovação dos resultados numéricos. Na literatura encontram-se muitos casos como o de Kergourlay *et al*

(2006) que baseados nas simulações numéricas de Koudri *et al* (2005), realizaram um estudo experimental aplicado a ventiladores axiais com três diferentes tipos de formatos de pá (pás curvadas para trás, curvadas para frente e radiais), no intuito de quantificar as estruturas tridimensionais do escoamento a partir das medidas de velocidade. Para realizar estas medidas das componentes de velocidade utilizaram um anemômetro de fio quente a jusante do escoamento e para mostrar a influência do formato das pás apresentaram resultados comparativos entre a energia cinética turbulenta, o tensor de Reynolds e o perfil de velocidades. Yang *et al* (2007) também realizaram esta mesma investigação e concluíram que se comparando o ventilador radial com o de pás curvadas para trás, este último apresenta maior perda de pressão na base e extremidade das pás e menor perda na região média das pás. A diminuição de velocidade ao longo do escoamento é menor no ventilador com pás curvadas para trás do que no ventilador com pás curvadas para frente.

Magalhães-Filho (1979) realiza um estudo comparativo de diversos rotores axiais de sopro livre existentes no mercado nacional e internacional, através de ensaios experimentais, desenvolvendo uma grandeza padrão para a comparação das diversas medidas encontradas. Foram realizados ensaios para a determinação do desempenho e levantamento das curvas características dos rotores. A técnica de ensaio desenvolvida é baseada em manter nula a diferença de pressão estática entre a câmara e o ambiente. Os resultados de desempenho entre os rotores são comparados em gráficos de Energia específica *versus* rotação.

1.2.1 VENTILADORES

Ventiladores são turbo máquinas utilizadas para converter energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em aumento de pressão do fluido. Com este aumento de pressão, o fluido (neste caso o ar) torna-se capaz de escoar em dutos, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento, proporcionando a vazão desejável para a finalidade que se tem em vista.

Neste trabalho, o ventilador é estudado como máquina de fluido incompressível, uma vez que o grau de compressão que nele se verifica é tão pequeno, que não é razoável analisar seu comportamento como se fosse uma máquina térmica. Segundo Macintyre (1988) existem vários critérios os quais se podem classificar os ventiladores sendo:

- Nível energético de pressão;

- Modalidade construtiva;
- Formato das pás;
- Número de entradas de aspiração;
- Número de rotores.

1.2.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Existem certas grandezas de importância no funcionamento e comportamento dos ventiladores, podendo mesmo uma adequada combinação das mesmas permitir a escolha do tipo do ventilador para condições preestabelecidas. Estas grandezas que caracterizam as condições de funcionamento são as seguintes:

- Número de rotações por minuto n_r ;
- Diâmetro do rotor D ;
- Vazão Q ;
- Altura manométrica H_m ;
- Potência N_m ;
- Rendimento η .

As equações de que se dispõe para estudar a interdependência entre estas grandezas não permitem que se possa pretender realizar um estudo baseado em considerações puramente teóricas. Recorre-se a ensaios de laboratório que permitem estatisticamente exprimir a variação de uma grandeza em função da outra. Normalmente fabricantes de ventiladores elaboram tabelas e gráficos com os valores obtidos em ensaios, permitindo aos usuários uma fácil e rápida escolha do ventilador e uma análise do comportamento do mesmo quando ocorrem variações nas grandezas representadas. A Figura 2.1 mostra um exemplo de curvas características de um ventilador axial com pá em perfil asa utilizado para baixas pressões e grandes vazões.

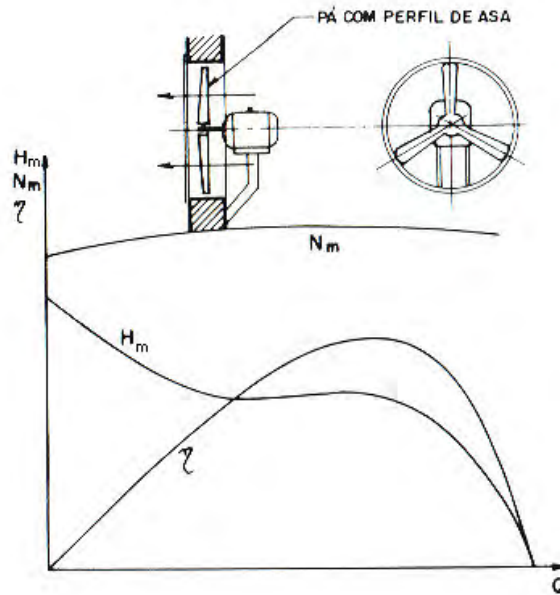


Figura 1.1 – Curvas características de um ventilador axial (Macintyre, 1988)

As curvas que traduzem a dependência entre duas das grandezas chamam-se curvas características, sendo as mais importantes:

1. Para um valor de n_r constante: variação das grandezas H_m , N_m e η em função da vazão Q (utilizadas no presente trabalho).
2. Variação das grandezas H_m , Q , N_m e η em função do número de rotações.
3. Curvas de igual rendimento no campo das grandezas Q e H_m .

1.2.3 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA

No sistema de pulverização agrícola utiliza-se em muitos casos peças e acessórios (mangueiras, radiadores, conectores, etc.) à jusante do ventilador. Este sistema oferece resistência ao escoamento provocando uma perda de carga, isto é, de energia, de modo que à medida que o ar escoar no sistema sua linha energética diminui. Para que o escoamento possa ser realizado ao longo do sistema, é necessário que o ar receba essa energia que será dissipada, e o ventilador é a máquina destinada a este fim.

Ao escoar pelo interior do ventilador, o ar recebe do mesmo uma energia que, referida a unidade de peso do ar, se denomina altura manométrica H_m . Graças a esta energia, o ar vence as resistências ao longo do sistema e sai ao final com uma energia cinética residual.

A curva representativa das perdas de carga em função da vazão Q denomina-se curva característica do sistema (Macintyre, 1988).

1.2.4 PONTO DE OPERAÇÃO

Para se obter o ponto de operação ou funcionamento é necessário confrontar a curva característica do ventilador $H_m = f(Q)$ com a curva característica do sistema. O ponto de interseção das curvas caracterizará os valores de Q e H_m com os quais o ventilador associado a este sistema irá operar. Portanto é a curva do sistema que determina os valores de Q e H_m com os quais o ventilador pode operar. A Figura 2.2 ilustra o ponto de operação ventilador-sistema.

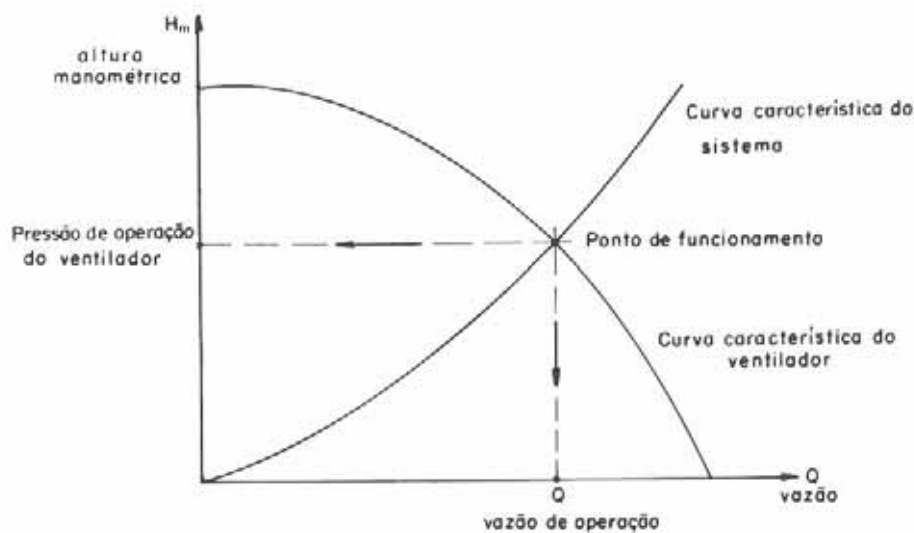


Figura 1.2 – Determinação do ponto de operação ventilador-sistema (Macintyre, 1988)

Um ventilador com curva característica achatada apresenta uma ampla variação de vazão, quando varia a altura de elevação em razão do regime de operação do sistema. Quando a curva S do sistema para as condições normais passa para a situação S' (maior perda de carga), a variação de vazão de Q para Q' é maior no caso da curva achatada do que na curva íngreme, conforme mostra a Figura 2.3 (Macintyre, 1988).

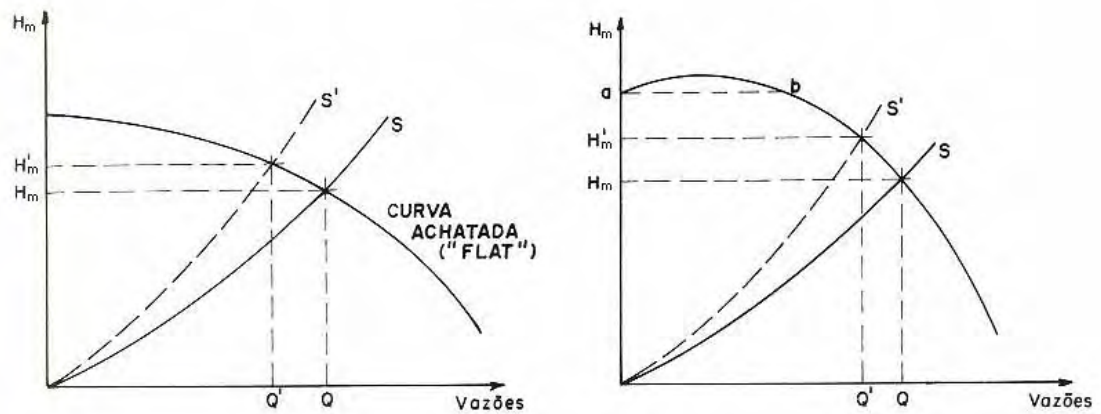


Figura 1.3 – Efeito da forma da curva do ventilador na vazão (Macintyre, 1988)

1.2.5 CONTROLE DE VAZÃO

A vazão em um sistema também pode ser alterada variando-se o número de rotações do eixo. A Figura 2.4 apresenta a variação da vazão Q de um sistema pela variação do número de rotações do ventilador. Observa-se que conforme se aumenta a rotação o ponto de operação P se desloca até P'' proporcionando um aumento de vazão de Q para Q'' .

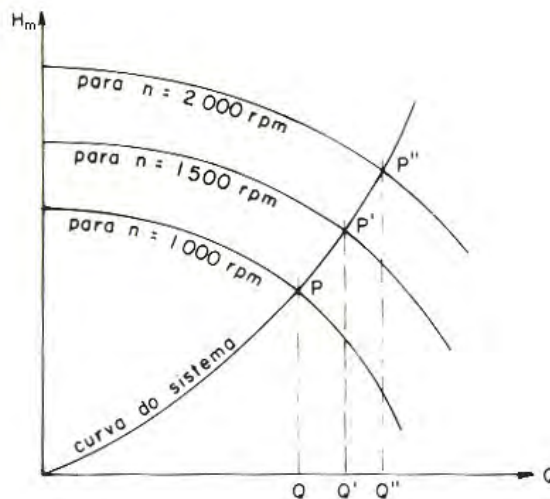


Figura 1.4 – Variação da vazão em função da rotação (Macintyre, 1988)

No caso de ventiladores axiais, existem modelos de pás ajustáveis de modo a permitirem conforme o ângulo de ataque da pá, a descarga pretendida. Este ângulo é definido entre a corda e a direção do movimento do ar relativa à pá (vetor velocidade relativa). O ponto

mais distante na frente da pá é chamado de bordo de ataque, enquanto o ponto mais afastado na parte traseira é chamado de bordo de fuga. A reta que liga o bordo de ataque ao de fuga é chamada de corda. A curva que define a metade superior da pá chama-se extradorso, e a que define a parte de baixo, intradorso. A curva na metade entre o extradorso e o intradorso é chamada de linha média e se refere à média aritmética das coordenadas da posição vertical do extradorso e intradorso (medida perpendicularmente à corda). A curvatura da pá é a maior distância entre a corda e a linha média (Macintyre, 1988). A Figura 2.5 apresenta um desenho da terminologia de uma pá.

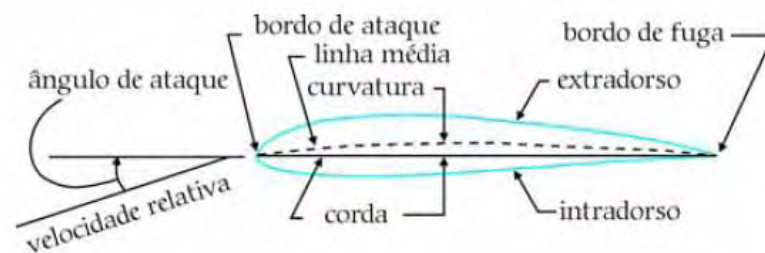


Figura 1.5 – Terminologia da pá

Neste trabalho foi realizado um estudo das conseqüências da variação do ângulo de ataque das pás no rendimento do sistema. A Figura 2.6 mostra o desenho esquemático de um ventilador axial com variação do ângulo de ataque das pás.

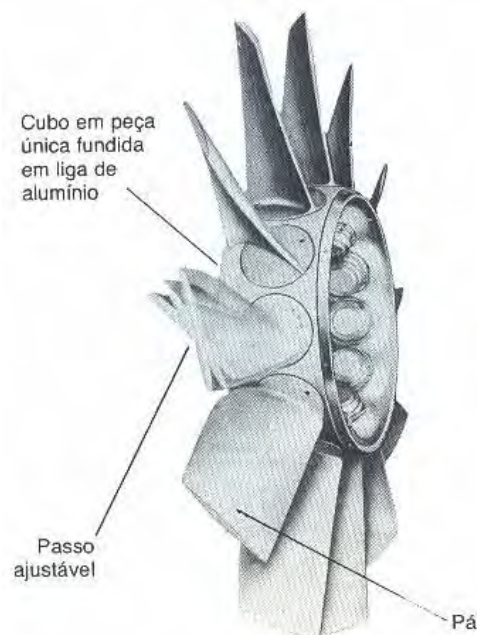


Figura 1.6 – Esquema de um ventilador axial de pás ajustáveis (Macintyre, 1988)

Suponhamos que o projeto inicial de um sistema tivesse previsto um ponto de funcionamento P_1 com uma vazão Q_1 , mas que as alterações no projeto do sistema tenham modificado a curva S_1 para a situação S_2 , conforme mostra a Figura 2.7, para qual a vazão Q_2 é menor que a vazão Q_1 desejada. Para restabelecer a vazão Q_1 , pode-se recorrer a uma das seguintes soluções:

- Aumentar a rotação do ventilador;
- Aumentar o ângulo de ataque da pá mantendo a rotação constante.

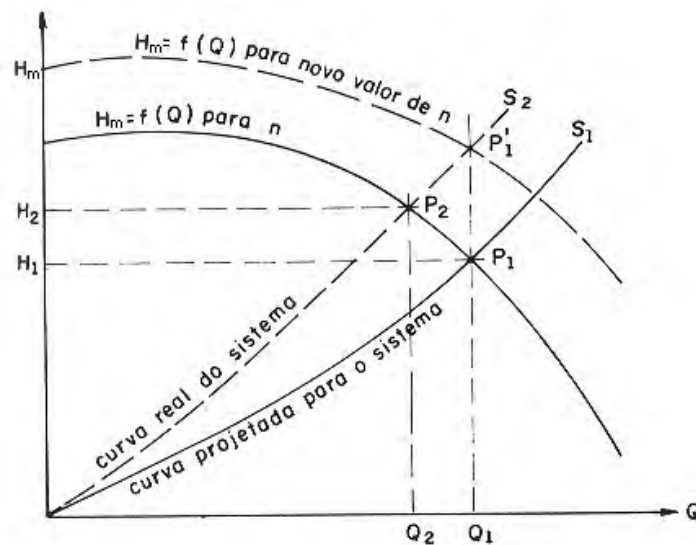


Figura 1.7 – Manutenção da vazão quando se altera o sistema (Macintyre, 1988)

1.3 OBJETIVOS E ESCOPO DO TRABALHO

Nas seções anteriores, procurou-se enfatizar o grande potencial de utilização que podem ter os ventiladores axiais, sobretudo na pulverização agrícola, como dispositivos capazes de oferecer assistência de ar em pulverizadores contribuindo para a redução da deriva e as perdas de defensivo para o solo.

Um melhor conhecimento dos fenômenos associados às conseqüências do aumento do rendimento do ventilador e do sistema de pulverização pode contribuir de maneira significativa na pulverização agrícola. É justamente no estudo de tais fenômenos que se situa a ênfase maior do presente trabalho.

De maneira mais específica, o presente trabalho propõe uma investigação experimental e teórica de um ventilador axial e de um sistema de pulverização, comparando as diferenças entre as curvas características de pressão, potência e rendimento em função da

vazão, obtidas através de simulação numérica e ensaios experimentais. As curvas características são obtidas em quatro diferentes rotações do ventilador: 1500, 1750, 2600 e 3000 rpm. Diferentes configurações do sistema de pulverização são analisadas, com base em visualizações das linhas de corrente dos escoamentos obtidas através de simulação numérica.

Modelo físico

O modelo físico consiste de um sistema de pulverização de um turbo pulverizador agrícola utilizado em plantações de frutas cítricas. As Figura 2.1 e 2.2 apresentam o turbo pulverizador em operação.



(a) Vista frontal



(b) Vista traseira



(c) Vista lateral

Figura 2.1 – Turbo pulverizador agrícola



(a) Detalhe 1



(b) Detalhe 2

Figura 2.2 – Detalhe do sistema de aplicação pulverizando

A caixa de distribuição de ar, apresentada nas Figuras 2.3 e 2.4, associada à potência do ventilador produz um fluxo de pulverização que controla com eficiência as pragas de difícil tratamento. O ventilador aspira o ar para o interior da caixa de distribuição (difusor) que ao chegar à saída recebe certa quantidade de defensivo agrícola liberado pelos bicos de pulverização. Quanto maior a vazão de ar proporcionado pelo ventilador maior é a penetração de defensivo na plantação. Para aumentar esta vazão sem aumentar a quantidade de combustível gasto pelo turbo pulverizador é necessário otimizar o sistema com acessórios que minimizem as perdas de carga por recirculações.

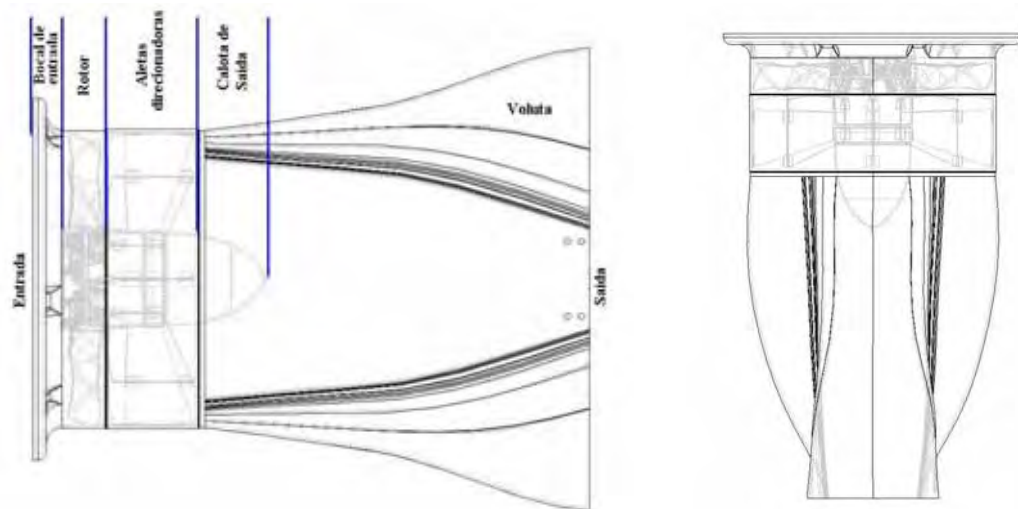


(a) Vista lateral



(b) Vista frontal

Figura 2.3 – Sistema de aplicação do turbo pulverizador agrícola



(a) Detalhe interno em vista lateral

(b) Detalhe interno em vista superior

Figura 2.4 – Detalhe das partes internas do sistema de pulverização

O ventilador acoplado a este sistema é um ventilador do tipo axial com 622 mm de diâmetro de baixa pressão (inferior a 200 mm de coluna d'água), com as pás em perfil de asa e com entrada de aspiração unilateral (simples aspiração). Este modelo de ventilador possui um sistema de pás ajustáveis que permite modificar o ângulo de ataque em 28, 32 e 36 graus alterando a vazão de ar para a mesma rotação. A geometria da pá é apresentada na Figura 2.5.



(a) Perfil da pá



(b) Formato da pá

Figura 2.5 – Detalhe da geometria da pá

Modelagem matemática

3.1 INTRODUÇÃO

Todos os modelos matemáticos utilizados nas simulações dos modelos computacionais apresentados nas figuras 4.5 e 4.7 do capítulo 4 estão apresentados neste capítulo. Portanto, apresenta-se as equações fundamentais da fluidodinâmica no formato como elas são tratadas no pacote computacional CFX 5.7, ou seja, todas as equações de transporte e também as equações de turbulência.

O modelo matemático para o fluido utilizado neste trabalho tem como base as equações de Navier-Stokes (Equação 3.5), sendo o balanço de massa sempre ajustado pela equação da continuidade (Equação 3.4). Foram feitas as seguintes suposições:

1. Fluxo tridimensional;
2. Regime Permanente;
3. Fluido viscoso e incompressível;
4. escoamento turbulento;
5. escoamento isotérmico;
6. Desprezada a influência do campo gravitacional.

A suposição de fluido incompressível é devida que as variações de pressão do escoamento não implicam em variação significativa da densidade do ar, dentro das condições de funcionamento. No entanto, o escoamento é, sem dúvida, turbulento, devido aos altos valores do número de Reynolds.

3.2 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

Todo fluido em movimento obedece a três leis físicas que são fundamentais e que regem a fluidodinâmica. Estas três leis básicas fundamentais; Lei da Conservação da Massa, Transporte da Quantidade de Movimento e a Primeira Lei da Termodinâmica, podem ser trabalhadas através de balanços em volumes de controle infinitesimais, de forma a obter a

respectiva equação de transporte para cada princípio físico, sendo estas a Equação da Continuidade, do Movimento e da Energia. Estas equações podem ser utilizadas tanto em regime laminar quanto em regime turbulento.

Para propósitos de cálculos na engenharia, resolver estas equações na forma em que são apresentadas é próximo do impraticável pelo simples fato da tecnologia atual não resolvê-las com precisão e tempo computacional satisfatórios. Assim, geralmente é introduzido o conceito de decomposição em propriedades médias, sendo mais comum o procedimento convencional de médias temporais. Nos tópicos seguintes, as equações de conservação média da massa, movimento e energia são derivadas. Primeiramente serão visualizadas as equações para as quantidades instantâneas, passando em seguida para as equações médias pelo método da média temporal (Método da decomposição de Reynolds).

3.3 CONSERVAÇÃO DA MASSA

A equação que representa a conservação da massa, também conhecida como equação da continuidade, pode ser obtida analisando a taxa mássica de escoamento que entra e sai de um elemento infinitesimal de volume:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (3.1)$$

onde, U_j representa o vetor velocidade do escoamento, t é o tempo e ρ é a massa específica. Considerando um volume de controle infinitesimal, o acréscimo ou decréscimo temporal da massa específica neste volume é controlado pelo transporte convectivo de massa sobre as fronteiras deste volume de controle.

3.4 TRANSPORTE DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

A equação de transporte da quantidade de movimento ρU_i pode ser formulada como segue:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (3.2)$$

onde os três termos do lado direito da Equação 3.2 representam os x_i componentes das forças devido a pressão P , o tensor viscoso τ_{ij} e as forças de campo f_i respectivamente. Para um fluido newtoniano hipotético, o tensor tensão é dado por:

$$\tau_{ij} = -\mu_b \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

em que $\mu_b = \frac{2}{3} \mu$ é a viscosidade *bulk*, μ é a viscosidade molecular e δ_{ij} representa o delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ para $i = j$ e $\delta_{ij} = 0$ para $i \neq j$).

Efeitos da força de campo são importantes quando se modelam escoamentos onde efeitos da força de Coriolis e força centrípeta são relevantes. No presente trabalho foi desprezada a aceleração da gravidade e o termo de forças de campo f_i , é dado pela força de Coriolis:

$$\vec{f} = -2(\vec{\Omega} \times \vec{u}) \quad (3.4)$$

3.5 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

Além da massa e do movimento, a energia é a terceira propriedade do fluido para a qual uma equação de conservação deve ser formulada de forma a descrever qualquer tipo de escoamento. A formulação apresentada neste trabalho é em função da entalpia total H :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_j}(U_i \tau_{ij} + q_j) + \rho U_i f_i \quad (3.5)$$

Considerando um volume de controle infinitesimal, os dois termos do lado esquerdo desta equação descrevem a taxa de aumento de H e a taxa a qual esta grandeza é transportada por convecção nas fronteiras do volume de controle. O primeiro termo do lado direito da Equação 3.5 descreve a influência da pressão na entalpia total. O segundo termo descreve a taxa de trabalho realizado pelo fluido contra a sua tensão viscosa produzida por

deformação. O gradiente q_j é o fluxo de energia transferido por condução no volume de controle e o último termo refere-se ao trabalho realizado por forças de campo.

A entalpia total esta relacionada à energia total, E , a energia interna, e , a entalpia estática, h , da seguinte maneira:

$$H = E + \frac{P}{\rho} = e + \frac{1}{2} U_i U_j + \frac{P}{\rho} \quad (3.6)$$

onde

$$H = h + \frac{1}{2} U_i U_j \quad (3.7)$$

3.6 DECOMPOSIÇÃO DAS EQUAÇÕES

Cebeci & Smith (1974), discutiram a introdução do cálculo das propriedades médias, destacando o procedimento convencional das médias temporais (método da decomposição de Reynolds) e o procedimento das médias mássicas ponderadas. Para uma grandeza qualquer ϕ a decomposição entre uma parcela conhecida (média) e uma parcela flutuante, pode ser escrita como:

$$\phi(x_i, t) = \langle \phi(x_i, t) \rangle + \phi(x_i, t)^* \text{ com } \langle \phi^* \rangle = 0 \quad (3.8)$$

sendo $\phi(x_i, t)$ o valor instantâneo, $\langle \phi(x_i, t) \rangle$ a parcela conhecida e $\phi(x_i, t)^*$ a parcela flutuante e onde t é o tempo e x_i é a direção espacial. A parcela conhecida pode ser obtida utilizando um procedimento da média conjuntural da forma:

$$\langle \phi(x_i, t) \rangle = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{N=1}^N W \phi(x_i, t) N \quad (3.9)$$

em que N é o número de conjuntos e W denota uma função de ponderação. O termo $\langle \phi(x_i, t) \rangle$, em casos específicos como escoamentos em regime permanente, pode ser obtido utilizando um procedimento de média temporal:

$$\langle \phi(x_i, t) \rangle = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} W \phi(x_i, t) dt \quad (3.10)$$

Nenhuma distinção será feita entre as Equações 3.9 e 3.10 (média conjuntural e temporal respectivamente), já que esta distinção não tem nenhuma influência na forma resultante das equações de conservação. Para se obter as equações médias, o procedimento mais comum é substituir as parcelas conhecidas e flutuantes por um valor instantâneo nas equações de fluxo e calcular a média destas equações resultantes. Uma vez calculada a média dos termos não-lineares destas equações, novos termos surgem, que nada mais são além de correlações entre os diferentes valores das grandezas flutuantes.

3.7 MÉDIAS TEMPORAIS

Atribuindo um valor unitário na função de ponderação nas Equações 3.9 e 3.10, resulta no procedimento convencional do cálculo das médias temporais. Neste caso, a equação 3.8 pode ser escrita como:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad \text{com} \quad \bar{\phi}' = 0 \quad (3.11)$$

Considerando duas grandezas quaisquer, A e B, as seguintes regras podem ser aplicadas:

$$\overline{\bar{A}} = \bar{A} \quad (3.12)$$

$$\overline{A + B} = \bar{A} + \bar{B} \quad (3.13)$$

$$\overline{A b'} = 0 \quad (3.14)$$

$$\overline{A b'} = \overline{(\bar{A} + a') b'} = \bar{A} b' + \overline{a' b'} = \bar{A} b' \quad (3.15)$$

$$\overline{A B} = \overline{(\bar{A} + a')(\bar{B} + b')} = \bar{A} \bar{B} + \overline{a' b'} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial^n \bar{A}}{\partial x^n} = \frac{\partial^n \bar{A}}{\partial x^n} \quad (3.17)$$

Estas regras podem ser aplicadas na derivação e simplificação das equações de conservação. Como pode ser visualizado na Equação 3.13, a média da soma das duas grandezas equivalem-se a soma de cada uma de suas médias A e B. Além disto, a média da n-ésima derivada resulta na derivada n-ésima da média da própria quantidade conforme pode ser verificado pela Equação 3.17. Somente as combinações não-lineares nas Equações 3.15 e 3.16 resultam em novas e desconhecidas correlações entre as parcelas flutuantes.

3.8 TURBULÊNCIA

Neste trabalho de simulação de um ventilador axial, o fenômeno de turbulência deve ser modelado devido aos grandes gradientes de velocidade e pressão. Este fenômeno é um processo complexo, principalmente devido a ser tridimensional, transiente e composto de muitas escalas, consistindo de flutuações no campo de escoamento em relação a tempo e espaço, sendo um dos problemas mais complexos na mecânica dos fluidos. A turbulência é caracterizada em altos números de Reynolds e ocorre quando as forças de inércia do fluido tornam-se significativas quando comparadas com as forças viscosas. Diferentes aproximações são usadas para o seu entendimento em problemas de engenharia. A maneira mais simples é fazer com que a então chamada viscosidade turbulenta ou difusividade turbulenta seja como uma propriedade constante. Por muitos anos, o método integral baseado em velocidade empírica e perfis de temperatura foi adaptado em escoamentos tipo jato, onde não era necessário o conhecimento da turbulência.

Na engenharia é necessário um tratamento mais rigoroso para prever escoamentos turbulentos complexos, tais como escoamentos tridimensionais recirculantes ou giratórios onde a viscosidade turbulenta não é constante. A aproximação fundamental para estudos de turbulência é DNS (*Direct Numerical Simulation*) para resolver as equações de Navier-Stokes em tamanho de grade das escalas de Kolmogorov sem usar nenhum modelo de turbulência. Entretanto, o DNS necessita de uma considerável capacidade computacional que ainda são impraticáveis em problemas práticos de engenharia. Uma alternativa é o LES (*Large-Eddy Simulation*), que resolve as equações em tamanho de grade dos grandes turbilhões, mas ainda necessita modelar as pequenas escalas de turbulência. Atualmente, com a utilização de processamento paralelo (*Parallel Virtual Machine - PVM*) o LES vem sendo amplamente utilizado em problemas de engenharia.

Não é necessário resolver os detalhes das flutuações turbulentas para se representar um escoamento na maioria dos problemas práticos de engenharia, sendo somente necessário os efeitos da turbulência no escoamento médio. Utilizam-se para isto os modelos de turbulência estatísticos baseados nas equações da média temporal de Reynolds. Estes modelos, em bases estatísticas, modificam a equação de Navier-Stokes pela introdução da média temporal (*Reynolds averaging*) produzindo as equações de RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). A idéia básica de uma modelagem de turbulência é simular um termo desconhecido de alta ordem usando uma correlação de baixa ordem ou propriedades médias do fluido (Lixing, 1993). Simulações empregando os modelos de turbulência estatísticos além de serem representativos dos problemas encontrados na engenharia, reduzem enormemente o esforço computacional quando comparado ao DNS.

Por outro lado, as equações de RANS introduzem termos desconhecidos que contém produto de quantidades flutuantes que agem como tensores adicionais ao fluido, chamados de tensores de Reynolds. Estes tensores precisam ser modelados por uma equação adicional de quantidade conhecida para obter o fechamento do problema, ou seja, ter um número suficiente de equações para que o problema seja possível de ser resolvido. Esta equação adicional é quem define o tipo de modelo de turbulência e é necessária para o fechamento do problema (CFX, 2004).

Quando se aplica o método da média temporal na equação da continuidade pode-se observar que não há modificações na equação. O mesmo fato não acontece quando se aplica o método da média temporal na equação de movimento e na equação da energia. Nestas duas últimas equações, surgem termos de fluxos turbulentos adicionais ao fluxo difusivo molecular. Estes são os tensores de Reynolds, $\rho \overline{u'_i u'_j}$, referente à equação de transporte de movimento, e o fluxo de Reynolds, $\rho \overline{u'_j \Phi'}$, referente à equação de transporte de escalares. Estes termos surgem dos termos convectivos não lineares nas equações instantâneas após aplicar o método da média temporal.

3.8.1 CONCEITO DE VISCOSIDADE TURBULENTA

Boussinesq, em 1877, propôs, estabelecendo uma analogia com o modelo de Stokes para as tensões viscosas moleculares o seguinte modelo de fechamento para o tensor de Reynolds:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (3.18)$$

onde

$$k \equiv \frac{1}{2} \overline{(u'_i u'_i)} = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.19)$$

é a energia cinética turbulenta. O termo envolvendo o delta de Kronecker δ_{ij} surge devido à necessidade de compatibilizar a definição de k acima com a soma do traço do tensor de Reynolds modelado através da hipótese de Boussinesq. De fato, fazendo $i=j$ tem-se que:

$$-\rho \overline{u'_i u'_i} = 2\mu_t \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \Rightarrow k = \frac{1}{2} \overline{(u'_i u'_i)} \quad (3.20)$$

Ressalta-se que μ_t é a viscosidade turbulenta, uma propriedade do escoamento e não do fluido como a viscosidade molecular. Esta característica implica numa maior dificuldade de avaliação desta propriedade uma vez que ela depende da natureza do próprio escoamento, constituindo-se numa forte não linearidade na solução das equações. Trata-se de uma propriedade que depende do espaço e do tempo.

A energia cinética turbulenta k também aparece no modelo de fechamento proposto por Boussinesq. No entanto, como ela depende apenas do traço do tensor de Reynolds, ela tem uma natureza semelhante à pressão e pode ser incorporada a ela, como será explicado.

3.8.2 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Um modelo de turbulência é o procedimento computacional utilizado que permite resolver as equações de média temporal (equações de RANS). Para a maioria dos problemas de engenharia não é necessário resolver os detalhes das flutuações turbulentas. Somente os efeitos da turbulência no escoamento médio são suficientes, em particular, para expressar os tensores de Reynolds ($\rho \overline{u'_i u'_j}$) e o transporte de fluxo turbulento de escalares conhecidos como fluxos de Reynolds ($\rho \overline{u'_j \Phi'}$). Para que um modelo de turbulência seja

viável computacionalmente ele deve apresentar-se para uma larga faixa de aplicabilidade em problemas diversos, ser robusto, simples e econômico computacionalmente.

Os modelos de turbulência RANS podem ser classificados segundo a dependência ou não do conceito de viscosidade turbulenta. Em ambos os grupos torna-se necessário obter equações de transporte adicionais para o cálculo da viscosidade turbulenta ou para o fechamento alternativo das equações médias de Reynolds, sem passar pelo conceito de viscosidade turbulenta. Neste sentido têm-se dois grandes grupos de modelos que são apresentados na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 – Modelos de turbulência

Modelos de média temporal (RANS)	Número de Equações
<i>Dependentes da viscosidade turbulenta</i>	Modelos a zero equações de transporte: baseados na hipótese do comprimento de mistura de Prandtl;
	Modelos a uma equação (por exemplo, modelo $k-L$): o cálculo passa pela solução de uma equação de transporte adicional, onde k é energia cinética turbulenta e L é o comprimento característico, estimado para cada problema em análise;
	Modelos a duas equações: São os modelos $k-\varepsilon$ ou os modelos $k-\omega$, por exemplo. Duas equações de transporte devem ser deduzidas e resolvidas.
<i>Não dependentes da viscosidade turbulenta</i>	Modelos a zero equações: as tensões turbulentas são relacionadas algebricamente com as componentes médias de velocidade;
	Modelos a seis equações: modelo das tensões de Reynolds com seis equações de transporte para as seis componentes do tensor de Reynolds.

Neste trabalho, será utilizado o modelo baseado nas equações de Reynolds (média temporal - RANS) de duas equações $k-\varepsilon$. O modelo de duas equações $k-\varepsilon$ é baseado na idéia que existe uma analogia entre ação dos tensores viscosos e tensores de Reynolds no escoamento (Launder & Spalding, 1974). Ambos os tensores aparecem no lado direito da equação de movimento e na Lei de Newton da viscosidade o tensor viscoso é tido como sendo

proporcional a taxa de deformação do elemento fluido sendo que, para fluidos incompressíveis, é dado pela Equação 3.21:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.21)$$

onde U_i e U_j são as velocidades instantâneas.

É observado experimentalmente, em escoamento incompressível isotérmico, que o fenômeno da turbulência diminui, a menos que o escoamento seja tensionado constantemente. Além disso, foi observado que os tensores Reynolds $\overline{\rho u'_i u'_j}$ aumentam com o aumento da taxa de deformação do fluido. Esta foi proposta de Boussinesq em 1887 em que os tensores de Reynolds seriam ligados a taxa média de deformação, como pode ser observado pela Equação 3.22:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.22)$$

onde \overline{U}_i e \overline{U}_j são os valores médio da velocidade de escoamento e μ_t a viscosidade turbulenta. Observa-se que o lado direito da Equação 3.21 de Newton é análogo ao da Equação 3.22.

Transporte de calor, massa e outras propriedades escalares são modeladas similarmente. A Equação 3.22 mostra que o transporte de movimento ($-\overline{\rho u'_i u'_j}$) é tido como sendo proporcional ao gradiente da velocidade média (\overline{U}_i e \overline{U}_j), isto é, gradientes de movimento por unidade de massa. Por analogia, o transporte turbulento de um escalar, é feito como sendo proporcional ao gradiente do valor médio da quantidade transportada (hipótese da difusividade turbulenta), conforme a Equação 3.23:

$$-\overline{\rho u'_i \Phi'} = \Gamma_t \frac{\partial \overline{\Phi}}{\partial x_i} \quad (3.23)$$

onde Γ_t é a difusividade turbulenta e Φ é a propriedade escalar média transportada.

3.8.3 ADEQUAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

De forma a obter a formulação média da Equação 3.1 da continuidade, deriva-se a mesma introduzindo o conceito de médias temporais, resultando na seguinte relação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_j}) = 0 \quad (3.24)$$

A equação de transporte da quantidade de movimento 3.2 resulta em:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{U_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_i U_j}) = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho f_i \quad (3.25)$$

Substituindo-se o modelo de Boussinesq nesta equação, tem-se o fechamento, via hipótese de viscosidade turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{U_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_i U_j}) = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{ef} \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \right] + \rho f_i \quad (3.26)$$

onde $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$. Observa-se que o divergente do termo envolvendo a energia cinética turbulenta e o delta de Kronecker resulta no gradiente da energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \right) = \frac{2}{3} \rho \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (3.27)$$

o que permite incorporar este termo ao termo da pressão, gerando uma pressão modificada na equação modelada:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{U_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{U_i U_j}) = -\frac{\partial \overline{P^*}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{ef} \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i \quad (3.28)$$

Observa-se que esta equação de transporte para as componentes médias da velocidade tem uma natureza fechada, sendo composta de um mesmo número de equações

que de incógnitas. Para recuperar o verdadeiro campo de pressão torna-se necessário modelar também a energia cinética turbulenta, o que deve ser feito simultaneamente com o cálculo da viscosidade turbulenta. É importante enfatizar que, quando se resolve as equações da turbulência modeladas, o que se chama de pressão não é a pressão termodinâmica e sim, uma pressão modificada pela energia cinética turbulenta dada por:

$$\overline{P^*} = \overline{P} + \frac{2}{3} \rho k \quad (3.29)$$

Resta ainda o cálculo da viscosidade turbulenta, o que é o papel fundamental dos chamados modelos de turbulência.

3.8.4 MODELO DE COMPRIMENTO DE MISTURA DE PRANDTL

A viscosidade turbulenta é calculada através de uma velocidade e de um comprimento característico:

$$\mu_t \approx \rho V_t \ell_m \quad (3.30)$$

Para escoamentos mais simples, do tipo camada de mistura, jatos e esteiras, considera-se que o cisalhamento médio transversal ao escoamento é predominante sobre o cisalhamento médio em relação às outras direções. Logo,

$$V_t = \ell_m \left| \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right| \quad (3.31)$$

Esta é a chamada hipótese de Prandtl, uma das primeiras tentativas de se calcular a viscosidade turbulenta. O comprimento de mistura permanece como uma incógnita. Tomando como exemplo uma camada de mistura em desenvolvimento espacial ilustrada na Figura 3.1, pode-se estimar o comprimento de mistura de Prandtl. Observa-se que este tipo de escoamento apresenta um comportamento bem determinado em termos do espaçamento criado pela dinâmica das estruturas coerentes. Claramente o comprimento característico deste escoamento é a espessura da camada de mistura $\delta(x)$, então:

$$\ell_m \approx \delta(x) \Rightarrow \ell_m = C\delta(x) \quad (3.32)$$

A constante C é empírica e diferente para cada tipo de escoamento considerado, em função da sua natureza física. A viscosidade turbulenta passa a depender de x e de y como mostra a Equação 3.33. A função $\delta(x)$ é empírica, deduzida a partir de experimentos para todos os escoamentos apresentados.

$$\mu_t(\bar{x}) = \rho \ell_m^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \quad (3.33)$$

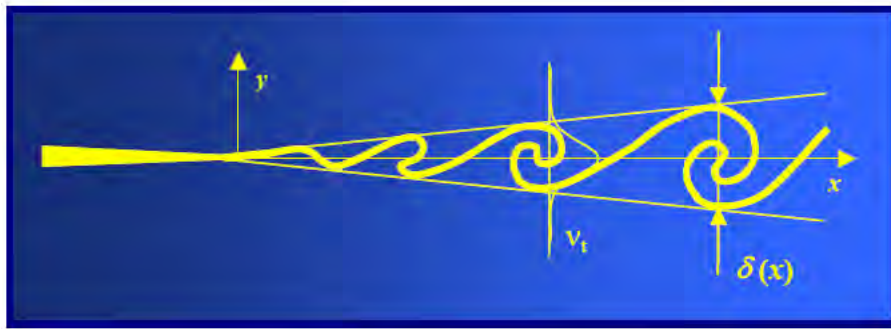


Figura 3.1 – Camada de mistura em desenvolvimento espacial; $v_t = \mu_t/\rho$: distribuição de viscosidade turbulenta; $\delta(x)$: espessura da camada de mistura (Silveira - Neto, 2003)

Para escoamentos mais complexos o modelo do comprimento de mistura de Prandtl torna-se não aplicável devido às dificuldades de se avaliar o comprimento de mistura. Além disto, este tipo de modelo se tornaria pouco representativo, mesmo que o comprimento de mistura pudesse ser avaliado.

3.8.5 MODELO A UMA EQUAÇÃO DE TRANSPORTE

No modelo a uma equação de transporte busca-se o cálculo de uma das grandezas características da turbulência, utilizadas para o cálculo da viscosidade turbulenta, por exemplo, a energia cinética turbulenta com a qual se calcula a velocidade turbulenta característica:

$$V_t = \sqrt{k} \quad (3.34)$$

Partindo das equações de Navier-Stokes e das equações médias de Reynolds, chega-se na equação de transporte para a energia cinética turbulenta (Wilcox, 1998):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{U_j k}) = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (3.35)$$

onde σ_k é uma constante que deve ser ajustada em função do método de solução das equações e do tipo de escoamento a ser simulado, ε é a dissipação de energia cinética turbulenta dada pela Equação 3.36 e ν_t é a viscosidade turbulenta cinemática apresentada na Equação 3.37.

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{\ell} \quad (3.36)$$

$$\nu_t = k^{1/2} \ell = \frac{C_D k^2}{\varepsilon} \quad (3.37)$$

A constante C_D deve ser determinada empiricamente e ℓ é o comprimento característico que pode ser determinado através da Equação 3.38.

$$\ell = k \psi / \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \right) \Rightarrow \psi = \frac{k^{1/2}}{\ell} \quad (3.38)$$

Observa-se que foi introduzida uma nova variável e mais uma equação. Este modelo permite avaliar a função auxiliar ψ e o comprimento ℓ , desde que seja conhecido o campo de k . Isto pode ser feito de forma interativa: dado k calcula-se ψ e ℓ , recalcula-se k pela solução da sua equação de transporte. Procede-se interações até a convergência. Uma longa discussão sobre os valores das constantes e sobre ℓ podem ser encontrados em Wilcox (1998).

3.8.6 MODELO A DUAS EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

Os modelos de turbulência baseados em duas equações de transporte serviram como a base de muitas pesquisas e desenvolvimentos nas duas últimas décadas. São modelos compostos de uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta e outra, seja para o comprimento característico, seja para a dissipação da energia cinética turbulenta. Isto implica que os modelos desta classe são suficientes para calcular diferentes tipos de escoamentos sem a necessidade de se conhecer a estrutura do escoamento à priori. Isto seria verdadeiro caso não se tivesse a necessidade de se ajustar um número muito importante de constantes que são dependentes do tipo de escoamento considerado.

Os modelos a duas equações mais utilizados nos últimos tempos são aqueles do tipo $k-\omega$ e aqueles do tipo $k-\varepsilon$. A primeira equação serve para modelar o transporte da energia cinética turbulenta e a segunda equação, como sugerido por Kolmogorov em 1942, deve ser uma equação para a taxa específica de dissipação ω , ou para a dissipação ε , as quais podem se relacionar com k , ℓ e ν_t das formas seguintes:

$$\ell \approx \frac{h^{1/2}}{\omega}; \quad \varepsilon \approx \omega k; \quad \nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.39)$$

3.8.6.1 MODELO $k - \varepsilon$

O modelo $k-\varepsilon$ padrão baseado na hipótese de Boussinesq, que também é conhecido como modelo de dissipação viscosa (*Eddy Viscosity Models*), apresenta comportamento isotrópico dos tensores de Reynolds. Este modelo sugere que a turbulência consiste de pequenos turbilhões que são continuamente formados e dissipados, e na qual os tensores de Reynolds são assumidos serem proporcionais à média dos gradientes de velocidade.

Modelos que utilizam a suposição da viscosidade dissipativa relacionam os tensores de Reynolds e os fluxos turbulentos (fluxos de Reynolds) às variáveis médias do escoamento. Estes modelos usam a hipótese do gradiente difusivo para relacionar os tensores de Reynolds aos gradientes da velocidade média e a viscosidade turbulenta, conforme mostra a Equação 3.40:

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (3.40)$$

O fluxo de energia turbulento por sua vez, é modelado usando a suposição da difusividade dissipativa que pode ser expresso através da Equação 3.41:

$$-\overline{\rho u'_j h'} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \overline{h}}{\partial x_j} \quad (3.41)$$

onde Pr_t é o número de Prandtl turbulento e μ_t é a viscosidade turbulenta. As flutuações dos termos do trabalho viscoso, para turbulência isotrópica homogênea, são aproximadas pela Equação 3.42:

$$\frac{\partial \overline{u'_i \tau'_{ij}}}{\partial x_j} \approx \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.42)$$

As Equações 3.40, 3.41 e 3.42 somente poderão expressar os termos das flutuações turbulentas das variáveis médias se a energia cinética turbulenta, k , e viscosidade turbulenta, μ_t , forem conhecidas. O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ é capaz de fornecer estas variáveis através da solução de duas equações de transporte, sendo uma para k e outra para ε , para posteriormente calcular a viscosidade turbulenta. A primeira derivação para este modelo foi para escoamentos incompressíveis, nos quais as flutuações de massa específica podem ser ignoradas. A mesma formulação é utilizada para escoamentos compressíveis, com a exceção de um termo que possui formulação distinta para este tipo de escoamento.

A viscosidade turbulenta, μ_t , é modelada como o produto de uma escala turbulenta de velocidade, V_t , e um comprimento de escala turbulenta, ℓ_t , conforme proposto por Prandtl e Kolmogorov. Introduzindo uma constante de proporcionalidade, chega-se a Equação 3.43:

$$\mu_t = \rho C_\mu \ell_t V_t \quad (3.43)$$

A escala de velocidade turbulenta é igual à raiz quadrada da energia cinética turbulenta, k , conforme apresentado anteriormente pela Equação 3.34, sendo que esta é determinada via Equação de transporte. No modelo de duas equações $k - \varepsilon$ assume-se que o comprimento de escala é um comprimento de escala de dissipação e quando as escalas dissipativas turbulentas são isotrópicas, Kolmogorov determinou que:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\ell_t} \quad (3.44)$$

na qual ε é a taxa de dissipação turbulenta de energia cinética. Caso k , ε ou ℓ_t sejam conhecidos, a viscosidade turbulenta é determinada a partir da Equação 3.43 e os tensores de Reynolds podem ser calculados a partir da Equação 3.40, fechando assim as equações turbulentas do transporte de movimento. A tarefa restante é determinar equações para k e ε e condições de contorno apropriadas. Portanto, a viscosidade dissipativa, μ_t , é calculada à partir do produto de uma escala turbulenta de velocidade e um comprimento de escala turbulenta, como segue:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.45)$$

em que ε é a taxa de dissipação de k (o montante de k por massa e tempo convertidos em energia interna de fluido por ação viscosa) e C_μ é uma constante do modelo.

As equações de transporte do modelo para a obtenção local dos valores de k e ε são apresentadas pelas Equações 3.46 e 3.47 respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_j k})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_j \varepsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{E_1} P_k - \rho C_{E_2} \varepsilon) \quad (3.47)$$

em que os coeficientes difusivos são dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.48)$$

$$\Gamma_E = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_E} \quad (3.49)$$

A taxa de produção da energia cinética turbulenta é dada por:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \quad (3.50)$$

A Equação 3.51 é o resultado da substituição do tensor de Reynolds da Equação 3.40 na Equação 3.50:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.51)$$

Todas as constantes existentes no equacionamento do modelo $k - \varepsilon$ estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Constantes do modelo $k - \varepsilon$ (Silveira - Neto, 2003)

Pr_t	C_μ	C_{E_1}	C_{E_2}	σ_k	σ_E
0,90	0,09	1,44	1,92	1,00	1,30

3.9 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para escoamentos reais, um tratamento numérico deve ser adotado, para que as equações diferenciais sejam resolvidas com a utilização de um método numérico, pois as soluções analíticas, para as Equações de Navier Stokes, existem somente para escoamentos simples sob condições ideais. As formulações de Navier-Stokes aplicadas para a hipótese de um meio contínuo, apresentadas inicialmente por Navier em 1822, constituíram-se no ponto de partida do desenvolvimento e aperfeiçoamento de diversas técnicas de solução aplicadas à engenharia (Bird, 1960). Com o aumento do desempenho do processamento computacional,

as soluções analíticas, as técnicas numéricas obtiveram um impulso extraordinário tanto em nível de *hardware* como de *software*. Os métodos numéricos das diferenças finitas e, mais recentemente o dos Volumes Finitos, o qual está sendo empregado neste trabalho, adaptaram-se facilmente aos princípios lógicos do tratamento dos dados computacionalmente. Ambos os métodos compreendem alguns procedimentos básicos comuns e que serão discutidos especificamente para o método dos Volumes Finitos.

O método dos Volumes Finitos é amplamente descrito na literatura em obras como as de Patankar (1980), Azevedo *et al* (1993), Maliska (1995) e Versteeg & Malasekera (1995) sendo sua aplicação discutida em recentes trabalhos tais como o de Ximenes (2004), Moreira (2002) e Fudihara (2000). Os autores abordam tópicos como a discretização numérica e conseqüente obtenção das equações linearizadas e métodos para resolução das equações resultantes.

3.9.1 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

As equações que regem os problemas de escoamentos de fluidos (continuidade, Navier-Stokes e da energia), formam um sistema de equações diferenciais parciais acopladas quase-lineares (Potter & Wiggert, 2004). Em decorrência dos termos não-lineares dessas equações, os métodos analíticos podem produzir poucas soluções. Em geral, as soluções analíticas são possíveis somente se essas equações diferenciais podem ser linearizadas, ou porque os termos não-lineares são naturalmente eliminados (por exemplo, escoamentos totalmente desenvolvidos em dutos e escoamentos que são irrotacionais em todos os pontos) ou porque os termos não-lineares são pequenos quando comparados aos outros termos, de forma que podem ser desprezados (escoamentos nos quais o número de Reynolds é menor que a unidade). Yih (1969) e Schlichting & Gersten (2000) descrevem a maior parte das soluções analíticas mais conhecidas. Se as não-linearidades das equações diferenciais governantes não podem ser desprezadas, que é a situação para a maior parte dos escoamentos de engenharia, são necessários métodos numéricos para a obtenção das soluções. A dinâmica dos fluidos computacional enfoca a obtenção de soluções numéricas para os problemas de escoamento de fluidos utilizando o computador. O advento dos computadores de alta velocidade e de grande capacidade de memória tem permitido a dinâmica dos fluidos computacional à obtenção das soluções para muitos problemas de escoamento. Um dos métodos numéricos desenvolvidos para tratar as equações que regem os problemas de fluidos é o método dos Volumes Finitos.

Este método consiste em uma discretização das equações diferenciais que regem o problema para volumes determinados nos quais o domínio do escoamento é dividido. Os valores de todas as variáveis são calculados no centro de cada volume. O cálculo é feito de maneira iterativa até que se atinja uma determinada convergência satisfatória para a aplicação desejada, obtendo-se então a solução final dos campos de velocidade, pressão, temperatura e outras variáveis que porventura vierem fazer parte da simulação. Este método é uma solução aproximada das equações de balanço de quantidade de movimento e balanço de massa através da discretização do domínio em um número finito de volumes de controle. Também é bastante utilizado na área de fenômenos de transporte, gerando resultados bastante confiáveis, aproximando-se dos valores reais com o aumento do número de volumes utilizados.

Uma abordagem que tem sido utilizada por muitos pesquisadores, tais como Ronel & Baliga (1979), Schneider & Raw (1986) e Schneider & Raw (1987), é discretizar elementos de fluxo no domínio computacional onde os volumes de controle são definidos pelos planos medianos de cada elemento.

3.9.2 MALHAS ESTRUTURADAS E NÃO-ESTRUTURADAS

De acordo com Maliska (2004), quando os volumes de controle são obtidos com uma discretização que segue um sistema de coordenadas globais, conforme a Figura 3.2(a), diz-se que a discretização ou a malha resultante é estruturada, uma vez que cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos. A definição de malha estruturada usada aqui considera apenas aspectos geométricos da malha. Se os volumes da malha possuem uma determinada lei de construção, sempre com o mesmo número de vizinhos, diz-se que a malha é estruturada. O mais importante para o método numérico é a estrutura da matriz de coeficientes resultante do processo de integração.

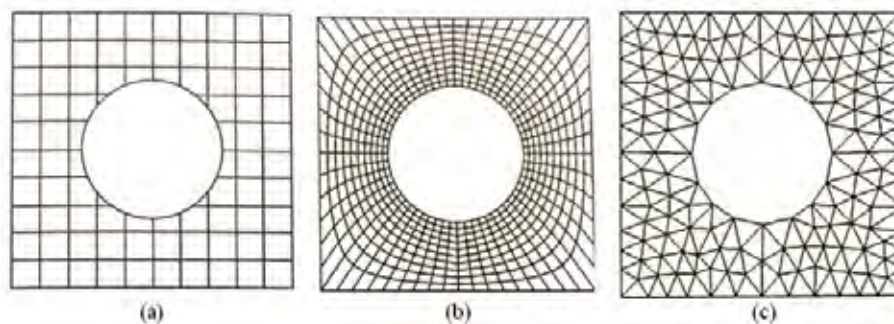


Figura 3.2 – Discretização da estrutura cartesiana (a), estrutura generalizada (b) e não-estruturada (c) (Maliska, 2004)

As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como consequência, obter matrizes diagonais que permitem *solvers* mais fáceis de serem desenvolvidos e mais eficientes. Infelizmente, os problemas reais, em função da complexidade da geometria, não permitem que malhas estruturadas sejam sempre empregadas. As malhas não-estruturadas entram, então, em cena. Elas são mais versáteis, com mais facilidade para adaptatividade e extremamente mais aptas a discretizar geometrias irregulares com cantos e saliências. Por exemplo, uma discretização cartesiana para uma geometria com um furo, conforme a Figura 3.2(a), não é adequada para a fronteira interna, sendo preferível a discretização mostrada na Figura 3.2(b), que segue um sistema de coordenadas generalizadas, ou a discretização mostrada na Figura 3.2(c), não-estruturada, sendo as duas últimas coincidentes com a fronteira do domínio, isto é, não possuem volumes quebrados na fronteira.

Em muitos problemas, apenas malhas não-estruturadas conseguem discretizar adequadamente o domínio. Entretanto, elas apresentam a dificuldade de ordenação, que por sua vez dará origem a matrizes não-diagonais.

Existem vantagens e desvantagens em cada uma das discretizações e a escolha depende da natureza do problema. No presente trabalho optou-se pela utilização da malha não-estruturada pelo fato da grande complexibilidade das geometrias.

3.9.3 TERMOS DIFUSIVOS

Nas equações discretizadas vários termos requisitam soluções que precisam ser avaliadas nos pontos de integração (p.i.), entretanto os campos representativos da solução do problema ficam armazenados nos nós da malha. Para que se calcule a variação dos campos representativos da solução no interior do elemento, funções de forma originárias do método dos Elementos Finitos são empregadas. As funções de forma presentes no código CFX são lineares em termos de coordenadas paramétricas.

De acordo com este conceito de funções de forma (*shape functions*), uma variável ϕ varia com um elemento da seguinte forma:

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{no}} N_i \phi_i \quad (3.52)$$

onde N_i é a função de forma para o nó i e ϕ_i é o valor de ϕ no nó i .

O somatório deve ser avaliado sobre todo o elemento. As propriedades principais da função de forma incluem:

$$\sum_{i=1}^{N_{no}} N_i = 1 \quad (3.53)$$

$$\text{Sendo no nó } j, N_i = \begin{cases} 1 & \text{para } i = j \\ 0 & \text{para } i \neq j \end{cases}$$

As funções de forma lineares dos elementos utilizadas no CFX são s , t e u que são as variáveis paramétricas.

De acordo com a aproximação padrão pelos elementos finitos, as funções de forma são utilizadas para avaliar as derivadas para todos os termos difusivos. Por exemplo, para a derivada na direção x do ponto de integração:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{p.i.} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{p.i.} \phi_n \quad (3.54)$$

O somatório é sobre todas as funções de forma do elemento. As derivadas cartesianas das funções de forma podem ser expressas pelas suas derivadas locais via Jacobiano (CFX - User guide, 2004):

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix}$$

Os gradientes da função de forma podem ser avaliados na atual localização de cada p.i., ou na localização de intersecção de cada p.i. da superfície com a aresta do elemento.

3.9.4 TERMOS ADVECTIVOS

O cálculo dos fluxos advectivos e difusivos nas equações governantes do fenômeno em questão deve ser realizado em função dos valores das funções de interpolação nos pontos nodais. Isto significa que a função de interpolação conecta os pontos nodais, onde se armazena a variável transportada. Portanto, deve-se utilizar uma variável de interpolação que tenha erro mínimo e que não envolva muitos pontos nodais (Maliska, 2004). A situação ideal é aquela que tem uma função de interpolação que conecte os pontos nodais com a própria solução do problema.

A variável $\phi_{p.i.}$ (no ponto de integração) deve ser relacionada aos valores nodais de ϕ , isto para completa discretização dos termos convectivos. No CFX, a implementação destes termos pode ser escrita da seguinte forma:

$$\phi_{p.i.} = \phi_{no} + \beta \nabla \phi \Delta \vec{s} \quad (3.55)$$

onde ϕ_{no} representa o nó seguinte, $\nabla \phi$ é o gradiente de ϕ e \vec{s} é o vetor do nó seguinte ao ponto de integração. Dependendo da escolha do valor de β é o esquema a ser utilizado. O esquema utilizado em todas as simulações foi o método de segunda ordem (*High Resolution*) onde o valor de β é computado próximo a 1. Uma vez que apenas este método de interpolação foi utilizado para tratar os termos advectivos, somente ele será relatado neste trabalho. A experiência para o valor de β esta baseado nos trabalhos de Barth & Jespersion (1989). O esquema é de grande acurácia e robusto reduzindo para primeira ordem próximo as descontinuidades ($\beta = 0$).

3.9.5 TERMO DE PRESSÃO

A integral de superfície do gradiente de pressão, presente na equação de movimento, envolve a avaliação da expressão:

$$(P \Delta n_{p.i.})_{p.i.} \quad (3.56)$$

A obtenção de $P_{p.i.}$ é utilizando funções de forma:

$$P_{p.i.} = \sum_n N_n(s_{p.i.}, t_{p.i.}, u_{p.i.})P_n \quad (3.57)$$

Assim como no termo difusivo, a função de forma utilizada para interpolar a pressão P pode ser avaliada na atual localização de cada ponto de integração, ou na localização de intersecção de cada p.i. da superfície com a aresta do elemento

3.9.6 ACOPLAMENTO PRESSÃO VELOCIDADE

Na resolução das equações diferenciais através da discretização das mesmas em equações algébricas, deve-se determinar um campo de pressões que, quando inserido nas equações de momentum, origine um campo de velocidades que satisfaça a equação da conservação de massa (Maliska, 2004). Este processo é chamado de acoplamento pressão-velocidade, que através de iterações corrige os valores de pressão e velocidade.

O CFX utiliza-se de uma única célula. Este arranjo é conhecido como co-localizado e é um mecanismo para superar o desacoplamento entre pressão e velocidade presente nos arranjos onde as células estão deslocadas. Uma representação unidimensional da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_i + \frac{\Delta x^3 A}{4\dot{m}} \left(\frac{\partial^4 P}{\partial x^4}\right)_i = 0 \quad (3.58)$$

onde $\dot{m} = \rho U_j \Delta n_j$

A equação da continuidade é uma aproximação por diferenças centrais de segunda ordem aproximada por uma derivada de primeira ordem na velocidade, modificada por uma derivada de quarta ordem na pressão que age como um redistribuidor da influência da pressão. Este método é bastante robusto no que se refere a mudanças bruscas na pressão ou ação de forças de campo.

Durante o processo de refinamento da malha, a ordem de grandeza do segundo termo da equação 3.58 se anula a uma taxa relativa de Δx^3 relativa a derivada de velocidade. Este processo ocorre até que a forma diferencial desejada da equação da continuidade seja rapidamente recuperada. Este termo é um termo de estabilização para a pressão. Maiores detalhes a respeito do problema do acoplamento e formas de solução para escoamentos poderão ser encontrados em Maliska (2004). A discretização de cada termo das equações

governantes pode ser alterada no CFX de acordo com a necessidade do usuário. Tais escolhas irão permitir uma melhor convergência do problema.

3.10 O CÓDIGO CFX

Todo o procedimento numérico descrito é implementado com auxílio do código computacional CFX versão 5.7, da ANSYS, o qual consiste de um poderoso gerador de malhas (Icem CFD 5.0 - CFX) e de um módulo de solução das equações de transporte, em que as soluções numéricas são obtidas pelo método dos Volumes Finitos. O código é dividido em três módulos:

- Pré-processador (CFX-pré);
- Processador (CFX-solver);
- Pós-processador (CFX-pós).

3.10.1 PRÉ-PROCESSADOR

O pré-processador do código CFX é denominado “*build*”. Dentre as principais características de utilização deste pré-processador, destacam-se a fácil interface usuário-programa, permitindo-se a importação de geometrias de programas como o CAD e a possibilidade de geração de malhas estruturadas e não estruturadas.

Entende-se como pré-processamento também a geração de um arquivo de comando no qual é prescrito o tipo de problema a ser solucionado, o sistema de coordenadas, as condições de contorno, os algoritmos de solução e seus parâmetros, além dos parâmetros dos modelos característicos do problema.

3.10.2 PROCESSADOR

Conjugando-se a malha numérica com o arquivo de comando que descreve as condições de entrada e parâmetros de resolução, provenientes da etapa de pré-processamento, tem-se a simulação propriamente dita do escoamento. O módulo denominado “*solver*” é o módulo de processamento do código CFX responsável pela discretização e resolução das equações diferenciais pelo método dos Volumes Finitos.

A cada interrupção de processamento, mesmo que não tenha sido satisfeito o critério de convergência, é gerado um arquivo com os resultados, o qual pode ser analisado na etapa de pós-processamento, bem como pode ser utilizado para reinício do mesmo problema, até que se atinja o critério de convergência desejado.

3.10.3 PÓS-PROCESSADOR

A obtenção, interpretação e visualização dos resultados obtidos no código CFX são feitas pelo módulo de pós-processamento. Sua interface gráfica é intuitiva e de fácil acesso e manuseio, permitindo a geração dos mais variados gráficos, tanto bidimensionais como tridimensionais, fornecendo importantes ferramentas para a visualização científica dos resultados numéricos.

Modelo Computacional

4.1 EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

As equações diferenciais aproximadas por uma expressão algébrica envolvem uma discretização das equações no domínio espacial dentro de um volume de controle. As equações governantes são integradas sobre cada volume de controle, tal que a quantidade relevante (massa, movimento, energia, etc.) é conservada para cada volume de controle.

Em uma análise isotérmica e incompressível (consideração feita no presente trabalho) as equações resolvidas para o domínio discretizado do escoamento são as equações de conservação da massa 3.24 e movimento 3.28, discutidas anteriormente no Capítulo 3:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j) = 0 \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{P}^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{ef} \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i \quad (3.28)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, t é o tempo, U_i e U_j são os vetores velocidade, x_i e x_j são as componentes espaciais em coordenadas cartesianas, P^* é a pressão modificada pela energia cinética turbulenta, μ_{ef} é a viscosidade efetiva do fluido e f_i está relacionada as forças de campo.

Para o modelo de turbulência $k-\varepsilon$, as equações de transporte utilizadas para a obtenção local dos valores de k e ε são respectivamente as equações 3.46 e 3.47:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\overline{U}_j\varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_E \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{E_1} P_k - \rho C_{E_2} \varepsilon) \quad (3.47)$$

onde Γ_k e Γ_E são os coeficientes difusivos, P_k é a taxa de produção da energia cinética turbulenta e C_{E_1} e C_{E_2} são as constantes do modelo.

4.2 GEOMETRIAS DOS MODELOS

Para a construção dos modelos computacionais, foi preciso desenhar toda a geometria 3D do ventilador acoplado nos dutos e do sistema de pulverização completo. Esta geometria foi obtida com auxílio do programa de CAD Pro-Engineer Wild Fire 2.0.

A Figura 4.1 mostra o desenho 3D do ventilador acoplado no duto e a Figura 4.2 apresenta o detalhe do ventilador de 622 mm de diâmetro.

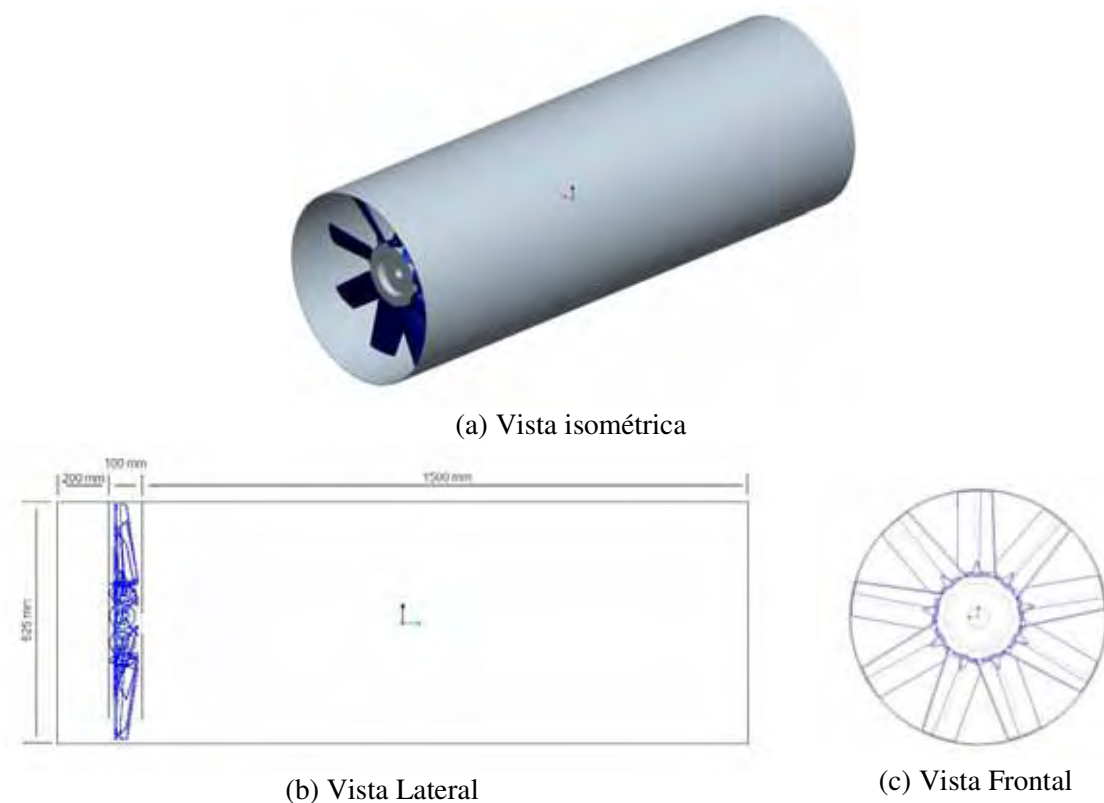


Figura 4.1 – Desenho 3D do ventilador no duto

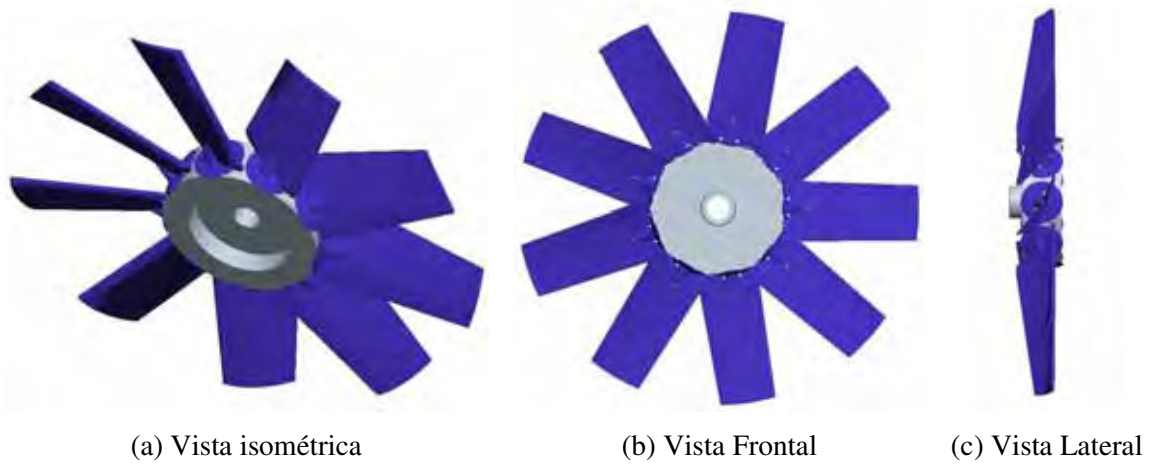


Figura 4.2 – Desenho 3D do ventilador

A Figura 4.3 apresenta a montagem completa do sistema de pulverização com o ventilador de 622 mm de diâmetro e a Figura 4.4 mostra as aletas direcionadoras de fluxo.



Figura 4.3 – Vista isométrica do sistema de pulverização completo



Figura 4.4 – Desenho 3D das aletas direcionadoras de fluxo

4.3 MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

A partir da geometria 3D foi possível discretizar toda a estrutura em volumes finitos utilizando uma malha tetraédrica não estruturada construída com o gerador de malhas Icem CFD 5.0.

4.3.1 VENTILADOR

O modelo de análise do ventilador acoplado no duto foi reduzido a uma fatia de 40 graus (ângulo ocupado por uma pá) utilizando uma interface de periodicidade para representar todo o ventilador. Esta técnica é muito utilizada para diminuir o número de elementos e o tempo de processamento. Este modelo é composto por três subdomínios: um subdomínio estacionário a montante do ventilador (1), um subdomínio rotacional contendo o ventilador (2) e outro subdomínio estacionário à jusante (3) conforme apresentado na Figura 4.5. A Figura 4.6 apresenta o detalhe do domínio rotativo.

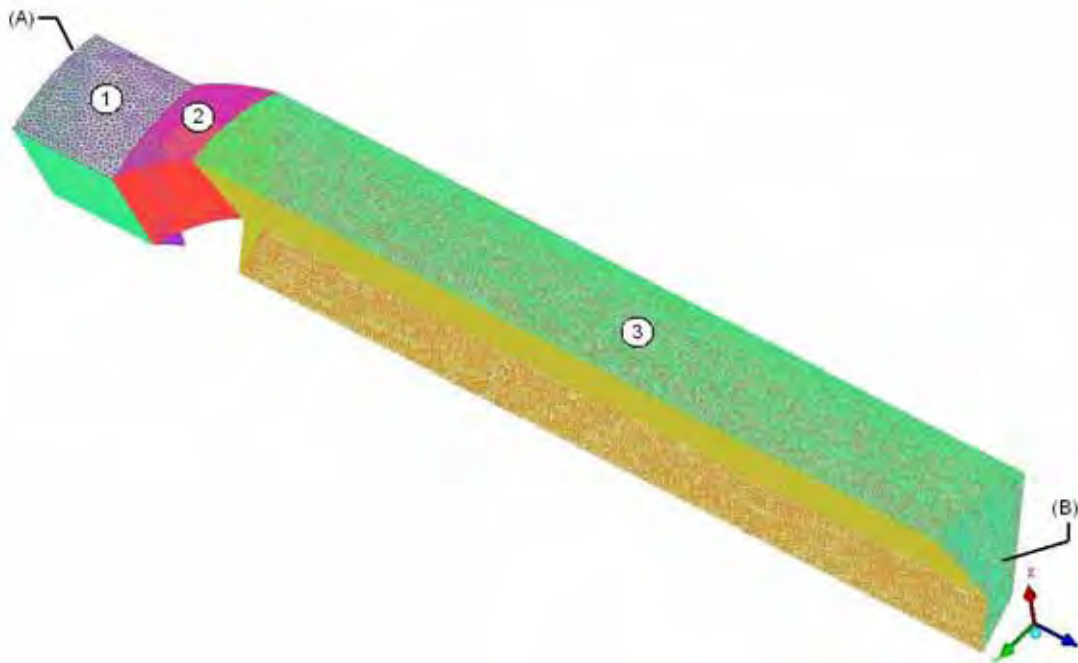


Figura 4.5 – Domínio de cálculo do ventilador

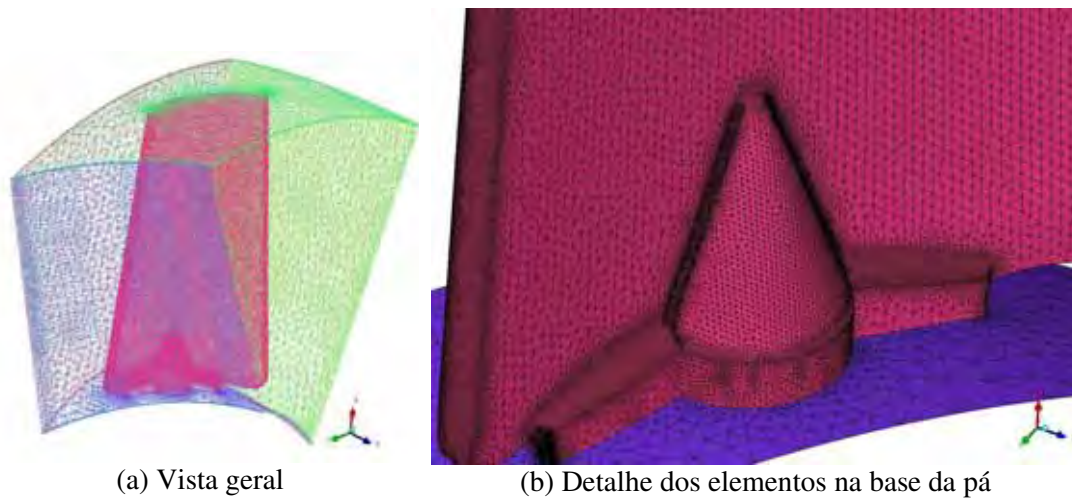


Figura 4.6 – Detalhe do domínio rotativo

Foram estudadas algumas malhas com objetivo de representar o fenômeno com suficiente detalhamento, exigindo o mínimo esforço computacional possível. Para este modelo chegou-se a um número de volumes em torno de 1 milhão. Para cada caso analisado, o tempo de cálculo necessário foi aproximadamente de 2 horas até que todas as variáveis atingissem o critério de convergência (resíduo médio entre as iterações inferior a 10^{-4}). O computador utilizado apresenta a seguinte configuração:

- CPU: AMD Opteron Processor 242 - 1,60 GHz;
- Memória RAM: 4 GB;
- Discos Rígidos: 2x 80 GB - IDE
- Sistema operacional: Windows XP.

A massa específica do ar é considerada constante em todas as simulações (para o ar a 29°C, têm-se as seguintes propriedades: Massa específica = $1,0866 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade = $1,831 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$), pois o escoamento é considerado incompressível e isotérmico e a ação da gravidade é desprezada.

Para a determinação das curvas características do ventilador foram necessários dois tipos de análise utilizando o software CFX 5.7: a primeira com as seguintes condições de contorno:

- Entrada de ar com pressão total relativa zero no extremo do domínio a montante (*inlet* (A));
- Saída de ar com pressão estática relativa zero no extremo do domínio a jusante (*opening* (B));

- Velocidade zero nas paredes dos domínios estacionários (condição de parede lisa sem escorregamento);
- Velocidade igual à rotação do ventilador para as paredes das pás e o cubo que estão no domínio rotacional.

Com estas condições de contorno, todo o escoamento é produzido pelo movimento das pás que estão no subdomínio rotacional em relação ao domínio estacionário e o valor de vazão na saída é máximo.

Na segunda análise a condição de contorno na saída é alterada para um valor de vazão 10% inferior ao valor máximo obtido na primeira análise. Este procedimento é repetido por mais três vezes, diminuindo o valor de vazão máxima em 20, 30 e 40%. Com isso são obtidos cinco pontos para construção das curvas do ventilador em cada rotação (1500, 1750, 2600 e 3000 rpm).

4.3.2 SISTEMA DE APLICAÇÃO

Este modelo é composto por três subdomínios: um subdomínio rotativo contendo o ventilador reduzido a uma fatia de 40 graus (1), um subdomínio estacionário contendo as aletas direcionadoras de fluxo reduzido a uma fatia de 45 graus (ângulo ocupado por uma aleta (2)) e outro subdomínio estacionário a jusante representando a saída do difusor (3) conforme apresentado na Figura 4.7.

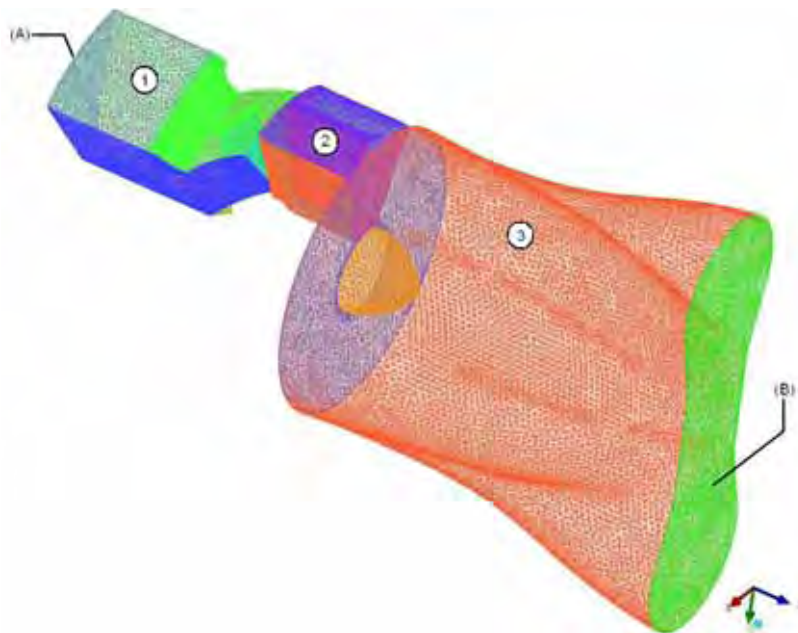


Figura 4.7 – Domínio de cálculo do sistema de pulverização

As interfaces entre os subdomínios 1-2 e 2-3 são interfaces do tipo fluido-fluido com variação de ângulo em 40-45 e 45-360 graus respectivamente. A Figura 4.8 mostra o detalhe da pá e da aleta direcionadora de fluxo.

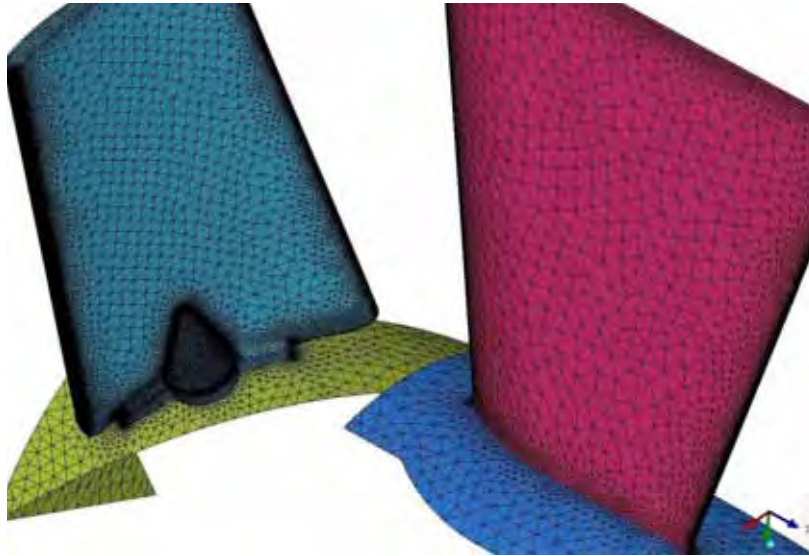


Figura 4.8 – Detalhe da pá e aleta direcionadora de fluxo

Para este modelo chegou-se a um número de volumes em torno de 3,5 milhões. Para cada caso analisado, o tempo de cálculo necessário foi aproximadamente de 10 horas até que todas as variáveis atingissem o critério de convergência (resíduo médio entre as iterações inferior a 10^{-4}).

Na obtenção da curva do sistema foram realizadas várias análises variando-se a rotação do ventilador em 1500, 1750, 2600 e 3000 rpm com as condições de contorno fixas:

- Entrada de ar com pressão total relativa zero no extremo do domínio a montante (*inlet* (A));
- Saída de ar com pressão estática relativa zero no extremo do domínio a jusante (*opening* (B));
- Velocidade zero nas paredes dos domínios estacionários (condição de parede lisa sem escorregamento);
- Velocidade igual à rotação do ventilador para as paredes das pás e o cubo que estão no domínio rotacional.

Materiais e métodos

5.1 DESCRIÇÃO DO TÚNEL DE VENTO

No presente trabalho, um túnel de vento horizontal foi utilizado para investigar experimentalmente o escoamento produzido por um ventilador axial e um sistema de pulverização agrícola, determinando suas curvas características. Os ensaios conduzidos nessa instalação, permitiram a obtenção de resultados quantitativos de pressão, vazão e potência. A montagem do túnel e a medição dos resultados experimentais estão de acordo com a norma para testes de ventiladores em laboratório (ANSI/AMCA 210-99).

A Figura 5.1 apresenta o desenho esquemático da bancada experimental de 622 mm de diâmetro.

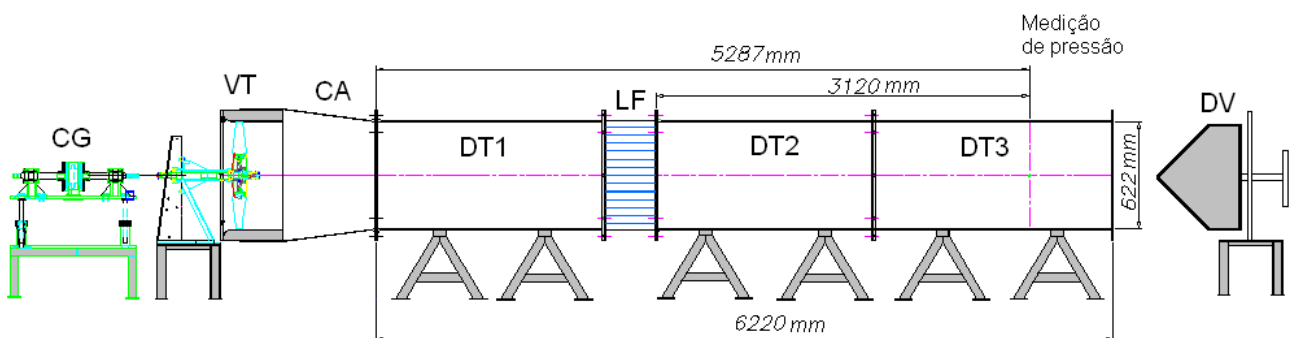


Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada montada

A bancada é composta pelos seguintes componentes apresentados em detalhe nas Figuras de 5.2 a 5.5:

- VT - Ventilador axial de 622 mm de diâmetro;
- CA - Caixa de acoplamento do ventilador;
- DT - Dutos de ar com 622 mm de diâmetro;

- LF - Laminador de fluxo;
- DV - Dispositivo de controle de vazão.



Figura 5.2 – Caixa de acoplamento do ventilador



Figura 5.3 – Dutos de ar com 622 mm de diâmetro



Figura 5.4 – Laminador de fluxo



Figura 5.5 – Dispositivo de controle de vazão

Para a medição das variáveis foram necessários os seguintes equipamentos apresentados em detalhe nas Figuras de 5.6 a 5.11:

- Trena modelo Starret (0,001 – 3 m);
- Termômetro digital Fluke 52 série II;
- Tacômetro digital Opho Tako HT 1300;
- CG - Célula de carga Kyowa modelo TPH 200kmA;

- Tubo de Pitot;
- Coluna d água Dwyer Instrumentation;
- Barômetro convencional.



Figura 5.6 – Termômetro digital



Figura 5.7 – Tacômetro digital



Figura 5.8 – Célula de carga (CG)



Figura 5.9 – Tubo de Pitot



Figura 5.10 – Coluna d água inclinada



Figura 5.11 – Barômetro convencional

5.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

As curvas características do ventilador e do sistema foram obtidas com o ângulo de ataque da pá em 32 graus, escolhido por ser o ângulo médio dentre as possíveis variações (28, 32 e 36 graus), em quatro diferentes rotações do ventilador: 1500, 1750, 2600 e 3000 rpm. As rotações foram escolhidas baseadas nas possibilidades do projeto do motor hidráulico do pulverizador (responsável pela rotação do ventilador) limitada em 3000 rpm sendo esta a máxima rotação recomendada pelo fabricante do ventilador.

5.2.1 CURVAS DO VENTILADOR

Para cada rotação, ajustadas com auxílio do tacômetro foram realizadas 10 medidas de pressão (tomadas com o Tubo de Pitot) na região de medição da bancada de testes (de acordo com a norma ANSI/AMCA 210-99). Cada medida foi realizada em uma determinada vazão que pode ser ajustada com o dispositivo de controle de vazão. Este dispositivo foi encostado na tubulação bloqueando a saída de ar para que fosse realizada a primeira medida de pressão. Posteriormente o dispositivo foi afastado em 50, 100, 150, 200, 250, 300, 450 e 600 mm e para cada posição realizada uma nova medida. Também foi feita uma medida com a tubulação totalmente aberta (sem o dispositivo). Para cada vazão obteve-se um valor de torque no eixo do ventilador que foi monitorado através da célula de carga. Com os valores de torque e rotação foi calculada a potência de entrada do ventilador.

Com estes parâmetros foi possível traçar as curvas de pressão, rendimento e potência do ventilador para as quatro rotações aproximando os pontos de medida para curvas polinomiais de terceira ordem que serão apresentadas e discutidas no Capítulo 6.

5.2.2 CURVA DO SISTEMA

O sistema de pulverização apresentado no Capítulo 2 foi acoplado na saída da tubulação e então foram realizadas quatro medidas de pressão na região de medição da bancada de testes variando-se a rotação do ventilador.

Com os valores de pressão foi traçada a curva característica do sistema de pulverização, que também será apresentada e discutida no Capítulo 6.

Obs.: Antes da realização de todos os experimentos foram feitas medidas da temperatura ambiente e da pressão barométrica para o ajuste das pressões de acordo com a norma ANSI/AMCA 210-99.

Resultados e discussões

6.1 INTRODUÇÃO

Todos os resultados aqui apresentados foram gerados no túnel de vento e pelas análises computacionais utilizando o software CFX 5.7, ambos descritos nos capítulos anteriores. Esses resultados são apresentados em duas etapas. Na primeira, os resultados obtidos experimentalmente são confrontados com os obtidos numericamente em forma de curvas características para um ângulo de ataque da pá em 32 graus nas rotações de 1500, 1750, 2600 e 3000 rpm. Na segunda etapa são apresentados os resultados numéricos da influência da variação do ângulo de ataque da pá em 28, 32 e 36 graus e da otimização do sistema de pulverização ambos para uma rotação de 2600 rpm. A análise de incertezas dos resultados experimentais é apresentada no Apêndice A.

Todos os resultados numéricos foram calculados utilizando a ferramenta de cálculo automático para turbomáquinas do pós-processador do CFX onde são especificadas as regiões de entrada (*inlet*) e saída (*outlet*), as superfícies e o eixo de rotação das pás obtendo os valores das variáveis de interesse (vazão, potência, rendimento e pressão).

6.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS NUMÉRICAS E EXPERIMENTAIS

Para o sistema de pulverização foram feitas duas tabelas apresentando os resultados numéricos e os medidos experimentalmente para cada rotação do ventilador.

A Tabela 6.1 apresenta os resultados numéricos e a Tabela 6.2 os resultados experimentais do sistema de pulverização.

Tabela 6.1 – Resultados numéricos do sistema de pulverização

Condição de contorno Rotação n_r [rpm]	<i>Parâmetros calculados</i>		
	Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]
3000	7,84	10,99	57,07
2600	6,67	6,91	40,89
1750	4,57	2,25	19,43
1500	3,92	1,39	14,24

Tabela 6.2 – Resultados experimentais do sistema de pulverização

<i>Parâmetros medidos</i>			
Rotação n_r [rpm]	Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]
3000 ± 0,1	7,55 ± 0,022	10,20 ± 0,021	59,10 ± 2,54.10 ⁻⁴
2600 ± 0,1	6,56 ± 0,026	6,70 ± 0,021	45,03 ± 2,54.10 ⁻⁴
1750 ± 0,1	4,55 ± 0,040	2,40 ± 0,021	20,64 ± 2,54.10 ⁻⁴
1500 ± 0,1	3,81 ± 0,046	1,60 ± 0,021	14,07 ± 2,54.10 ⁻⁴

Para cada rotação do ventilador também foram feitas duas tabelas com os resultados numéricos e os medidos experimentalmente e a partir destas tabelas foi gerado o gráfico de confronto das curvas características numérica *versus* experimental apontando o ponto de operação no sistema de pulverização.

• **Rotação de 1500 rpm:**

Tabela 6.3 – Resultados numéricos para a rotação de 1500 rpm

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>			
	Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
	3,78	1,24	13,44	58,7
	3,41	1,38	19,13	67,2
	3,22	1,43	21,64	69,5
	2,62	1,45	27,02	69,8
	1,90	1,37	29,29	58,1

Tabela 6.4 – Resultados experimentais para a rotação de 1500 rpm

<i>Parâmetros medidos</i>			
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
3,99 ± 0,050	1,18 ± 0,021	11,16 ± 2,54.10 ⁻⁴	54,8 ± 1,64
3,90 ± 0,049	1,24 ± 0,021	11,63 ± 2,54.10 ⁻⁴	53,2 ± 1,53
3,76 ± 0,044	1,34 ± 0,021	14,26 ± 2,54.10 ⁻⁴	57,8 ± 1,46
3,65 ± 0,041	1,40 ± 0,021	16,14 ± 2,54.10 ⁻⁴	61,1 ± 1,43
3,41 ± 0,039	1,49 ± 0,021	18,39 ± 2,54.10 ⁻⁴	61,0 ± 1,33
2,95 ± 0,035	1,45 ± 0,021	22,05 ± 2,54.10 ⁻⁴	64,7 ± 1,38
2,14 ± 0,035	0,99 ± 0,021	22,70 ± 2,54.10 ⁻⁴	71,1 ± 2,01
1,30 ± 0,030	1,44 ± 0,021	30,78 ± 2,54.10 ⁻⁴	40,0 ± 1,08
0,00 ± 0,024	1,74 ± 0,021	45,97 ± 2,54.10 ⁻⁴	0,00 ± 0,86

A Figura 6.1 apresenta o gráfico com as curvas de rendimento, pressão e potência do ventilador em uma rotação de 1500 rpm e as curvas do sistema de pulverização.

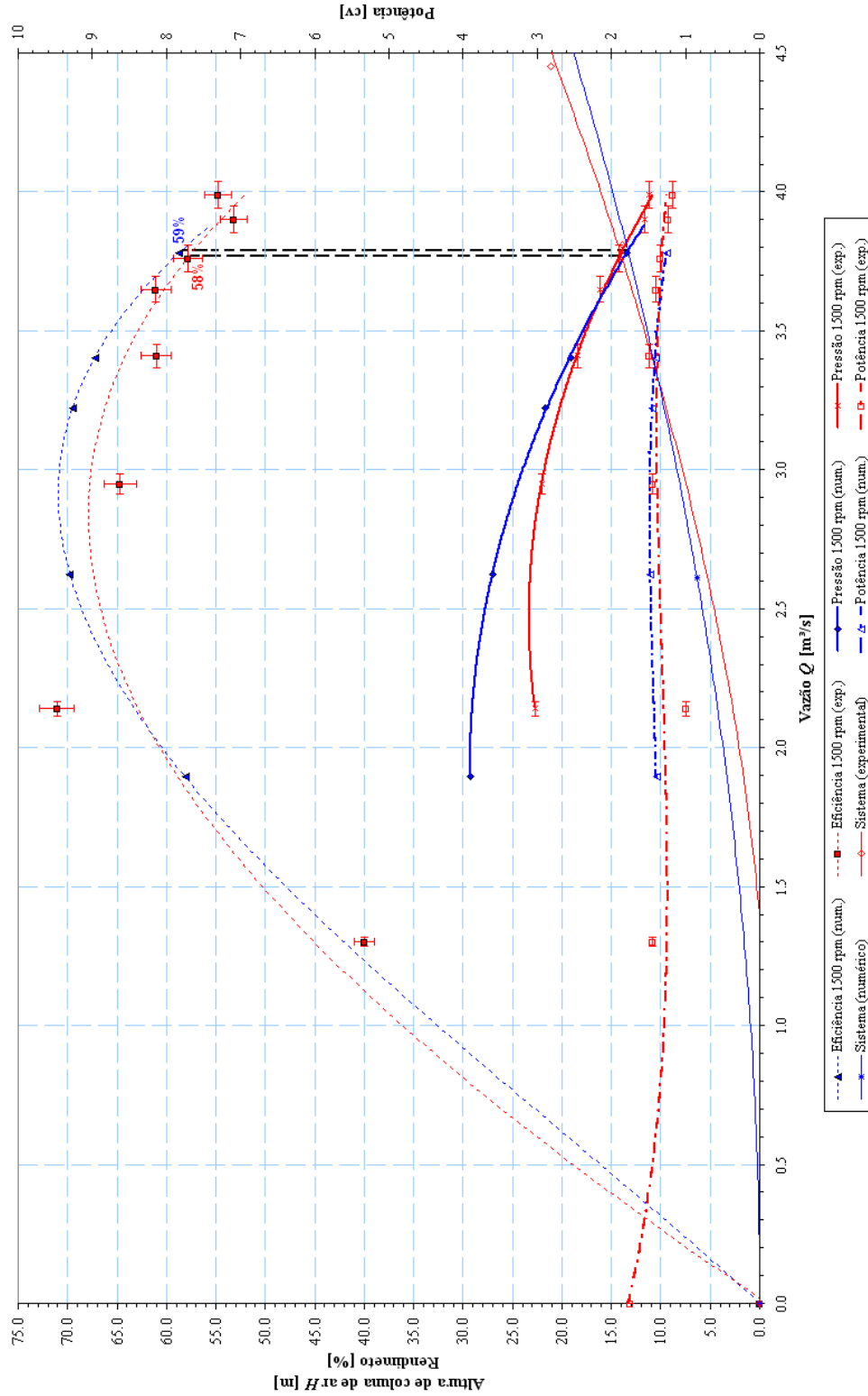


Figura 6.1 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 1500 rpm

Os resultados experimentais mostram um rendimento do ventilador no sistema de pulverização de 58%. Comparando com os resultados obtidos numericamente, observa-se que todas as curvas seguem a mesma tendência, apresentando um rendimento no sistema de 59%. A diferença de vazão para o ponto de operação nos dois casos é bem pequena, próxima a 0,5%.

• **Rotação de 1750 rpm:**

Tabela 6.5 – Resultados numéricos para a rotação de 1750 rpm

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>		
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
4,30	2,03	20,36	61,5
3,87	2,24	27,48	67,8
3,41	2,37	34,97	71,9
2,94	2,29	37,10	68,2
2,12	2,19	41,39	57,5

Tabela 6.6 – Resultados experimentais para a rotação de 1750 rpm

Parâmetros medidos			
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
4,67 ± 0,043	1,88 ± 0,021	15,20 ± 2,54.10 ⁻⁴	54,8 ± 1,14
4,59 ± 0,041	1,90 ± 0,021	16,04 ± 2,54.10 ⁻⁴	56,1 ± 1,13
4,44 ± 0,038	2,05 ± 0,021	19,23 ± 2,54.10 ⁻⁴	60,4 ± 1,08
4,25 ± 0,036	2,20 ± 0,021	21,67 ± 2,54.10 ⁻⁴	60,5 ± 1,00
4,09 ± 0,033	2,18 ± 0,021	25,42 ± 2,54.10 ⁻⁴	69,1 ± 1,06
3,51 ± 0,031	2,30 ± 0,021	28,89 ± 2,54.10 ⁻⁴	63,9 ± 0,94
2,51 ± 0,030	1,93 ± 0,021	30,40 ± 2,54.10 ⁻⁴	57,2 ± 1,00
1,56 ± 0,026	2,25 ± 0,021	41,75 ± 2,54.10 ⁻⁴	41,8 ± 0,79
0,00 ± 0,021	2,66 ± 0,021	62,48 ± 2,54.10 ⁻⁴	0,00 ± 0,66

A Figura 6.2 apresenta o gráfico com as curvas de rendimento, pressão e potência do ventilador em uma rotação de 1750 rpm e as curvas do sistema de pulverização.

Experimentalmente obteve-se um rendimento do sistema de 60,5%, Já os resultados numéricos apontam um rendimento de 59,5%. O ponto de operação do ventilador no sistema em ambos os casos é coincidente com uma vazão de aproximadamente 4,4 m³/s.

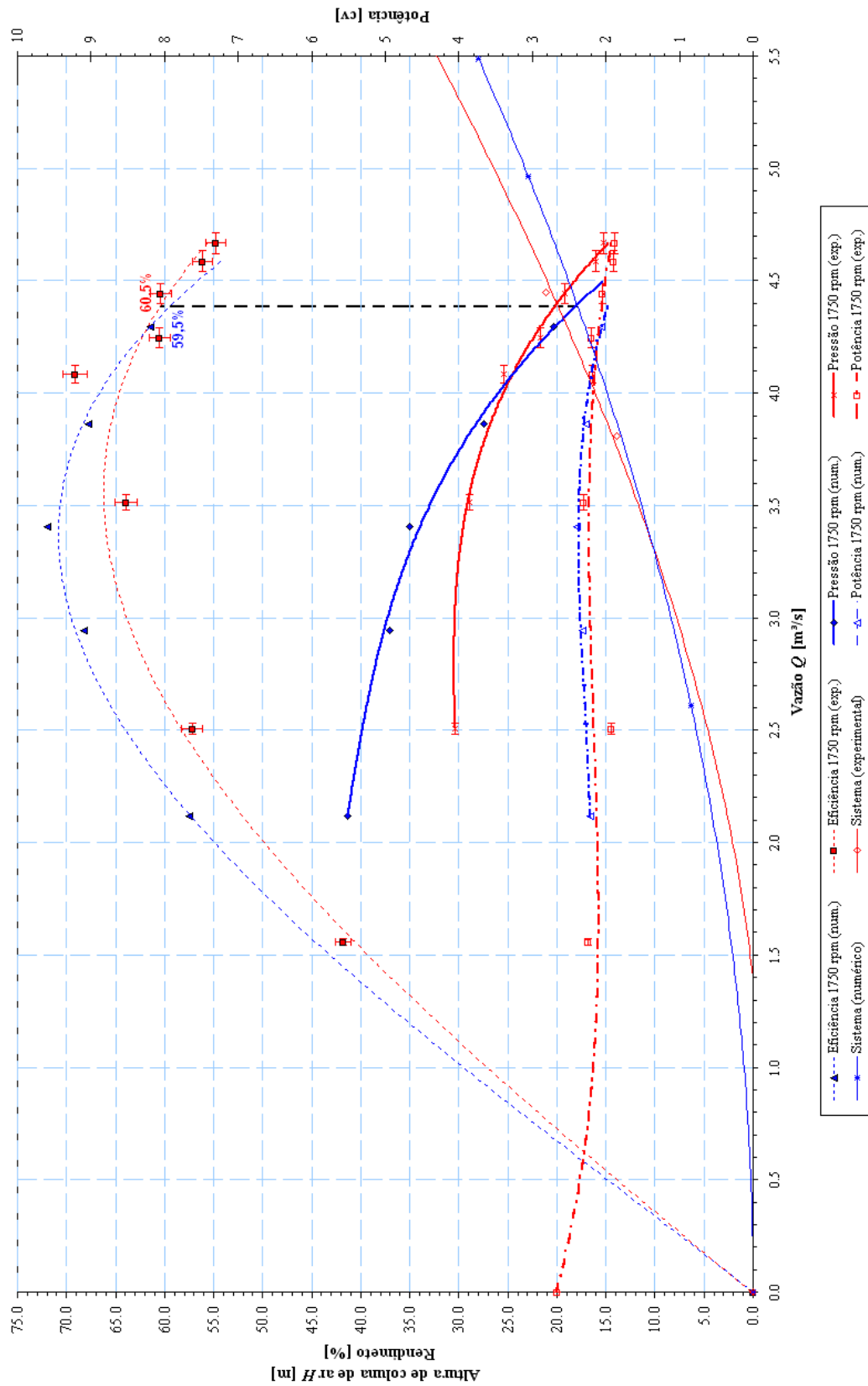


Figura 6.2 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 1750 rpm

• Rotação de 2600 rpm:

Tabela 6.7 – Resultados numéricos para a rotação de 2600 rpm

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>			
	Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
	6,40	6,66	44,85	61,5
	5,75	7,33	61,01	68,4
	5,11	7,75	76,19	71,8
	4,47	7,65	86,36	72,2
	3,19	7,14	92,13	58,9

Tabela 6.8 – Resultados experimentais para a rotação de 2600 rpm

Parâmetros medidos			
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
6,87 ± 0,029	5,43 ± 0,021	32,83 ± 2,54.10 ⁻⁴	60,1 ± 0,54
6,78 ± 0,028	5,68 ± 0,021	34,52 ± 2,54.10 ⁻⁴	59,8 ± 0,52
6,54 ± 0,026	6,25 ± 0,021	41,93 ± 2,54.10 ⁻⁴	63,4 ± 0,47
6,30 ± 0,024	6,56 ± 0,021	46,72 ± 2,54.10 ⁻⁴	64,8 ± 0,45
5,97 ± 0,022	6,93 ± 0,021	55,72 ± 2,54.10 ⁻⁴	69,4 ± 0,43
5,20 ± 0,021	6,75 ± 0,021	64,73 ± 2,54.10 ⁻⁴	72,0 ± 0,44
3,78 ± 0,020	6,43 ± 0,021	67,45 ± 2,54.10 ⁻⁴	57,3 ± 0,39
2,30 ± 0,017	7,15 ± 0,021	92,59 ± 2,54.10 ⁻⁴	42,9 ± 0,34
0,00 ± 0,014	8,51 ± 0,021	135,47 ± 2,54.10 ⁻⁴	0,00 ± 0,30

A Figura 6.3 apresenta o gráfico com as curvas de rendimento, pressão e potência do ventilador em uma rotação de 2600 rpm e as curvas do sistema de pulverização.

O ventilador operando nesta rotação apresentou a maior discrepância entre os resultados, uma diferença de 6,5% em rendimento, sendo 58,5% nos resultados numéricos e 65% nos experimentais. A diferença de vazão para os pontos de operação é cerca de 3%.

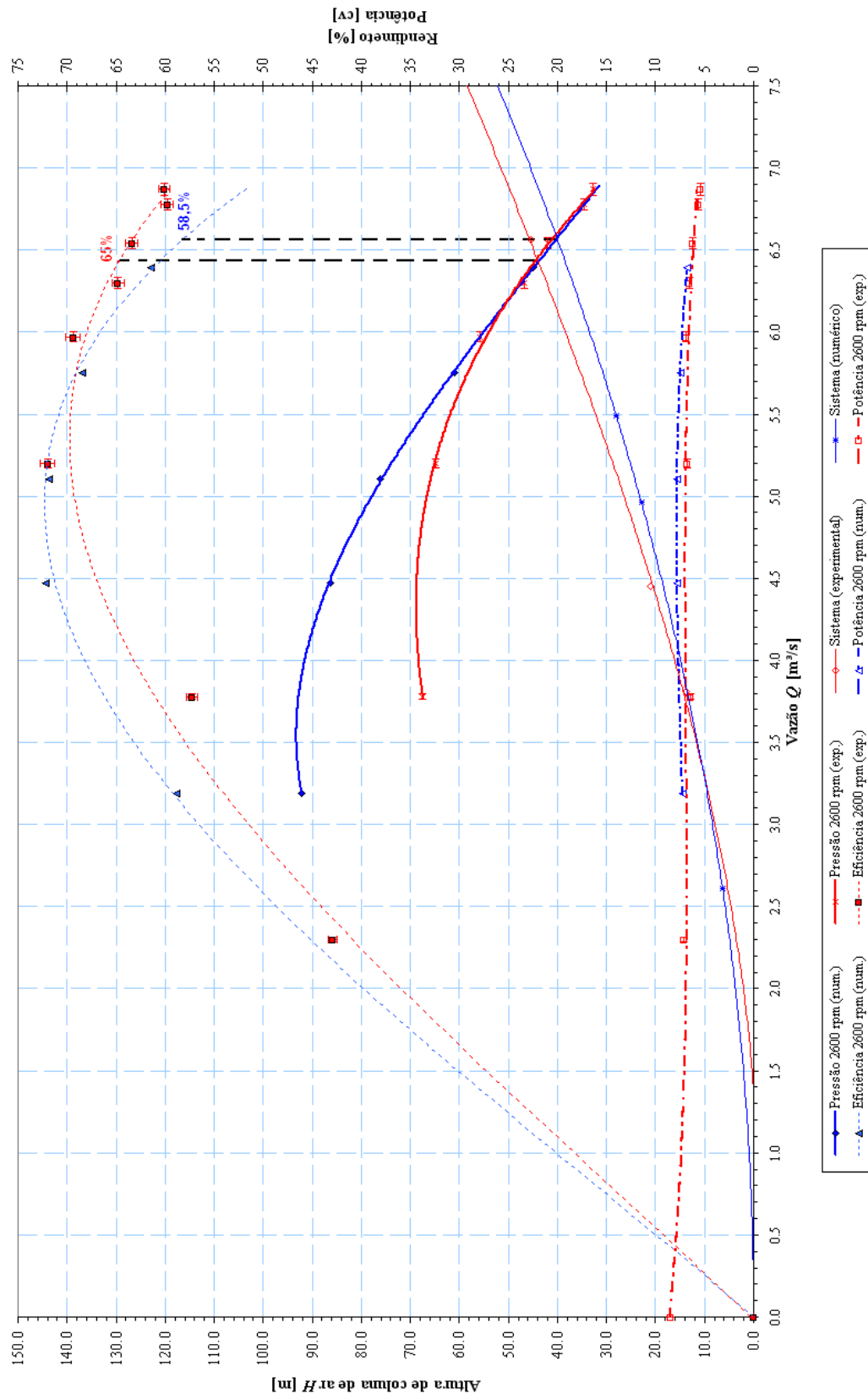


Figura 6.3 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 2600 rpm

•Rotação de 3000 rpm:

Tabela 6.9 – Resultados numéricos para a rotação de 3000 rpm

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>			
	Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
	7,36	10,24	61,42	63,1
	6,63	11,22	81,69	68,9
	5,89	11,77	100,23	71,7
	5,15	11,50	108,56	69,6
	4,42	11,05	112,30	64,2

Tabela 6.10 – Resultados experimentais para a rotação de 3000 rpm

Parâmetros medidos			
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
7,85 ± 0,026	8,61 ± 0,021	42,40 ± 2,54.10 ⁻⁴	55,9 ± 0,38
7,74 ± 0,025	8,87 ± 0,021	45,59 ± 2,54.10 ⁻⁴	57,6 ± 0,37
7,52 ± 0,022	9,74 ± 0,021	55,35 ± 2,54.10 ⁻⁴	61,8 ± 0,34
7,28 ± 0,021	10,15 ± 0,021	62,01 ± 2,54.10 ⁻⁴	64,2 ± 0,33
6,86 ± 0,020	10,56 ± 0,021	72,05 ± 2,54.10 ⁻⁴	67,5 ± 0,31
6,06 ± 0,018	11,34 ± 0,021	85,65 ± 2,54.10 ⁻⁴	66,0 ± 0,28
4,40 ± 0,018	10,13 ± 0,021	88,65 ± 2,54.10 ⁻⁴	55,6 ± 0,28
2,64 ± 0,015	11,00 ± 0,021	121,67 ± 2,54.10 ⁻⁴	42,0 ± 0,25
0,00 ± 0,012	13,28 ± 0,021	180,40 ± 2,54.10 ⁻⁴	0,00 ± 0,22

A Figura 6.4 apresenta o gráfico com as curvas de rendimento, pressão e potência do ventilador em uma rotação de 3000 rpm e as curvas do sistema de pulverização.

A diferença de rendimento do sistema entre os resultados numéricos e experimentais é de 2%. No ponto de operação, a vazão obtida numericamente é próxima de 7,4 m³/s e a experimental em torno de 7,6 m³/s, uma diferença de 2,7%.

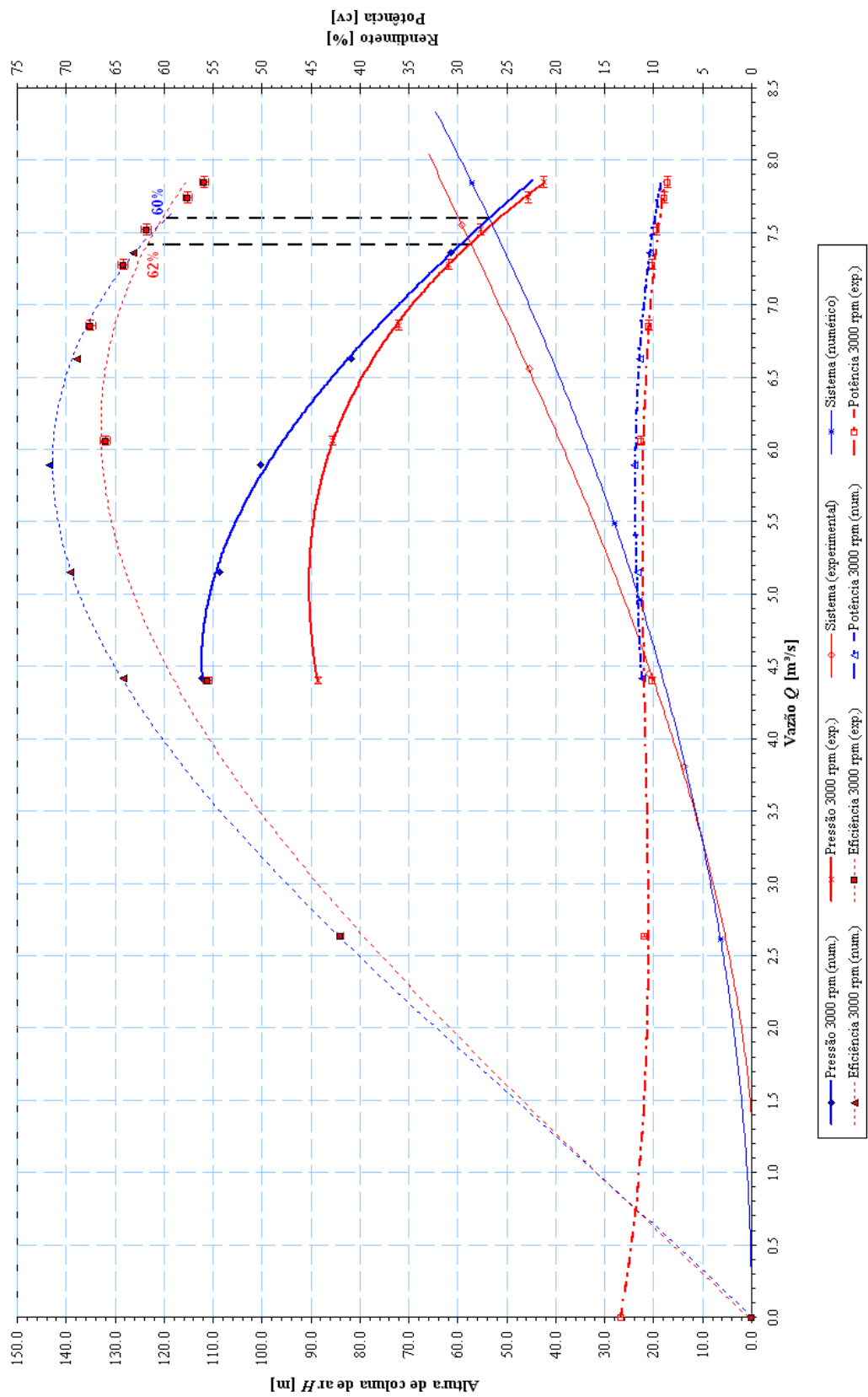


Figura 6.4 – Curvas características numérica e experimental para a rotação de 3000 rpm

Através dos gráficos das curvas características e das tabelas com resultados experimentais pode-se verificar que conforme se aumenta a rotação, as incertezas experimentais diminuem.

A Tabela 6.11 apresenta a diferença entre os rendimentos numérico e experimental no ponto de operação do ventilador no sistema de pulverização para cada rotação.

Tabela 6.11 – Rendimento numérico e experimental para os pontos de operação

Resultados	Rendimento [%]			
	<i>Rotação</i>			
	<i>1500 rpm</i>	<i>1750 rpm</i>	<i>2600 rpm</i>	<i>3000 rpm</i>
Numérico	59,0	59,5	58,5	60,0
Experimental	58,0	60,5	65,0	62,0

Experimentalmente a rotação que apresenta maior rendimento do sistema é de 2600 rpm (65%). Por outro lado, os resultados numéricos apontam como ponto de melhor rendimento a rotação em 3000 rpm (60%). A Figura 6.5 apresenta um resumo das curvas características para todas as rotações.

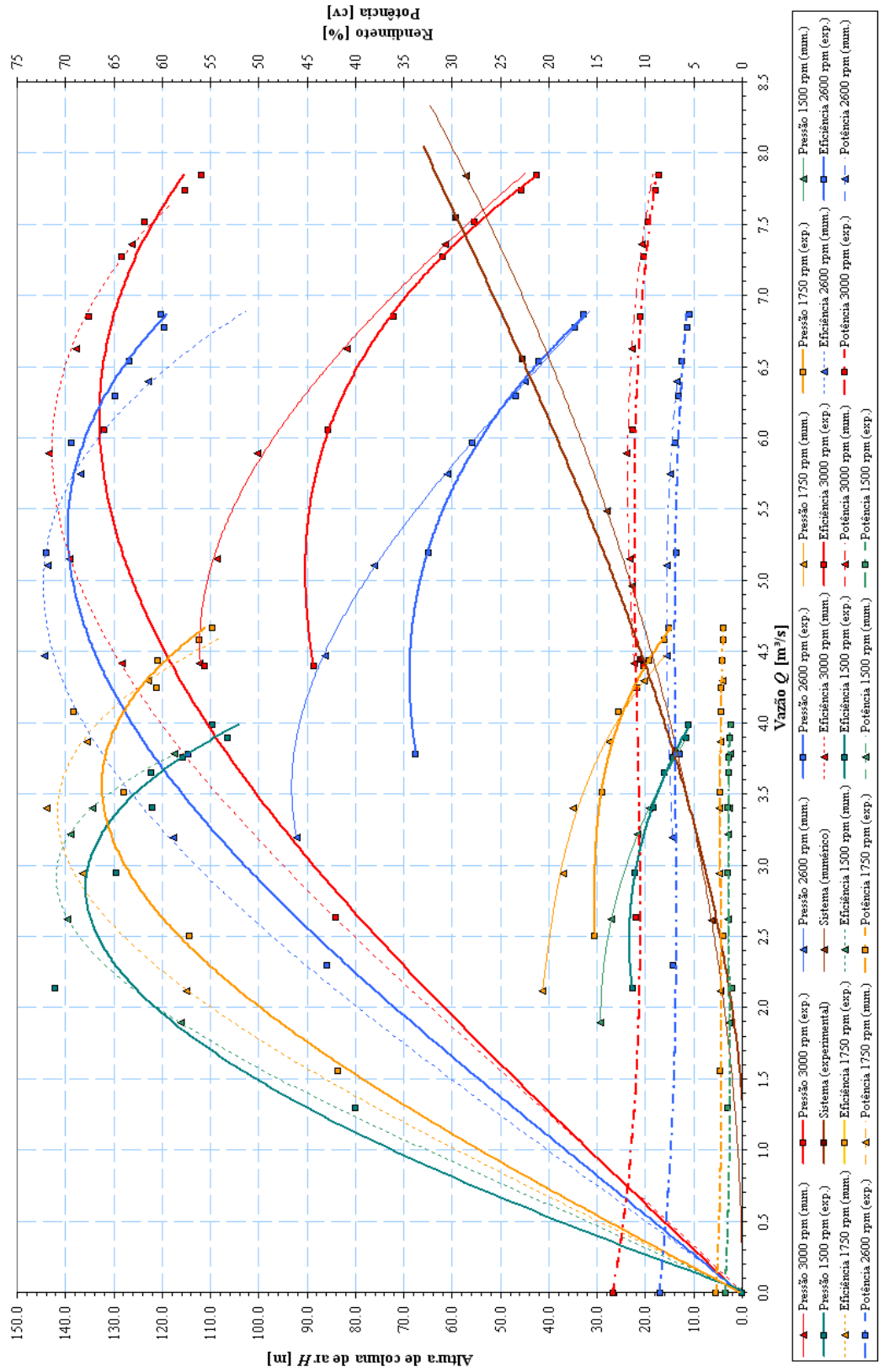


Figura 6.5 – Curvas características numéricas e experimentais

6.3 RESULTADOS NUMÉRICOS

6.3.1 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE NO SISTEMA

Esta verificação do ângulo de ataque da pá consiste em comparar as curvas de rendimento do ventilador no sistema de pulverização em uma rotação fixa de 2600 rpm para os ângulos em 28, 32 e 36 graus. As Tabelas 6.12, 6.13 e 6.14 apresentam os resultados numéricos para os ângulos de ataque verificados.

Tabela 6.12 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 28 graus

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>		
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
6,30	4,54	28,92	52,8
5,60	5,38	47,62	65,2
5,00	5,84	63,20	71,1
4,40	5,95	73,83	71,8
3,70	5,97	84,30	68,8

Tabela 6.13 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 32 graus

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>		
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
6,95	6,66	44,85	61,5
6,25	7,33	61,01	68,4
5,55	7,75	76,19	71,8
4,86	7,65	86,36	72,2
3,47	7,14	92,13	58,9

Tabela 6.14 – Resultados numéricos para o ângulo de ataque em 36 graus

Condição de contorno	<i>Parâmetros calculados</i>		
Vazão Q [m ³ /s]	Potência entrada N_m [cv]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
7,70	8,69	53,73	62,6
6,90	9,29	68,28	66,7
6,10	9,45	81,20	69,0
5,40	8,75	79,25	64,4
4,60	8,05	75,08	56,5

A Figura 6.6 apresenta o gráfico com as curvas de rendimento e pressão do ventilador em uma rotação de 2600 rpm e as curvas do sistema de pulverização.

Analisando os pontos de operação do sistema de pulverização, a pá com ângulo de ataque em 36 graus proporciona o maior rendimento entre os ângulos verificados, em torno de 60%. Analisando as curvas de rendimento verifica-se que quando se aumenta o ângulo de ataque de 32 graus para 36 graus, o ponto de máximo rendimento cai de 72 para 68%. Desta forma dependendo do sistema em operação não convém aumentar o ângulo de ataque.

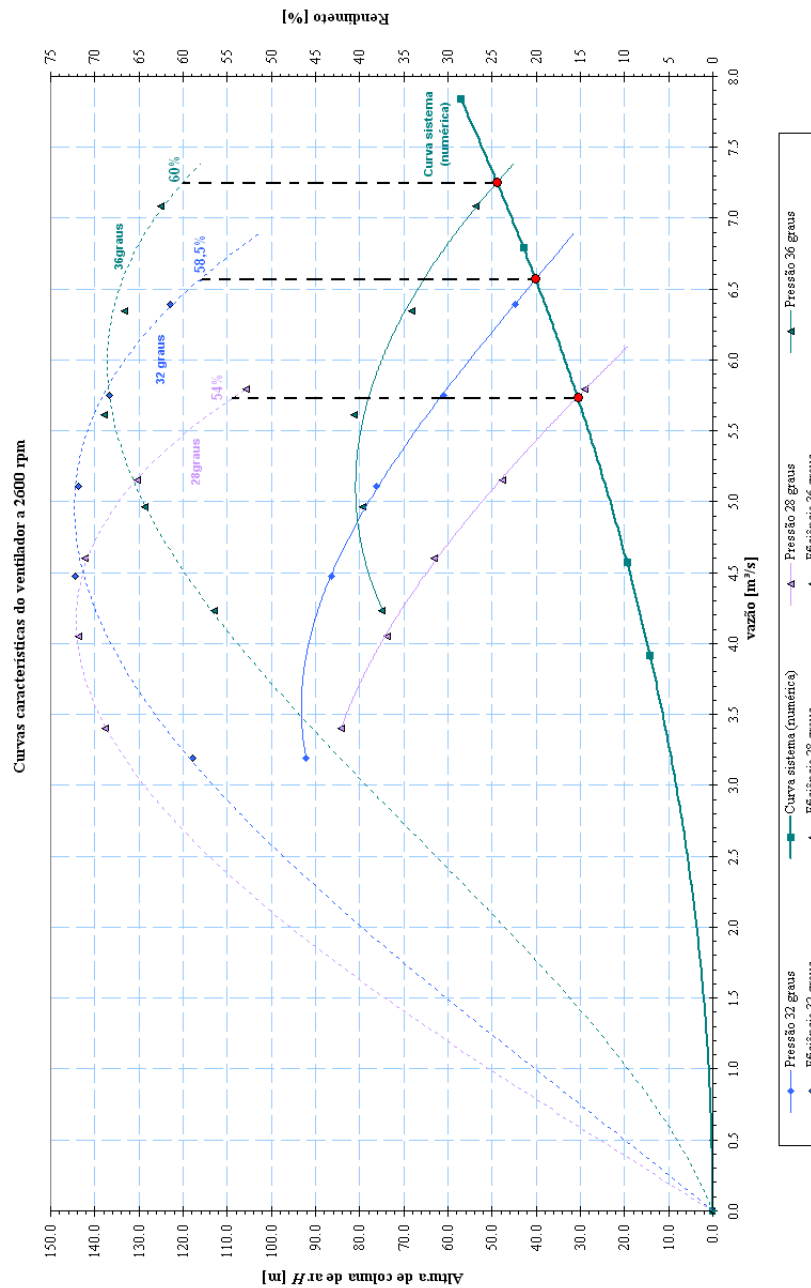


Figura 6.6 – Curvas características numéricas com variação do ângulo de ataque

6.3.2 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE ATAQUE NA CONDIÇÃO DE MÁXIMA VAZÃO

Nas Figuras 6.7 e 6.8 observa-se que as perturbações na extremidade da pá próximas à sua superfície são bem maiores para um ângulo de ataque em 28 graus do que em 36 graus. O gradiente em cores dos vetores representa as regiões de maior e menor velocidade iniciando pela cor azul de menor velocidade e transitando pelas cores verde, amarela e vermelha sendo esta última de maior velocidade.

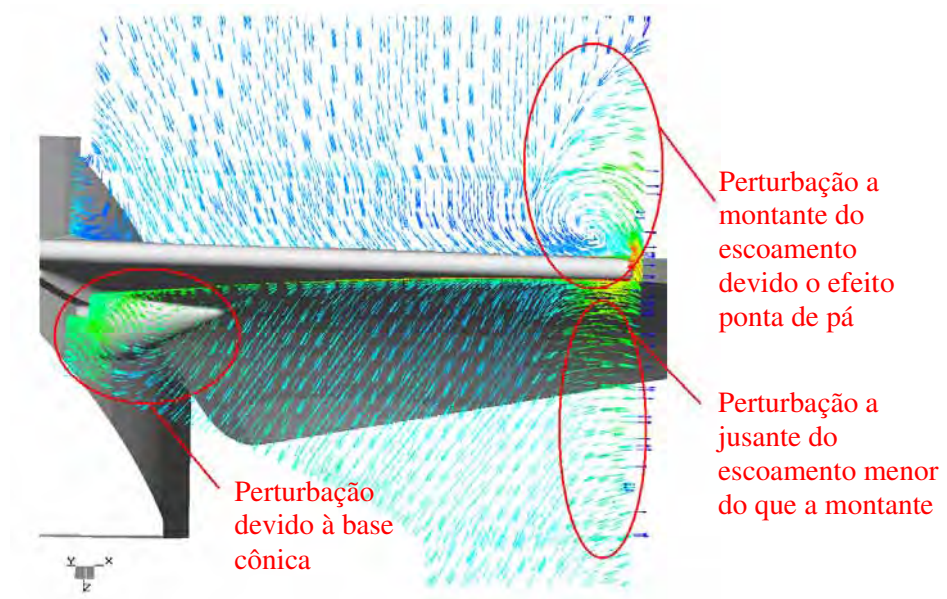


Figura 6.7 – Detalhes das perturbações com ângulo de ataque em 28 graus

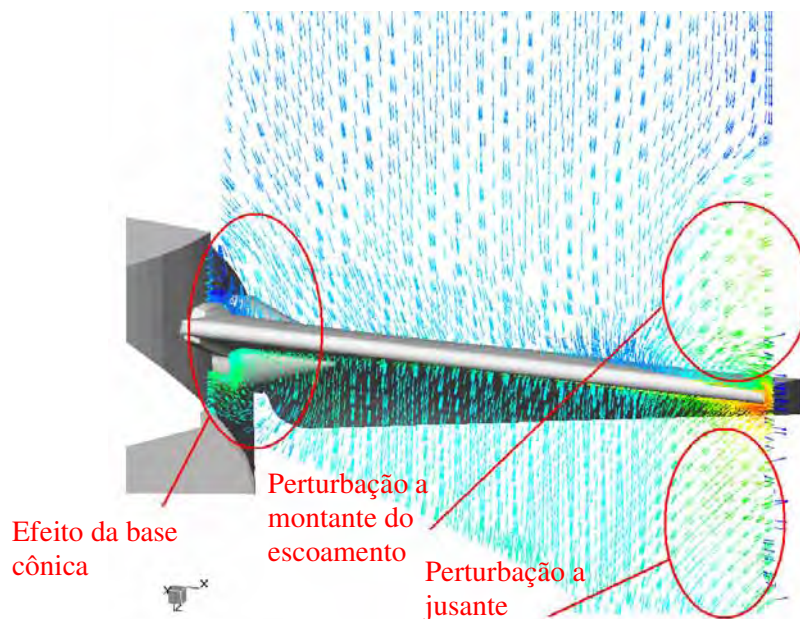


Figura 6.8 – Detalhes das perturbações com ângulo de ataque em 36 graus

As Figuras 6.9, 6.10 e 6.11 mostram a distribuição de pressão estática na superfície da pá para os ângulos em 28, 32 e 36 graus respectivamente.

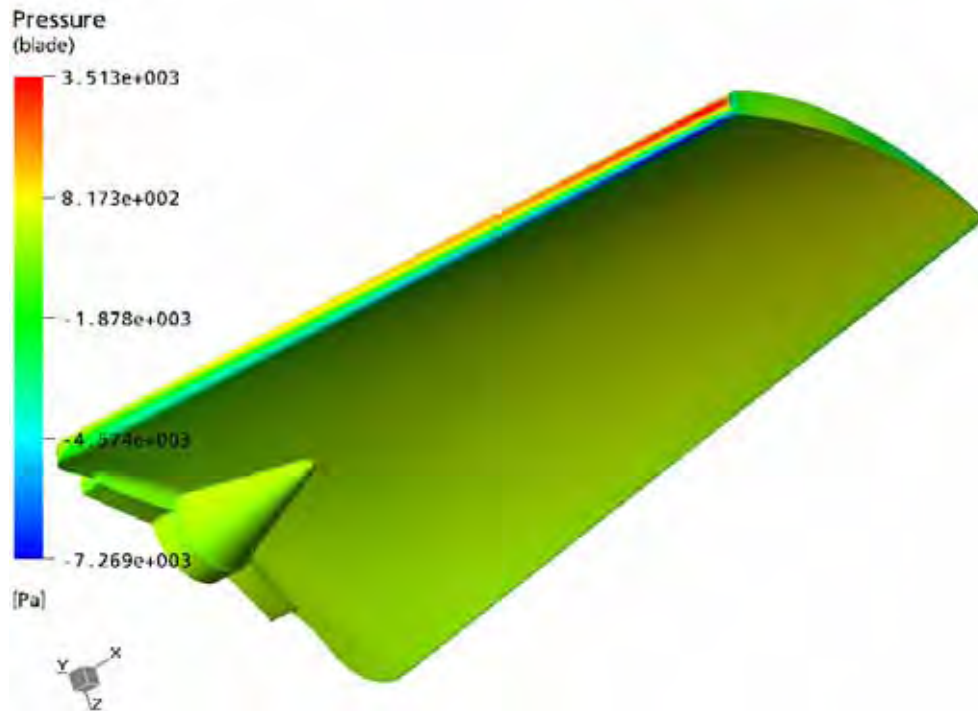


Figura 6.9 – Distribuição de pressão estática na pá em 28 graus

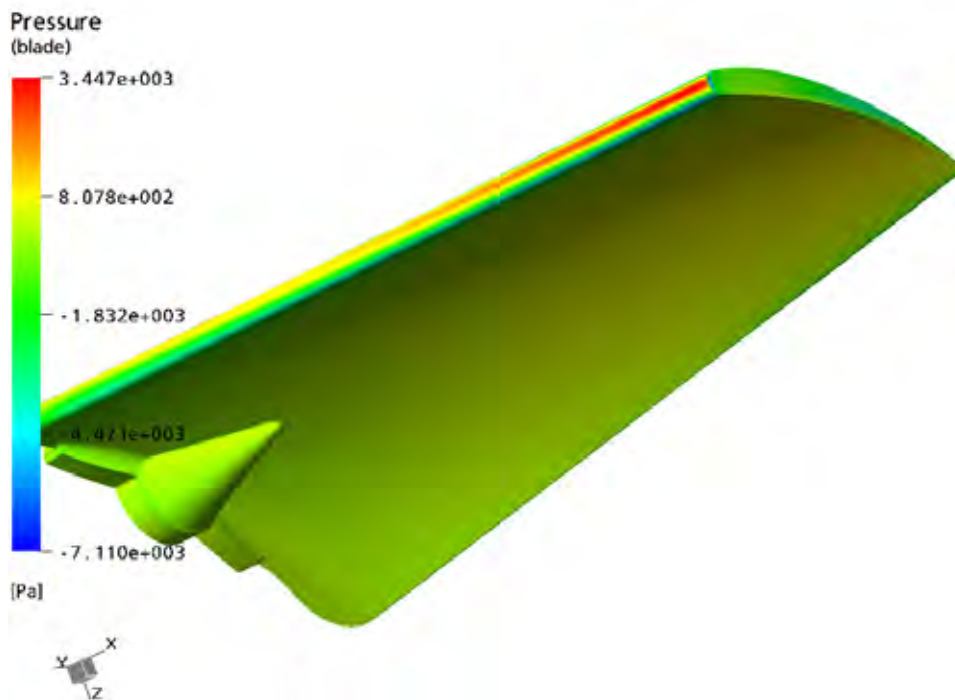


Figura 6.10 – Distribuição de pressão estática na pá em 32 graus

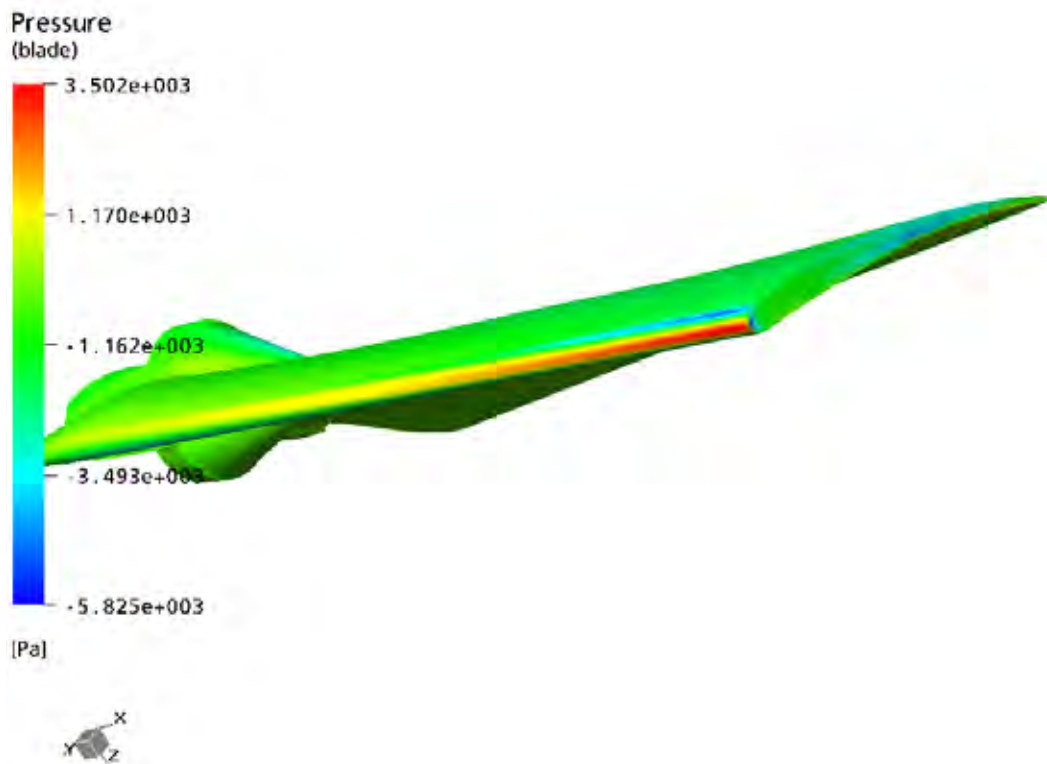


Figura 6.11 – Distribuição de pressão estática na pá em 36 graus

Nota-se que as regiões de máxima pressão estática estão localizadas no bordo de ataque da pá, sofrendo uma pequena variação de posição dependendo do ângulo de ataque. O valor máximo de pressão é próximo de 35 kPa em todos os casos. As regiões de baixa pressão podem apresentar problemas de descolamento da camada limite devido às altas velocidades. Estes descolamentos de camada limite prejudicam o rendimento do ventilador. As pás com ângulo de ataque em 28 e 32 graus (Figuras 6.9 e 6.10) apresentam regiões de baixa pressão na parte inferior do bordo de ataque e em 36 graus (Figura 6.11) uma pequena região na parte superior.

Para avaliar a direção dos vetores velocidade, foram realizados dois cortes no raio de 200 e 300 mm do ventilador em cada um dos ângulos de ataque verificados. A Figura 6.12 mostra o desenho esquemático da região dos raios de corte no ventilador.

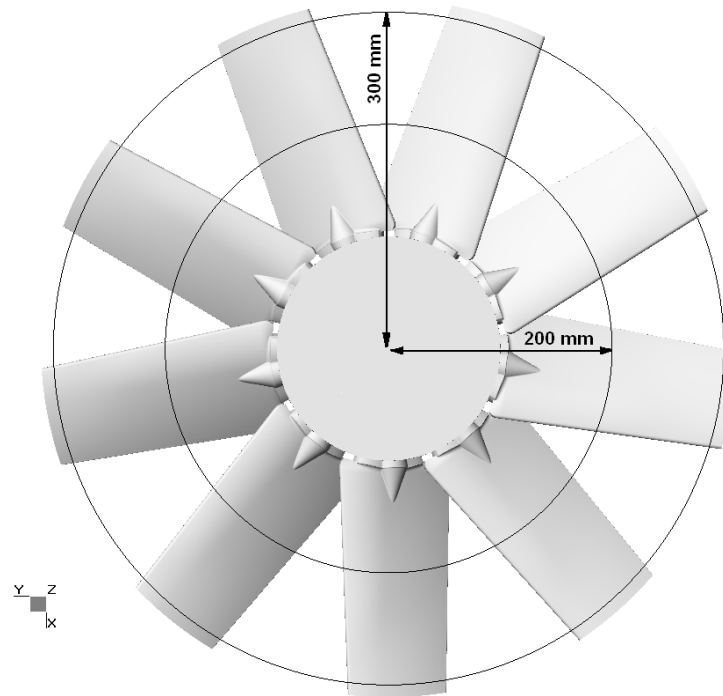


Figura 6.12 – Raios de cortes para avaliar os vetores velocidades

As Figuras 6.13 e 6.14 mostram os vetores de velocidades nos cortes em 200 e 300 mm respectivamente para um ângulo de ataque da pá em 28 graus.

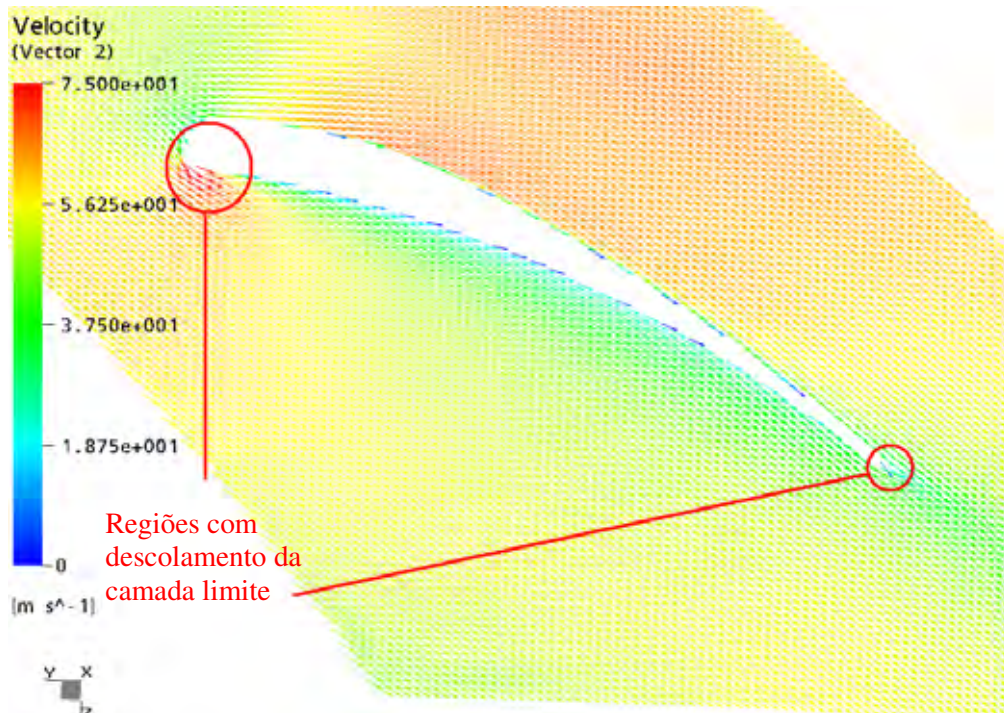


Figura 6.13 – Vetores velocidades em 200 mm para o ângulo de ataque em 28 graus

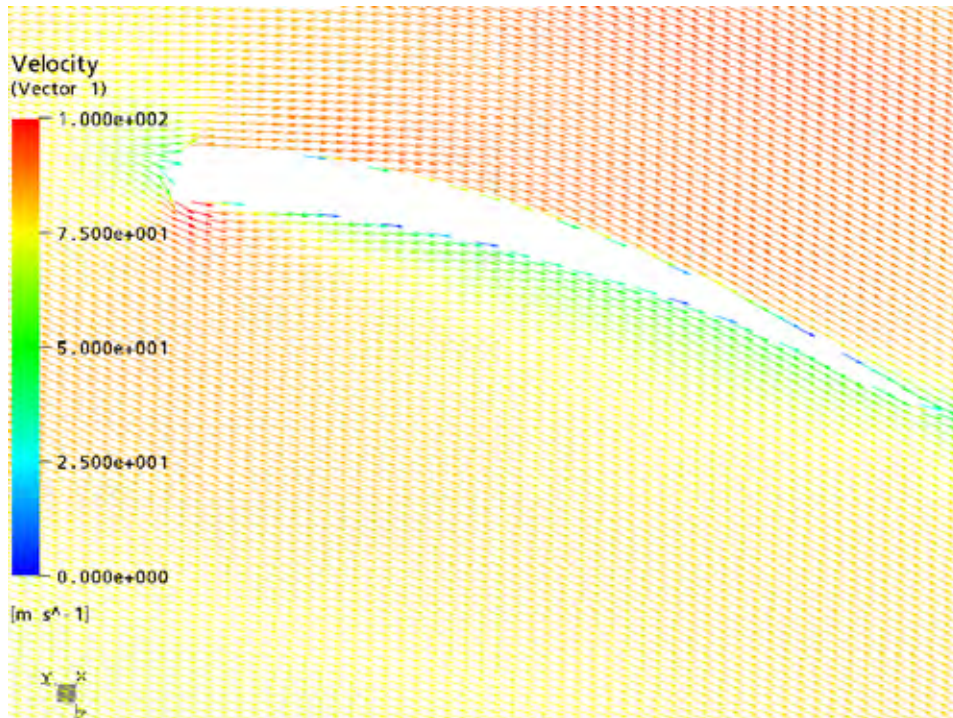


Figura 6.14 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 28 graus

As Figuras 6.15 e 6.16 mostram os vetores velocidade nos cortes em 200 e 300 mm respectivamente para um ângulo de ataque da pá em 32 graus.

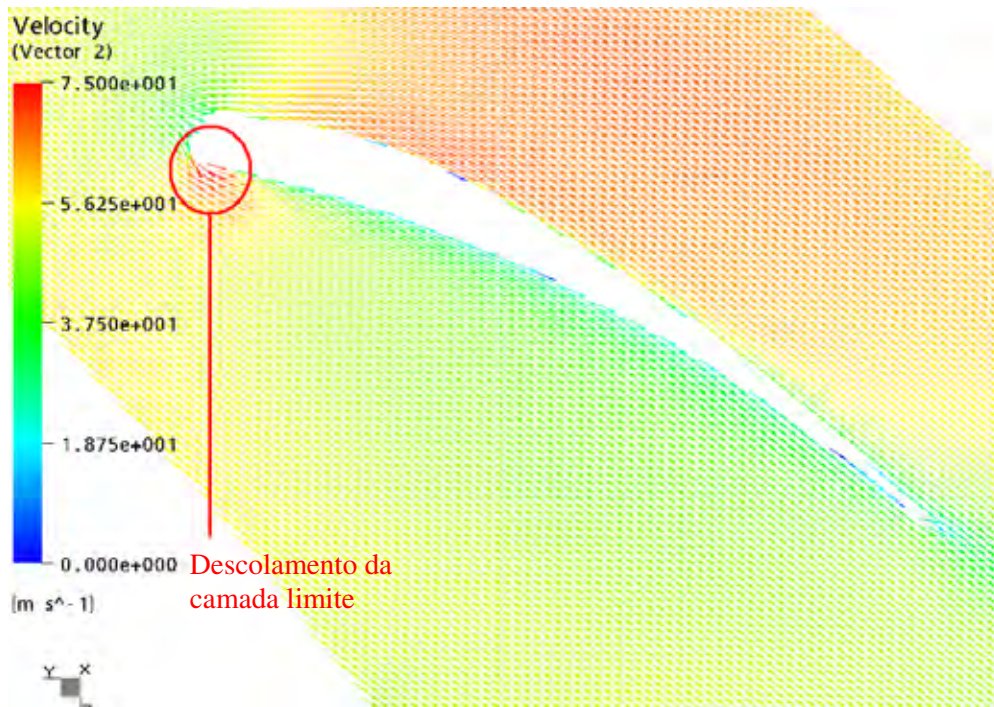


Figura 6.15 – Vetores velocidades em 200 mm para o ângulo de ataque em 32 graus

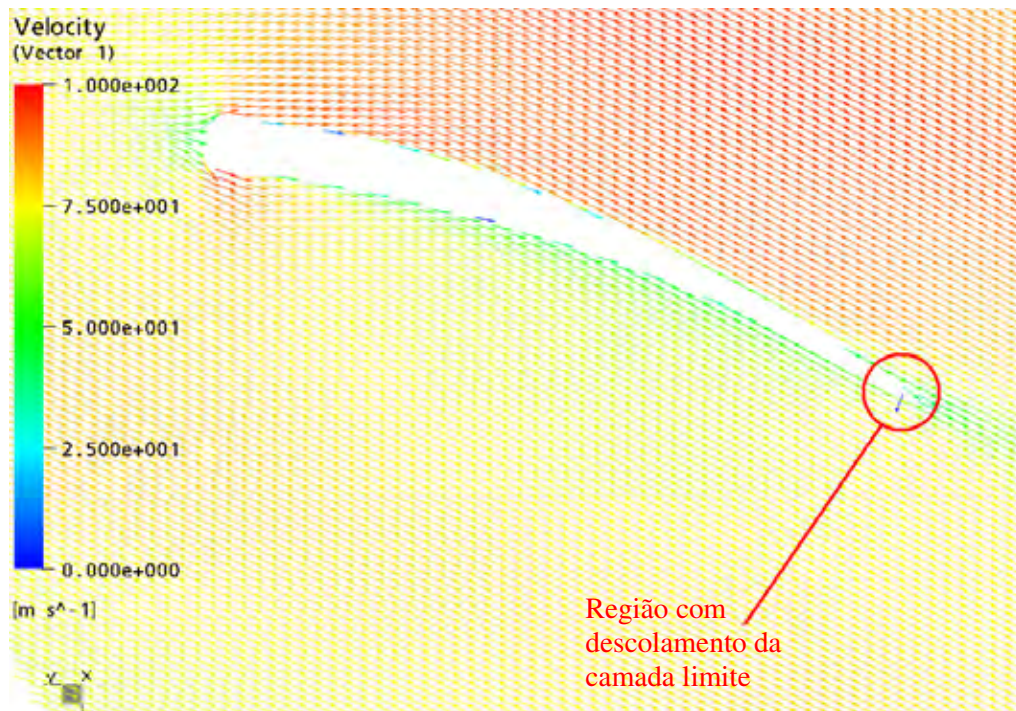


Figura 6.16 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 32 graus

As Figuras 6.17 e 6.18 mostram os vetores velocidade nos cortes em 200 e 300 mm respectivamente para um ângulo de ataque da pá em 36 graus.

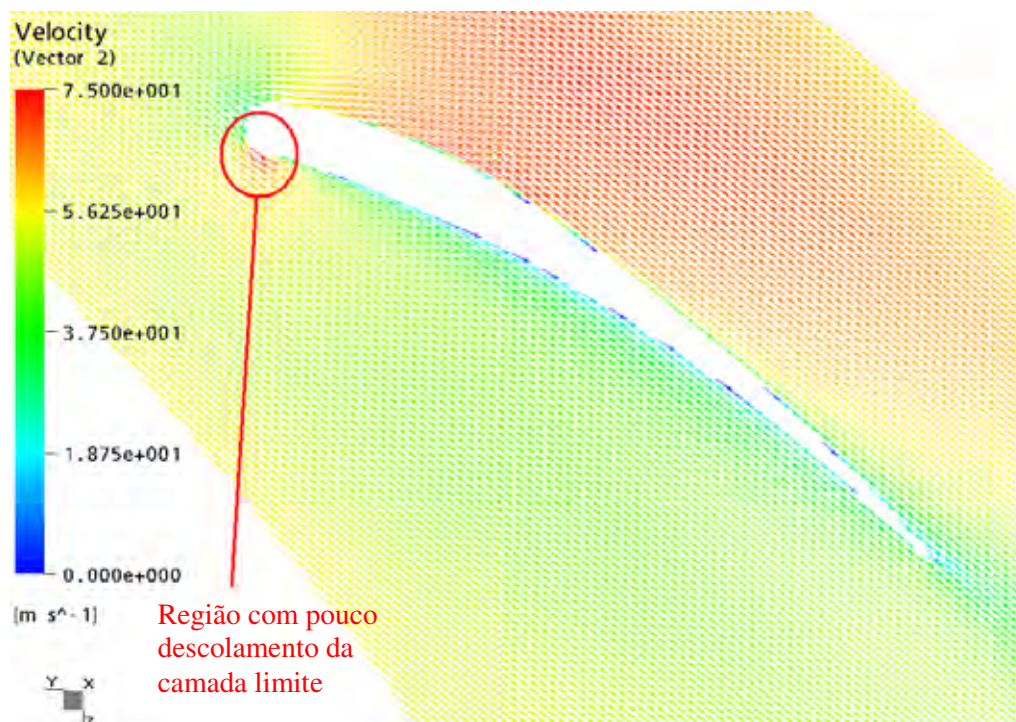


Figura 6.17 – Vetores velocidades em 200 mm para o ângulo de ataque em 36 graus

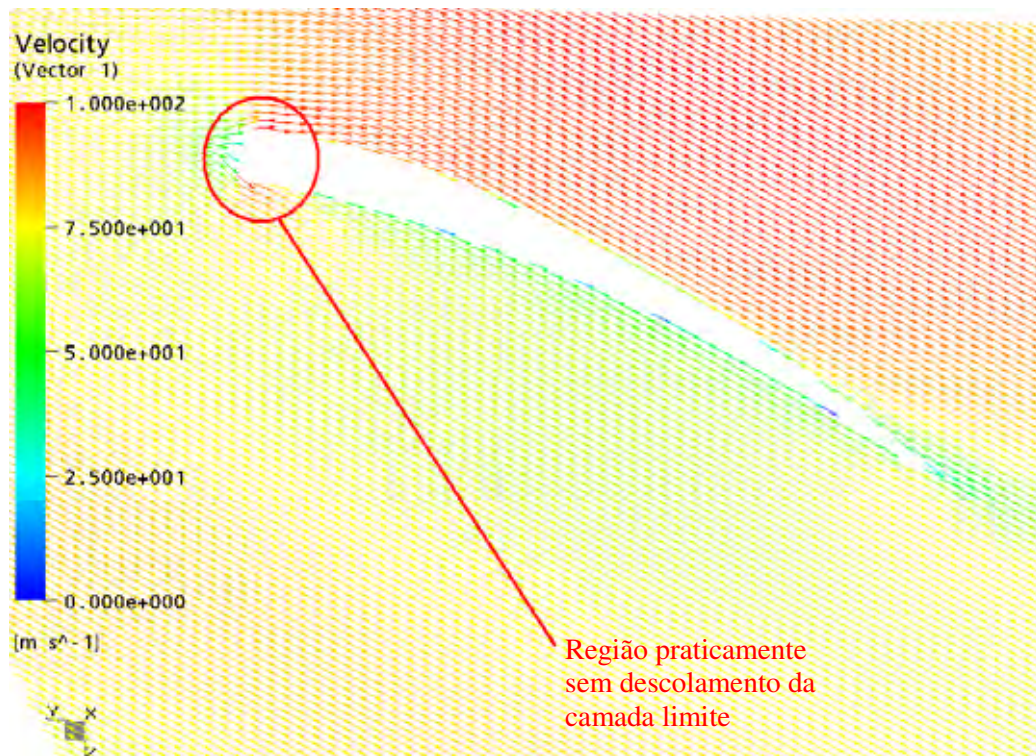


Figura 6.18 – Vetores velocidades em 300 mm para o ângulo de ataque em 36 graus

Através das figuras de 6.13 a 6.18 verifica-se que a pá num ângulo de ataque em 36 graus apresenta um menor descolamento da camada limite proporcionando um maior rendimento do ventilador. Isto pode ser observado nas Tabelas 6.12 e 6.14 que para um ângulo de ataque em 36 graus o ventilador apresenta um rendimento de 62,6% contra 52,8% num ângulo em 28 graus.

Desta forma verifica-se que o ângulo de ataque correto para este ventilador é em 36 graus, pois neste ângulo os vetores apresentam um melhor alinhamento com o intradorso e o extradorso quase não apresentando descolamento da camada limite nos bordos de fuga e ataque da pá.

6.3.3. OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE PULVERIZAÇÃO

Inicialmente foi realizada uma análise do sistema de aplicação na configuração inicial, sendo esta nossa referência (Figura 6.19). Foram avaliadas cinco novas configurações do sistema apresentadas nas Figuras de 6.20 a 6.24 e comparadas à configuração inicial.

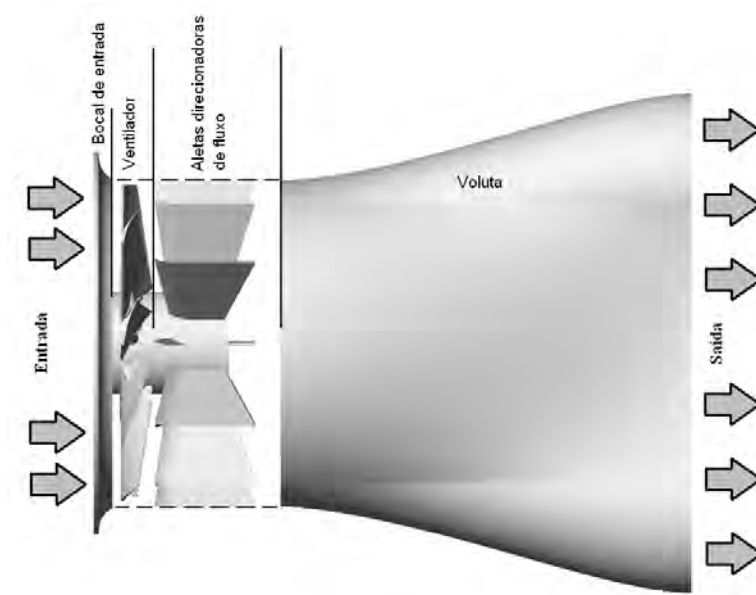


Figura 6.19 – Sistema de aplicação na configuração inicial

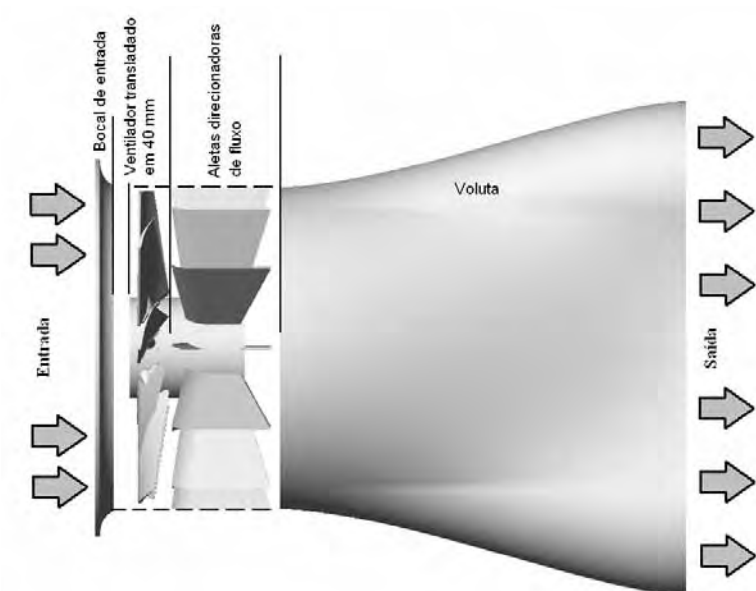


Figura 6.20 – Sistema de aplicação deslocado 40 mm para o interior da voluta

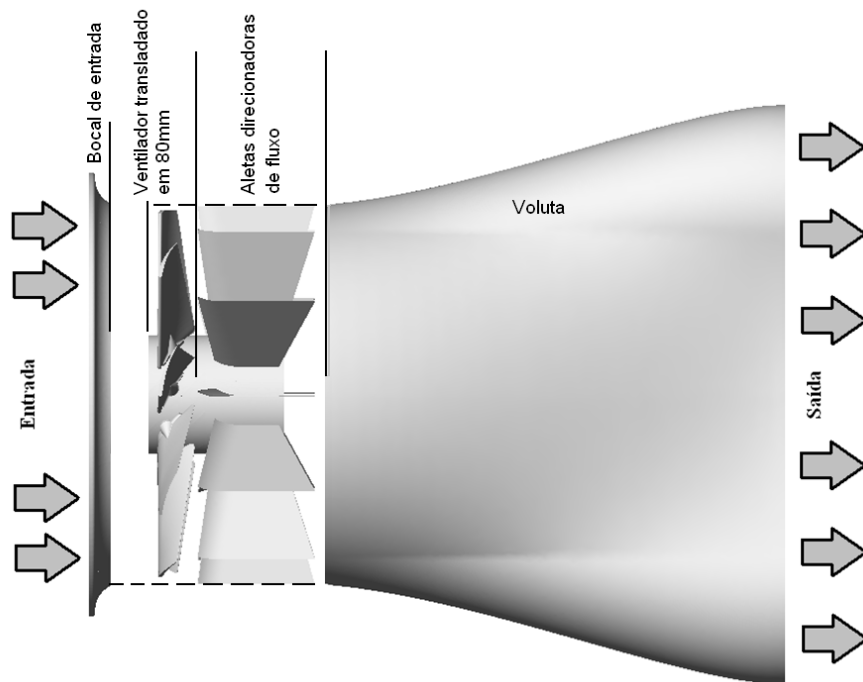


Figura 6.21 – Sistema de aplicação deslocado 80 mm para o interior da voluta

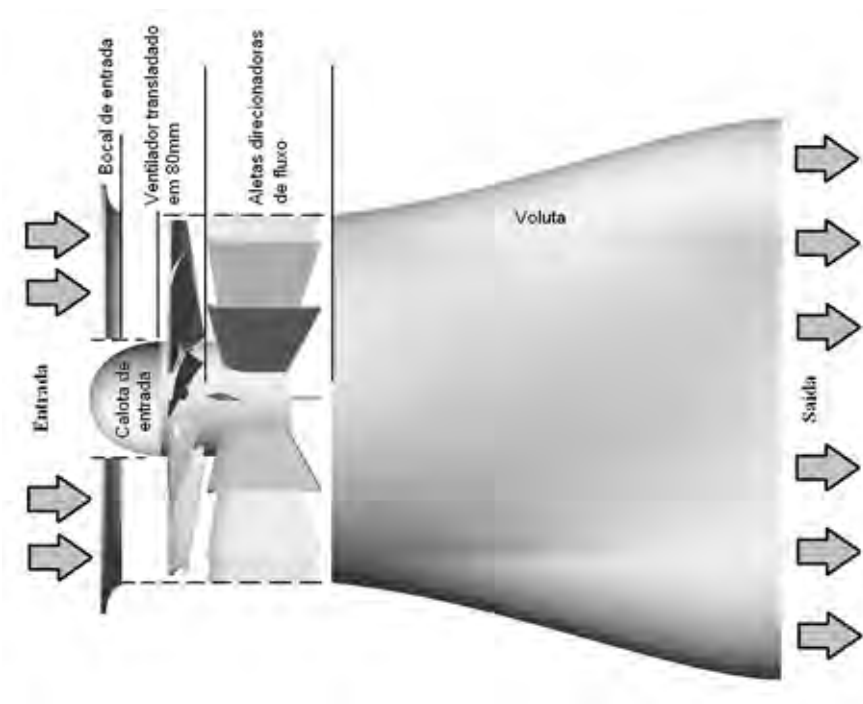


Figura 6.22 – Sistema de aplicação deslocado 80 mm e calota de entrada

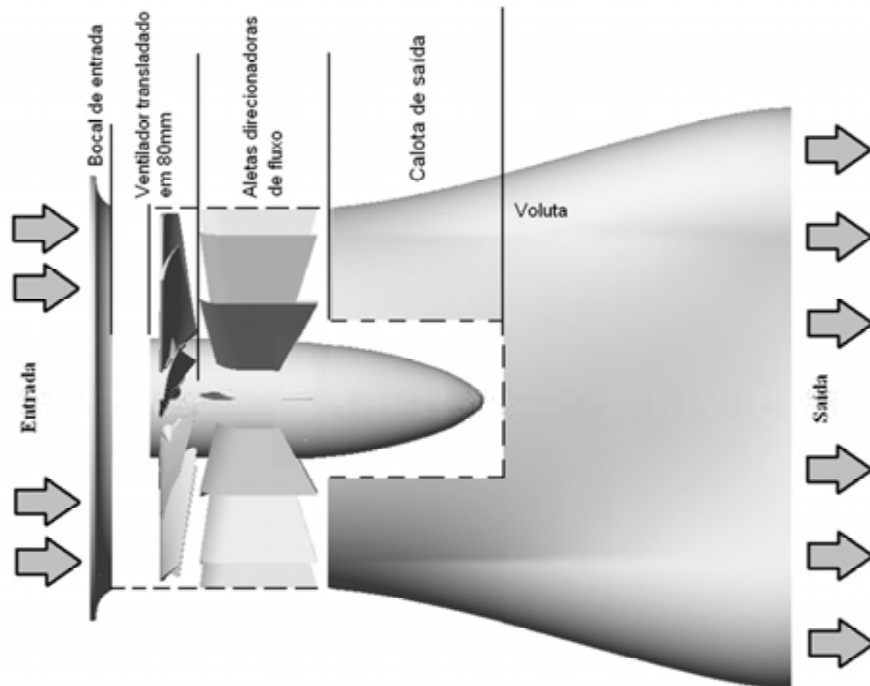


Figura 6.23 – Sistema de pulverização deslocado 80 mm e calota de saída

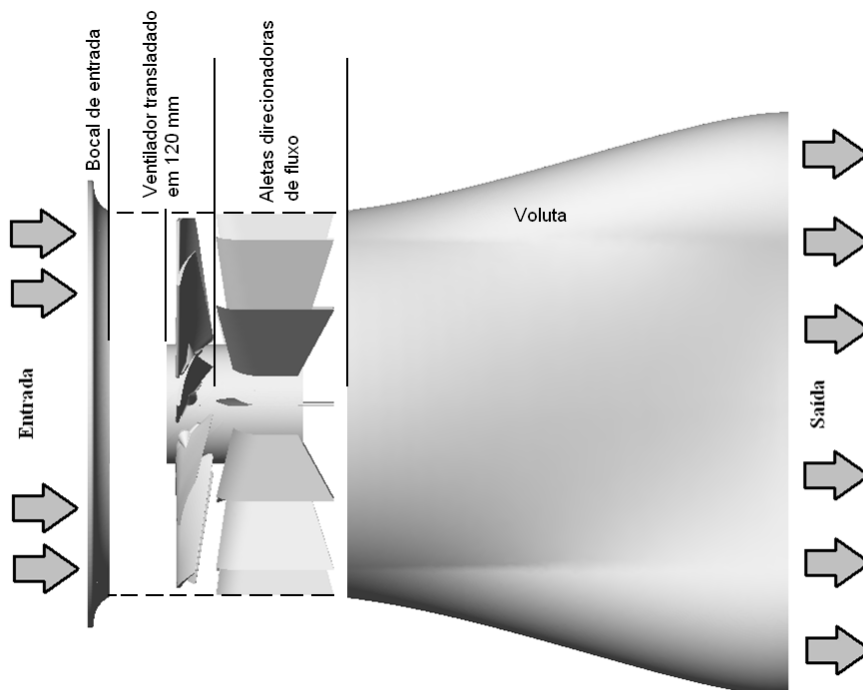


Figura 6.24 – Sistema de pulverização deslocado 120 mm para o interior da voluta

A Tabela 6.15 apresenta os resultados de pressão, rendimento, vazão e potência de entrada do ventilador para todas as configurações.

Tabela 6.15 – Comparativo entre os resultados numéricos

Modelos	<i>Parâmetros calculados</i>			
	Potência entrada N_m [cv]	Vazão Q [m ³ /s]	Altura de coluna de ar H_m [m]	Rendimento η [%]
Inicial	6,91	6,67	40,89	57,18
Deslocado 40 mm	6,26	6,81	40,99	64,60
Deslocado 80 mm	5,95	6,17	40,61	60,93
Deslocado 80 mm com calota de entrada	6,19	5,93	40,60	56,38
Deslocado 80 mm com calota de saída	5,90	6,21	40,54	61,96
Deslocado 120 mm	6,06	6,17	40,70	60,06

Pela tabela observa-se que o rendimento calculado para o modelo inicial é de 57,18% e o valor obtido pelo gráfico das curvas características para esta mesma rotação de 2600 rpm em torno de 58,50% (Figura 6.3). Esta diferença está relacionada à aproximação das curvas, pois estas foram geradas a partir de pontos e aproximadas para uma linha de tendência polinomial de terceira ordem.

No modelo deslocado em 80 mm com calota de entrada verifica-se que o rendimento diminuiu de 60,93% para 56,38% comparado ao modelo sem a calota de entrada. Isto acontece porque a calota regulariza o fluxo de ar na entrada mantendo a camada limite totalmente colada à parede. Quando o fluxo de ar chega à base da pá, este encontra uma geometria perturbadora (saliência cônica para reforço estrutural da pá) fazendo com que haja um descolamento da camada limite (Figura 6.25). Este reforço cônico representa um erro no projeto do ventilador. Em sistemas que necessitem de ventiladores de alto rendimento, este reforço inviabiliza o projeto.

Sem a presença da calota, o escoamento é “lançado” para uma região de maior aproveitamento da pá onde não existe esta geometria perturbadora (Figura 6.26).

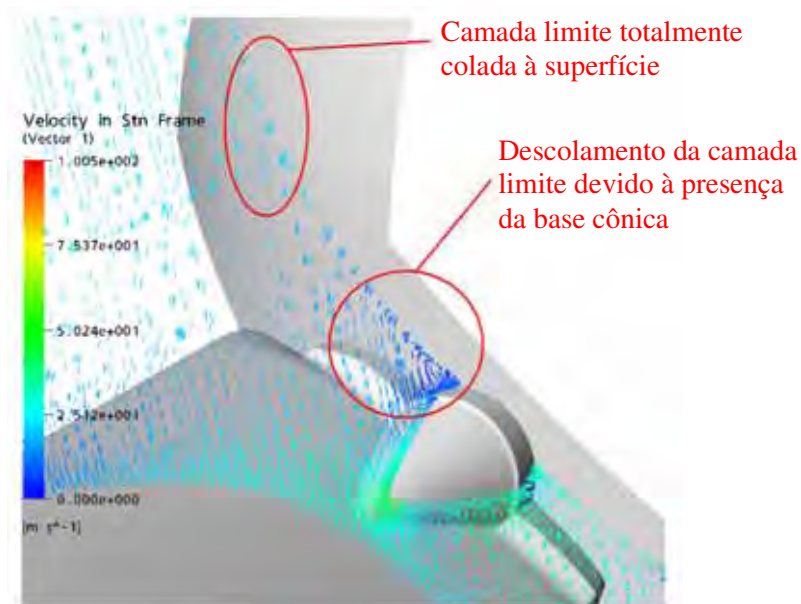


Figura 6.25 – Detalhes das perturbações na base da pá (modelo deslocado 80 mm com calota de entrada)

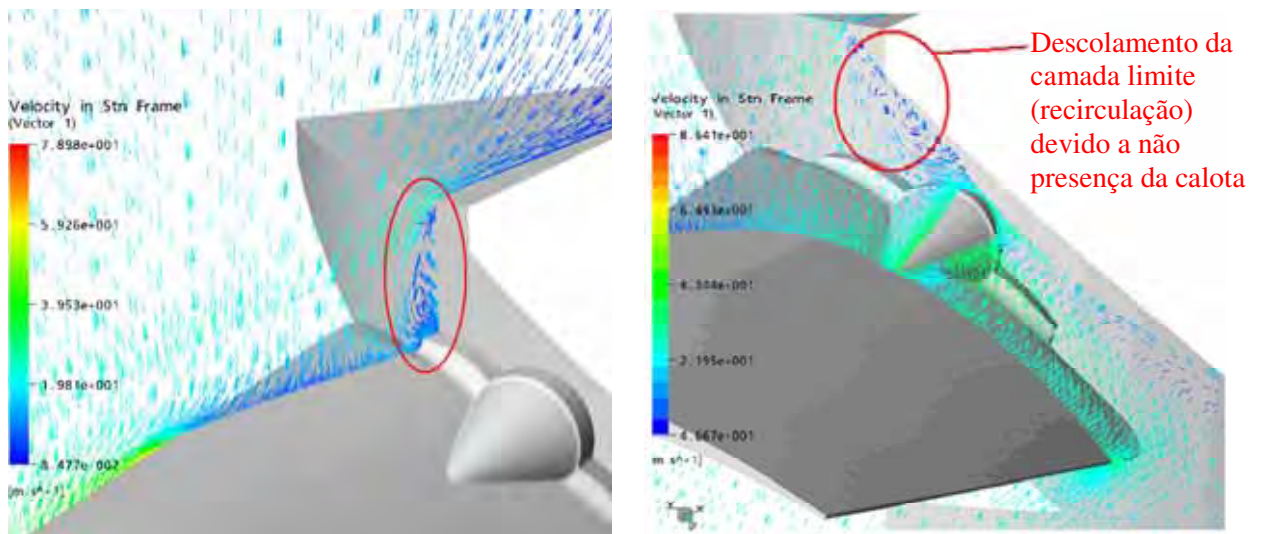
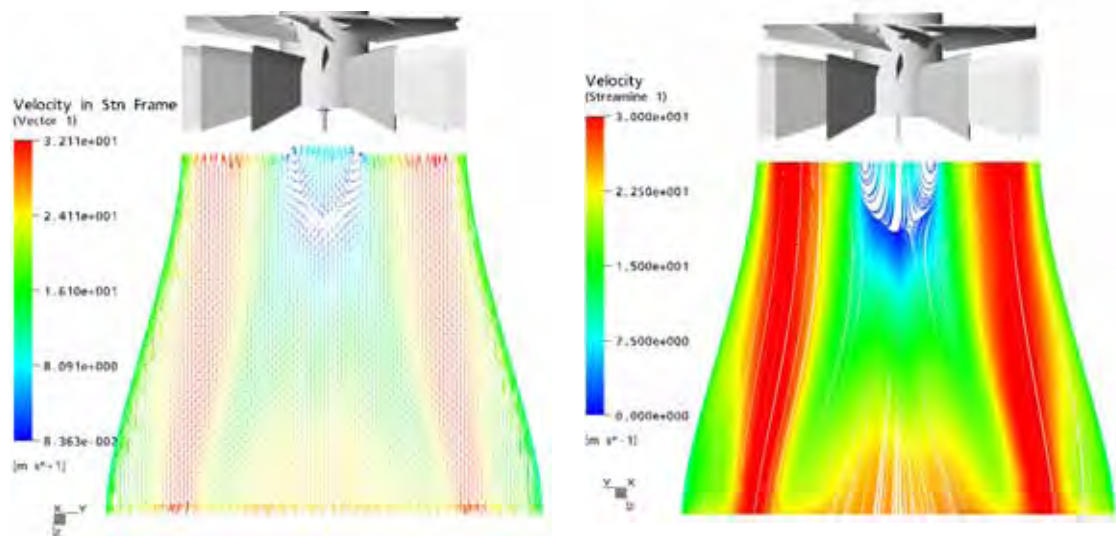


Figura 6.26 – Detalhes das perturbações na base da pá (configuração inicial)

O modelo deslocado em 80 mm com calota de saída apresentou um aumento em rendimento próximo a 1% comparado ao modelo deslocado 80 mm. Isto ocorre pela diminuição da recirculação após as aletas direcionadoras de fluxo (figuras 6.28 e 6.29) proporcionando um aumento de vazão e uma diminuição no torque do ventilador.

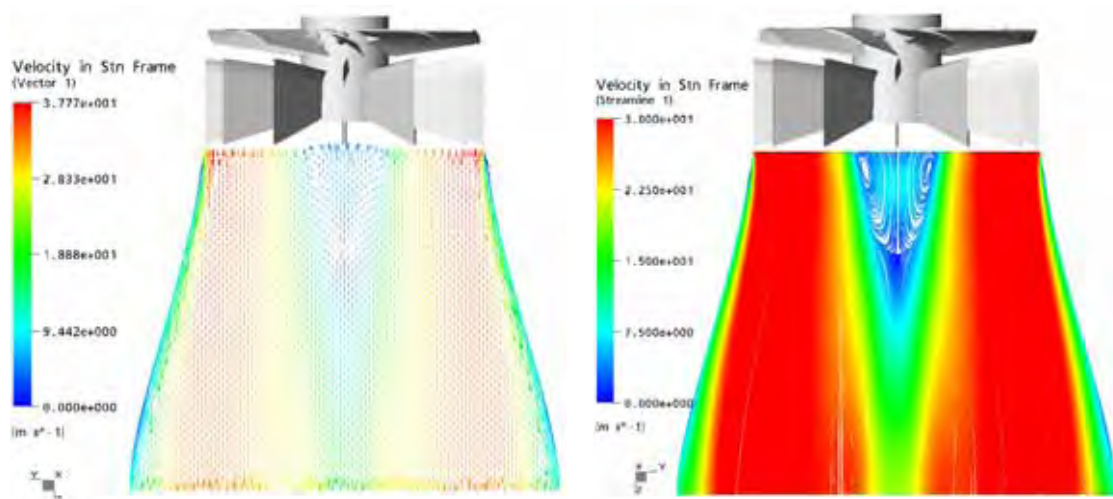
As Figuras 6.27 a 6.29 apresentam os perfis de velocidades no plano central da voluta na forma de vetores (a) e linhas de corrente (b).



(a) Vetores velocidades

(b) Linhas de corrente

Figura 6.27 – Perfis de velocidades na voluta (configuração inicial)



(a) Vetores velocidades

(b) Linhas de corrente

Figura 6.28 – Perfis de velocidades na voluta (modelo deslocado 80 mm)

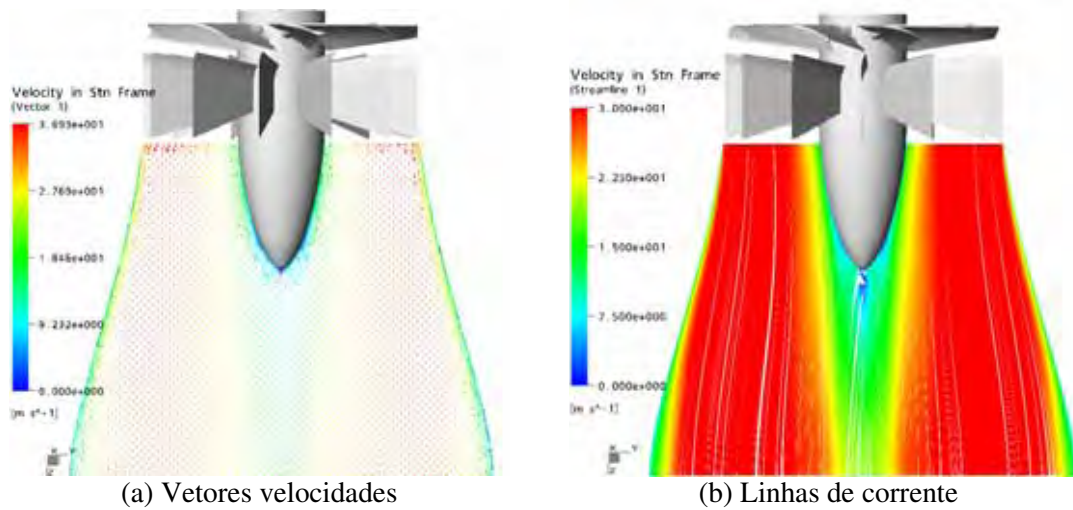


Figura 6.29 – Perfis de velocidades na voluta (modelo deslocado 80 mm com calota de saída)

As Figuras 6.30 a 6.32 apresentam os perfis de velocidades na saída da voluta.

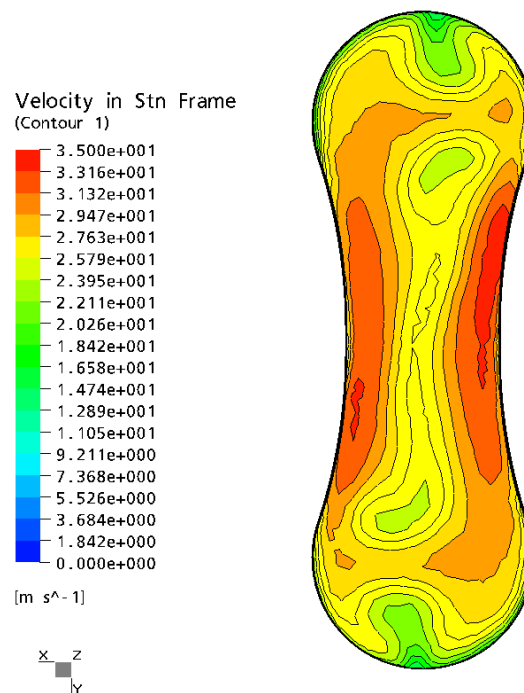


Figura 6.30 – Perfis de velocidades na saída da voluta (configuração inicial)

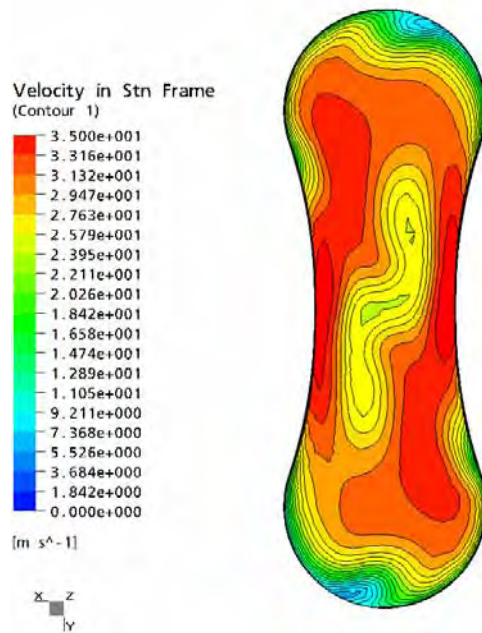


Figura 6.31 – Perfis de velocidades na saída das voluta (modelo deslocado 40 mm)

Avaliando a Figura 6.31, verifica-se que o modelo deslocado em 40 mm apresenta um perfil de velocidades mais uniforme na saída da voluta comparado a configuração inicial (Figura 6.30), porém apresenta regiões de baixas velocidades nas extremidades.

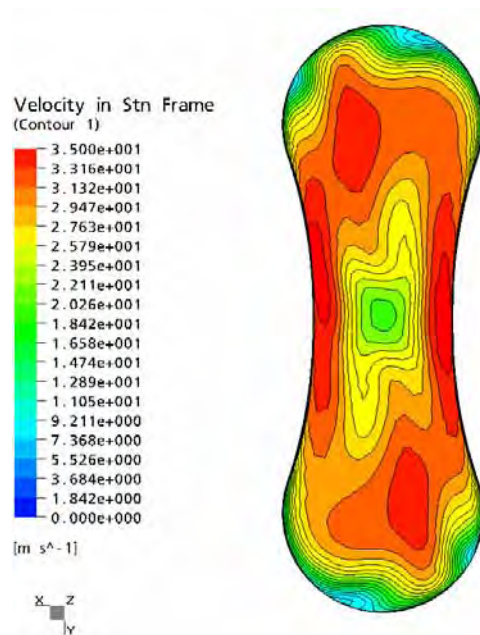


Figura 6.32 – Perfis de velocidades na saída da voluta (modelo deslocado 80 mm)

A Figura 6.33 mostra que o modelo com calota de saída apresenta uma melhor distribuição de velocidades na saída da voluta com menores regiões de baixas velocidades nas extremidades comparado ao modelo sem esta calota (Figura 6.32).

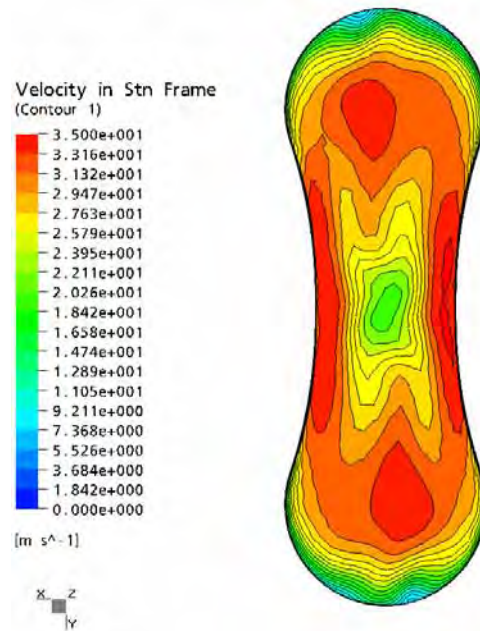


Figura 6.33 – Perfis de velocidades na saída da voluta
(modelo deslocado 80 mm com calota de saída)

O modelo que apresentou melhor rendimento foi o modelo com conjunto ventilador e aletas deslocados 40 mm para o interior da voluta, em torno de 64,60%. Os outros modelos posicionados mais ao interior (80 e 120 mm) apresentam um rendimento na faixa dos 60 %.

O modelo com ventilador e aletas deslocados 80 mm com calota de saída apresentou um aumento próximo a 1% no rendimento quando comparado ao mesmo modelo sem esta calota. Por analogia entende-se que para o modelo deslocado 40 mm este acessório pode aumentar seu rendimento para 65,60%, ou seja, uma melhoria de 8,42% comparada ao modelo inicial.

Quanto à calota de entrada, esta é prejudicial para este tipo de ventilador devido ao reforço cônico presente na base da pá. Em outros ventiladores que não possuam tal reforço este acessório pode mostrar-se benéfico pelo fato de manter a camada limite colada.

Considerações finais

7.1 CONCLUSÕES

O software CFX apresentou resultados bastante confiáveis, próximos dos medidos experimentalmente. Através de parâmetros de escolha de malha, modelo de turbulência e esquema de advecção adequados, pode-se chegar a modelos capazes de prever numericamente o comportamento de uma máquina de fluxo, passando a ser uma ferramenta de grande importância no seu projeto.

O uso deste tipo de simulação dentro da empresa pode reduzir o custo de testes e re-trabalhos de produtos, fazendo-se primeiro as simulações com vários modelos e posteriormente construindo apenas os mais adequados para testes experimentais. Além disto, a visualização do escoamento é um ponto importante para a análise do corpo técnico da empresa. Também se conseguiu a demonstração da utilidade dos métodos de CFD para o projeto avançado de engenharia da empresa e a definição de uma metodologia adequada, quanto à geração de malha e modelos de turbulência. Para este trabalho, o modelo K-Epsilon foi suficientemente satisfatório no levantamento do perfil geral do escoamento.

Analisando as curvas características numéricas e experimentais, observou-se que todas seguiram a mesma tendência apesar de apresentarem uma diferença em amplitude. Experimentalmente a rotação que apresentou um maior rendimento do sistema foi em 2600 rpm (65,0%) e numericamente em 3000 rpm (60,0% - obtidos graficamente). Também foi constatado que conforme o aumento da rotação as incertezas experimentais diminuíram, isto porque houve uma diminuição da razão entre as incertezas dos instrumentos de medida e as variáveis medidas.

Quanto ao ângulo de ataque da pá, verificou-se que o ângulo em 36 graus apresenta um menor descolamento da camada limite proporcionando um maior rendimento do ventilador, em torno de 60,0% também obtido através do gráfico.

Na otimização do sistema de pulverização, o modelo que apresentou melhor rendimento foi o modelo com conjunto ventilador e aletas deslocados 40 mm para o interior da voluta, em torno de 64,6%. Os outros modelos posicionados mais ao interior (80 e

120 mm) apresentaram um rendimento na faixa dos 60 %. O modelo com ventilador e aletas deslocados 80 mm com calota de saída apresentou um aumento próximo a 1% no rendimento quando comparado ao mesmo modelo sem esta calota. Analogamente este acessório pode aumentar o rendimento do modelo deslocado em 40 mm de 64,6% para 65,6%.

Quanto à calota de entrada, esta é prejudicial para este tipo de ventilador devido ao reforço cônico presente na base da pá. Em outros ventiladores que não possuam tal reforço este acessório pode mostrar-se benéfico pelo fato da camada limite manter-se colada.

A configuração adotada no sistema de aplicação do turbo pulverizador foi a do conjunto de aletas e ventilador deslocados em 40 mm para o interior da voluta com calota de saída apresentando um aumento em rendimento de 8,42% em relação ao modelo inicial.

7.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Durante a realização deste trabalho, surgiram várias idéias para futuras investigações, que poderiam ser implementadas como uma extensão dos estudos aqui desenvolvidos. As mais pertinentes são apresentadas a seguir:

- Estudo utilizando outros modelos de turbulência como o SST (*Shear Stress Transport*);
- Estudar a influência do número de aletas direcionadoras de fluxo;
- Estudar a influência do aumento do comprimento da voluta;
- Considerar as deformações da pá devido à força centrífuga (interação fluido estrutura).

Espera-se que todos os resultados, apresentados nesta dissertação forneçam subsídios para exploração e investigação mais aprofundada nesta linha de pesquisa, de turbomáquinas de fluxo.

7.3 PUBLICAÇÕES ORIGINADAS A PARTIR DO PRESENTE TRABALHO

FOGAL, M. L. F., PADILHA, A. & SCALON, V. L. Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola. In: 8TH BRAZILIAN CONFERENCE ON DYNAMICS, CONTROL AND APPLICATIONS - DINCON, 4, 2009, Bauru. Anais do Dincon, Bauru, 2009.

FOGAL, M. L. F., PADILHA, A. & SCALON, V. L. Theoretical and experimental study of the characteristic curves of an axial fan applied to agricultural. In: 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM, 10, 2009, Gramado. Anais do Cobem, Gramado, 2009.

Submissão de um artigo intitulado Theoretical and experimental study of agricultural spraying using CFD ao Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (JBSMSE).

Referências bibliográficas

- ANSI/AMCA 210-99, An American National Standard, “Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating”, 1999.
- Azevedo, J., Fico, N., & Ortega, M., “Two-dimensional and axisymmetric nozzle flow computation using the euler equations”, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas* 17, pp.147-170, 1993.
- Barth, T. J., Jespersion, D. C., “The design and application of upwind schemes on unstructured meshes”, AIAA Paper 89-0366, 1989.
- Bird, R. B., Stewart, W. E. & Lightfoot, E. N., “Transport Phenomena” John Wiley & Sons, pp. 780, 1960.
- Boussinesq, J., “Theorie de lécoulement tourbillonnant et tumultueux des liquids dans les lits rectilignes a grande section“, 2 vols., Fautiers-Villars, Paris, 1877.
- Brezzi, F., “On the existence uniqueness and approximation of saddle-point problems arising from lagrangian multipliers”, *RAIRO Anal. Num.*, Vol.8, pp.129-151, 1974.
- Brison, J.F., Buffat, M., Jeandel, D. & Serres, E., “Finite element simulation of turbulent flows using a two-equation model”, em *Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flows*, Pineridge Press, 1985.
- Brooks, A. N. & Hughes, T. J. R., “Streamline Upwind/Petrov-Galerkin formulations for convective dominated flows with particular emphasis on incompressible Navier-Stokes equations”, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 32, pp.199-259, 1982.
- Cebeci, T. & Smith, A.M. “Analysis of turbulent boundary layers”, Academic Press New York, USA, 1974.
- CFX5.7 – User guide, Ansys, 2004.
- Corsini, A. & Rispoli, F., “Flow analyses in a high-pressure axial ventilation fan with a non-linear eddy-viscosity closure”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp. 349-361, 2005.
- Elgobashi, S. E. & Abou-Arab, T. W., “A two-equation turbulence model for two-phase flows”, *Phys. Fluids*, 26, 4, pp.931-938, 1983.
- Fogal, M. L. F., Mansur S. S. & Vieira E. D. R., “Estudo experimental do escoamento ao redor de cilindros retangulares posicionados em linha”, UNESP – Ilha Solteira, 94p, 2002.

- Fudihara, T. J., “Método dos Volumes Finitos aplicado à modelagem matemática e simulação computacional de um forno aquecido por um jato de chama com escoamento em vórtice”, Tese de doutorado, FEQ/UNICAMP, Campinas, 165p, 2000.
- Furukawa, M., Saiki, K., Nagayoshi, K., Kuroumaru, M. & Inoue, M., “Effects of stream surface inclination on tip leakage flow fields in compressor rotor”, *J. Turbomach.* 120, pp. 683 - 694, 1998.
- Gallimore, S. J., Bolger, J. J., Cumpsty, N. A., Taylor, M. J., Wright, P. I. & Place, J. M. M., “The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading. Part II: low and highspeed designs and test verification”, *J. Turbomach.* 124, pp. 533 - 541, 2002a.
- Girault, V. & Raviart, P. A., “Finite Element approximation of Navier-Stokes equations”, *Lecture Notes in Mathematics*, Vol. 749, Springer-Verlag, 1979.
- Gosman, A.D., Pun, W.M., Runchal, A.K., Spalding, D.B. & Wolfstein, M., “Heat and mass transfer in recirculating flows”, Ed.Academics Press, 1969.
- Goulart, J. N. V., Oliveira-Jr., J. A. A., Petry, A. P. & Möller, S. V., “Escoamento turbulento em feixe de tubos: análise numérica e experimental”, ENCIT, Rio de Janeiro, 2004.
- Gusberty, V. & Vielmo, H., “Análise e melhoramentos de um ventilador axial através de simulação numérica”, UFRGS - Porto Alegre, 2005.
- Harlow, H. & Nakayama, P. I., “Transport of turbulent energy decay rate”, Rep. no LA- 3854 Los Alamos, cit. Jones & Launder (1972), 1968.
- Hirt, W. C., “An arbitrary Lagrangian Eulerian computing technique”, *Proc. of Second International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics*, Ed.Springer-Verlag, pp. 359, 1971.
- Hill, D. L. & Wyman, N., “A realistic prediction of the axial fan problem”, ASME Fluids Engineering division Summer Meeting, USA, 1997.
- Horn, D. A., “Análise e aprimoramento de uma máquina pré-separadora de grãos”, UFRGS, Porto Alegre, 2005.
- Hughes, T. J. R., Franca, L. P. & Balestra, M., “A new Finite Element formulation for computational fluid dynamics: V. Circumventing the Babuska-Brezzi condition: A stable Petrov-Galerkin formulation of the Stokes problem accomodating equal-order interpolations”, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, 59, pp.85-99, 1986.
- Hughes, T. J. R. & Franca, L. P., “A new finite element formulation for computational fluid dynamics: VII. The Stokes problem with various well-posed boundary conditions: Symmetric formulations that converge for all velocity/pressure spaces”, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, 65, pp.85-96, 1987.

- Jones, W. P. & Launder, B. E., “The prediction of laminarisation with a two-equation model of turbulence”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.15, pp.301-314, 1972.
- Johnson, C. & Saranen, J., 1986, “Streamline diffusion methods for incompressible Euler and Navier-Stokes equations”, *Math. Comput.*, 47, pp.1-18, 1986.
- Kelecy, F., “Study demonstrates that simulation can accurately predict fan performance”, *Journal Articles by Fluent Software Users*, New Hampshire- USA, 2000.
- Kergourlay, G., Kouidri, S., Rankin, G. W. & Rey, R., “Experimental investigation of the 3D unsteady flow field downstream of axial fans”, *Flow Measurement and Instrumentation*, 17 pp. 303–314, 2006.
- Kline, S. J. & McClintock, F. A., “Describing uncertainties in Single-Sample experiments“, *Mechanical Engineering*, January, pp. 3-8, 1953.
- Kouidri, S., Fedala, D., Belamri, T. & Rey, R., “Comparative study of the aeroacoustic behavior of three axial flow fans with different sweeps”. In: FEDSM 2005. June 2005.
- Launder, B. E. & Spalding, D. B., “Mathematical models of turbulence”, Ed. Academic Press, 1972.
- Launder, B. E., & Spalding, D. B., “The Numerical Computation of turbulent flows computer methods in applied mechanics and engineering”, *Elsevier Science Limited*, Vol. 3, 269-289, 1974.
- Launder, B. E., “An introduction to Single-Point closure methodology”, VKI Lectures Introduction to the Modeling of Turbulence, 1987.
- Lixing, Z. “Theory and numerical modeling of turbulent gas-particle flows and combustion”, Science Press, 231p, 1993.
- Macintyre, A. J., “Ventilação industrial e controle de poluição”, Editora Guanabara, 403p, 1988.
- Magalhães-Filho, P., “Novo parâmetro para confronto de ventiladores de sopro livre”, COBEM, Unicamp, pp 333 – 342, 1979.
- Maliska, C. R., “Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos e coordenadas generalizadas”, Rio de Janeiro: LTC, 1995.
- Maliska, C. R., “Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”, 2ª edição. Livros Técnicos e Científicos, Editora S. A., Rio de Janeiro, 2004.
- Menter, F.R., “Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications”, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 32(8), 1994.
- Moffat, R. J., “Describing the uncertainties in experimental results”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, nº 1, pp. 3-17, 1988.

- Moffat, R. J., "Using uncertainty analysis in the planning of an experiment", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 173-178, 1985.
- Moonen, P., Blocken, B., Roels, S. & Carmeliet, J., "Numerical modeling of the flow conditions in a closed-circuit low-speed wind tunnel", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 94, pp. 699-723, 2006.
- Moreau, S. & Bennett, E., "Improvement of fan design using CFD", Society of Automotive Engineers, USA, 1997.
- Moreira, D. R. R., "Simulação não isotérmica de um regenerador usando a fluido dinâmica computacional", Dissertação de mestrado, FEQ/UNICAMP, Campinas, 92p, 2002.
- Patankar, S. V. & Spalding, D. B., "A calculation procedure for heat and mass transfer in three-dimensional parabolic flows", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp.1787-1806, 1972.
- Patankar, S. V., "Numerical heat transfer and fluid flow", Ed. McGraw-Hill, New York, 193 p, 1980.
- Patel, V. C., Rodi, W. & Scheuerer, G., "Turbulence models for near-wall and low Reynolds number flows: A review", *AIAA Journal*, 23, 9, pp. 1308-1319, 1985.
- Potter, M. C. & Wiggert, D. C., "Mechanics of Fluids" Ed Thomson, 3^a ed., pp. 690, 2004.
- Reis, M. L. C. C., "Expressão da incerteza de medição associada a um ensaio aeronáutico em túnel de vento subsônico", Tese de doutorado, FEM/UNICAMP, Campinas, 103p, 2000.
- Roache, J., "Computational Fluid Dynamics", Ed. Cambridge, 1971.
- Ronel, J. & Baliga, P. F., "A Finite Element method for unsteady heat conduction in materials with or without phase change", *American Society of Mechanical Engineers Paper*, American Society of Mechanical Engineers Winter Annual Meeting, USA, 1979.
- Schaffarczyk, A. P., "Prediction of airfoil characteristics for wind turbine blades with CFX". Laboratory of Computational Mechanics, University of Applied Sciences, Kiel – Germany, 1999.
- Schlichting, H. & Gersten, K., "Boundary Layer Theory", 8^a ed., New York: McGraw-Hill Book Company, 2000.
- Schneider, G. E. & Raw, M. J., "A skewed, positive influence coefficient Upwinding procedure for control-volume-based Finite Element convection-diffusion computation", *Numerical Heat Transfer* 8:1-26, 1986.

- Schneider, G. E. & Raw, M. J., “Control Volume Finite element method for heat transfer and fluid flow using co-located variables-1. Computational Procedure”, *Numerical Heat Transfer* 11:363-390, 1987.
- Silveira-Neto, A., “Turbulência nos fluidos aplicada”, LTCM - Universidade Federal de Uberlândia, 152p, 2003.
- Smith, R. M., “On the finite element calculation of turbulent flows using $k-\varepsilon$ model”, *Int. J. Numer. Methods in Fluids*, 4, pp. 303-319, 1984.
- Spogis, N., “Metodologia para determinação de curvas de potência e fluxos característicos para impelidores axiais, radiais e tangenciais utilizando a fluidodinâmica computacional”, Dissertação de mestrado, FEQ/UNICAMP, Campinas, 170p, 2002.
- Taylor, G., “Solving turbulent flow problems using FEM”, em *Finite Element in Water Resources*, Spriger-Verlag, 1982.
- Vandrome, D., “Contribution à la modélisation et à la prédiction d’écoulements turbulents à masse volumique variable”, Thèse d’Etat, Université de Lille, 1983.
- Versteeg, H. K. & Malasekera, W., “An introduction to computational fluid dynamics - The Finite Volume method”, England: Longmsn Group Ltda, 1995.
- Wilcox, D. C., “Turbulence models for CFD”, 2ª Ed., DCW Industries, La Canada, California, 1998.
- Ximenes, C. S., “Aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) em fornos para produção de cimento”, Dissertação de mestrado, FEQ/UNICAMP, Campinas, 146p, 2004.
- Yang, L., Hua, O., Zhao-hui, D., “Experimental research on aerodynamic performance and exit flow field of low pressure axial flow fan with circumferential skewed blades” *Journal of Hydrodynamics*, Shanghai Jiaotong University, China, pp. 579-586, 2007.
- Yih, C. S., “Fluid Mechanics”, McGraw-Hill Company, New York, 1969.
- Zienkiewicz, O. C., “The finite element method in engineering science”, Ed. McGraw- Hill, 1ª edição, 1967.

Análise de incertezas experimentais

A.1 INTRODUÇÃO

Na comunidade científica, não é aceitável apresentar resultados experimentais sem descrever as incertezas envolvidas. Estas incertezas estimam a confiabilidade dos resultados obtidos, definem os limites do intervalo dentro da qual os resultados de um experimento devem recair, sendo de grande valia, tanto para o experimentalista quanto para o usuário final (Fogal *et al.*, 2002).

Esta prática fornece para o experimentalista um método racional para avaliar o resultado da dispersão dos dados em repetidas medições, possibilitando a detecção de eventuais problemas em experimentos mal comportados. Para o usuário final, a incerteza deve ser considerada ao se decidir se os resultados apresentados diferem ou concordam com resultados anteriormente publicados. A técnica de predizer o intervalo de incerteza associado a um resultado experimental, baseando-se em observações da dispersão dos dados utilizados no cálculo deste resultado, é chamada de Análise de Incerteza. Reis (2000) descreve um método para expressar a incerteza de medições associadas à realização de um ensaio em Túnel de Vento.

Antes de iniciar uma revisão sobre a análise de incerteza, faz-se necessário definir claramente a terminologia empregada. O termo “variável” significa uma quantidade básica observada diretamente em um laboratório, enquanto que o “resultado” é obtido fazendo-se correções aos valores registrados das variáveis, ou cálculos com eles. Os valores registrados das variáveis chamam-se “dados”, que em alguns casos podem ser iguais aos resultados. O “erro” de uma medição é definido como a diferença entre o valor verdadeiro e o valor medido. Embora esta definição seja clara e objetiva, sua utilidade é discutível, uma vez que em situações práticas não se conhece o valor verdadeiro – se este for conhecido, a medição não seria mais necessária. As únicas situações reais que podemos ao menos reivindicar conhecer ambos os valores (verdadeiro e medido) são aquelas em que calibramos ou qualificamos um experimento utilizando dados fundamentais ou leis básicas de conservação. Na maioria das vezes, entretanto, não se pode dizer com confiança qual é o erro

de uma medição, mas sim quanto ele deve ser, dentro de um intervalo em que cremos estar limitado (Moffat, 1988).

Segundo a definição de Kline & McClintock (1953), o termo “incerteza” é então utilizado para referir-se a “um possível valor que o erro pode ter”. Assim, para uma única medição, o erro é um valor único e fixo. A incerteza por sua vez, pode variar consideravelmente, dependendo das circunstâncias em que a medição foi realizada. Os termos “incerteza” e “intervalo de incerteza” são geralmente usados como sinônimos, ambos significando o intervalo ao redor do valor medido, dentro do qual acredita-se que o valor verdadeiro se encontra. Os experimentos podem ser classificados em duas categorias: experimentos de amostragem simples e de amostragem múltiplas. Idealmente, seria desejável repetir todas as medições muitas vezes, utilizando-se diversos observadores e vários instrumentos, de tal forma que a confiabilidade dos resultados pudesse ser avaliada pelo uso da estatística.

Experimentos de amostragem múltipla são aqueles que as incertezas são avaliadas através da repetição de medições independentes. Infelizmente, na maioria dos casos de experimentos em engenharia, não é prático estimar as incertezas pela repetição de medições independentes. O tempo requerido e o custo operacional são muito grandes para permitir a repetição de todos os aspectos de um experimento. Este tipo de experimento, em que as incertezas não são determinadas pela repetição, é chamado de amostragem simples.

A diferença entre a análise por amostragem simples ou múltipla está na quantidade de observações independentes realizadas em cada ponto experimental, e como os dados são manipulados. A incerteza atribuída a uma medição é uma estimativa do possível erro residual daquela medição, após todas as correções propostas terem sido efetuadas. A distinção entre o erro original e residual deve ser sempre mantida, pois a incerteza é determinada pelo erro residual após a correção e não pelo erro original.

Dependendo do erro introduzido, se este for constante ou variar com o tempo durante a execução do experimento, estas fontes de erro podem ser classificadas como “fixa” ou “aleatória”. Estes erros são chamados de erros fixos ou sistemáticos e erros de aleatórios ou de precisão, respectivamente. O erro de precisão comporta-se aleatoriamente, com média igual a zero.

Para a maioria dos experimentos em engenharia, existe ainda uma terceira categoria de erros, chamados de “variáveis, mas determinísticos”. Esta classificação não depende somente de como a fonte de erros se comporta com o tempo, mas também da taxa de

amostragem das observações, pois qualquer processo pode parecer aleatório se a taxa de amostragem é suficientemente baixa (Moffat, 1988).

Experimentos de pesquisa em mecânica dos fluidos e transferência de calor são geralmente experimentos de amostragem simples, caracterizados por dados distribuídos ao longo de uma ampla faixa do parâmetro em estudo. Ensaios de amostragem simples são aqueles em que cada ponto experimental é testado somente uma vez, ou no máximo algumas poucas vezes.

Moffat (1985) descreve o procedimento para o cálculo das incertezas nos resultados experimentais, sendo este procedimento mostrado a seguir.

A.2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Considere uma variável X_i que possui uma incerteza conhecida δX_i . A maneira de representar a variável e sua incerteza é

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (\text{A.1})$$

Esta definição deve ser interpretada no seguinte sentido:

- A melhor estimativa de X_i é X_i (medido);
- Existe uma incerteza em X_i que pode ser tão grande quanto $\pm \delta X_i$;
- As chances da incerteza de X_i ser menor do que $\pm \delta X_i$ são de 20 para 1 (95%).

O valor de X_i (medido) representa a leitura realizada, enquanto que δX_i representa 2σ , onde σ é o desvio padrão da população de possíveis medidas quais a única amostra X_i foi tirada. A equação (A.1) segue da hipótese de que se um número infinito de observações fosse feito, a média seria o valor verdadeiro (assumindo que não existem erros sistemáticos ou fixos) e os erros aleatórios seriam normalmente distribuídos ao seu redor, com desvio padrão igual a σ .

Uma vez que 95% de todos os elementos de uma população com distribuição normal situam-se dentro de um intervalo $\pm 2\sigma$ em torno da média, podemos dizer com 95% de confiança que o valor médio deve estar contido no intervalo de $\pm 2\sigma$ do valor medido. Para o caso de experimentos com amostragem simples, a determinação de σ exige a

realização de um experimento auxiliar para estimar a componente aleatória da incerteza. Este experimento auxiliar geralmente consiste na obtenção de um conjunto de observações independentes do processo numa condição de ensaio representativa, geralmente um conjunto de 30 observações. O desvio padrão da população (σ) pode então ser calculado a partir do desvio padrão da amostra (S) obtido do experimento auxiliar, utilizando-se a distribuição de Student.

O resultado R do experimento, calculado a partir de um conjunto de medições, é representado por

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (\text{A.2})$$

Kline & McClintock (1953) mostraram que a incerteza de um resultado calculado pode ser estimada com boa precisão utilizando uma combinação dos efeitos das incertezas individuais de cada variável sobre o resultado. O efeito da incerteza de uma única variável sobre o resultado calculado, se somente esta variável possui uma incerteza associada, é dada por

$$\delta R_{x_i} = \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \quad (\text{A.3})$$

A derivada parcial de R em relação a X_i é conhecida como o coeficiente de sensibilidade do resultado R em relação à variável X_i . Quando diversas variáveis independentes são utilizadas no cálculo do resultado, os termos individuais são combinados da seguinte forma:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.4})$$

Essa é a equação básica da análise de incertezas. Cada termo representa a contribuição feita pela incerteza de uma variável (δX_i) para a incerteza global do resultado (δR). Todos os termos possuem a mesma forma: a derivada parcial de R em relação a X_i , multiplicada pela incerteza desta variável. A equação. (A.4) é válida quando as seguintes condições são observadas:

- Cada uma das medições é independente das demais;
- Se fossem realizadas medições repetidas de cada variável, sua dispersão apresentaria dispersão Gaussiana;
- A incerteza de cada variável é expressa com a mesma probabilidade.

Na maioria das situações, a incerteza global de um resultado é dominada por apenas alguns de seus termos. Os termos na equação (A.4) que são menores do que o maior termo por um fator de três ou mais, geralmente podem ser ignorados.

Em muitas aplicações, deseja-se que a incerteza de um resultado seja expressa como uma fração deste. Em particular, quando a expressão do resultado pode ser escrita na forma de um produto, tal como na equação. (A.5), a incerteza relativa pode ser encontrada diretamente. Isto é, se

$$R = X_1^a . X_2^b . X_3^c \dots X_N^m \quad (\text{A.5})$$

então

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \left(c \frac{\delta X_3}{X_3} \right)^2 + \dots + \left(m \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.6})$$

Essa é uma forma natural e conveniente de calcular a incerteza relativa do resultado, quando se conhece a incerteza relativa das variáveis envolvidas. Nesse caso, os expoentes de X_i são os coeficientes de sensibilidade dos termos da equação (A.6).

A.3 ANÁLISE DE INCERTEZA DAS VARIÁVEIS DE INTERESSE

Diâmetro e Comprimento

As dimensões características do duto de ar foram medidas com o auxílio de uma trena modelo Starret 0,001 – 3 m. A incerteza associada a estas medições está na metade do valor de sua precisão. Portanto a incerteza de leitura no diâmetro e no comprimento é $\delta D = \delta C = 1 \text{ mm}$.

Temperatura

A temperatura do ar é um parâmetro que exerce uma grande influência sobre as suas propriedades, tais como viscosidade e densidade. A temperatura do ar foi medida com auxílio de um termômetro digital da marca Fluke 52 série II, com escala de -200 à 1352°C e incerteza de $\pm 0,3^\circ\text{C}$.

Rotação

A rotação do ventilador foi medida utilizando um tacômetro digital da marca Opho Tako HT 1300 com faixa de operação de 5 à 99.999 rpm, distância para medição entre 50-130 mm e incerteza de $\pm 0,1$ rpm.

Torque

Para a medida de torque no eixo do ventilador tínhamos disponível duas células de carga: uma delas da marca Kyowa modelo TPH 200kmA com faixa de operação de 0 à 200 kgf.m e incerteza de $\pm 0,1$ kgf.m e outra célula de carga convencional com faixa de operação de 0 à 10 kgf.m e incerteza de $\pm 0,01$ kgf.m. Como a faixa de operação dos ventiladores não ultrapassa um torque de 5 kgf.m, optamos pela utilização da célula de carga convencional por apresentar uma menor incerteza ($\pm 0,01$ kgf.m).

Potência de entrada

A potência de entrada necessária para manter a rotação do ventilador é definida por:

$$N_m = T \cdot r$$

onde T é o torque e r a rotação. A incerteza da potência de entrada pode ser calculada como:

$$\delta N_m = \left[(r \cdot \delta T)^2 + (T \cdot \delta r)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da potência de entrada para várias rotações na condição do duto totalmente aberto e suas respectivas vazões, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Valores típicos de incerteza da potência de entrada

Rotação r [rpm]	Torque T [N.m]	Potência N_m [cv]	δN_m [cv]	$\frac{\delta N_m}{N_m}$
3000	20,15	8,61	0,043	0,50 %
2600	14,66	5,43	0,037	0,68 %
1750	7,54	1,88	0,025	1,33 %
1500	5,52	1,18	0,021	1,81 %

Potência de saída

A potência de saída é definida por:

$$N_s = Q.P$$

onde Q é a vazão e P é a pressão. A incerteza associada ao cálculo da potência de saída pode ser estimada por:

$$\delta N_s = \left[(Q.\delta P)^2 + (P.\delta Q)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da potência de saída para todas as rotações na condição do duto totalmente aberto, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Valores típicos de incerteza da potência de saída

Pressão P [Pa]	Vazão Q [m ³ /s]	Potência de saída N_s [cv]	δN_s [cv]	$\frac{\delta N_s}{N_s}$
415,65	7,85	4,81	0,03	0,63%
321,84	6,87	3,26	0,03	0,82%
149,01	4,67	1,03	0,02	1,75%
109,40	3,99	0,65	0,02	2,38%

Pressão

A medida de pressão dinâmica no interior do duto de ar foi tomada utilizando-se um tubo de Pitot conectado a uma coluna d'água da marca Dwyer Instrumentation com faixa de operação de 0-10 polegadas e incerteza de $\pm 0,01$ polegada de coluna d'água. A pressão atmosférica foi medida utilizando-se um barômetro convencional de coluna de mercúrio com incerteza de $\pm 0,5$ mm de Hg.

Massa específica

De acordo com a norma para testes de ventiladores em laboratório (ANSI/AMCA 210-99) a massa específica do ar pode ser determinada utilizando a relação:

$$\rho = 21,22438 \cdot \frac{P_{atm}}{T_{amb}} \quad [\text{kg/m}^3]$$

onde P_{atm} é a pressão barométrica em polegadas de Hg e T_{amb} a temperatura ambiente em °R. A incerteza da massa específica pode ser calculada como

$$\delta\rho = 21,22438 \cdot \left[\left(\frac{\delta P}{T} \right)^2 + \left(-\frac{P}{T^2} \delta T \right)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da massa específica para várias temperaturas a uma pressão barométrica de 94046 Pa (0,928 atm), obtém-se os resultados apresentados na Tabela A.3.

Tabela A.3 – Valores típicos de incerteza da massa específica

Temperatura T [°C]	Massa específica ρ [kg/m ³]	$\delta\rho$ [kg/m ³]	$\frac{\delta\rho}{\rho}$
31,5	1,074	0,0013	0,12%
31,6	1,074	0,0013	0,12%
31,2	1,075	0,0013	0,12%
31,6	1,074	0,0013	0,12%

Viscosidade dinâmica

A viscosidade dinâmica é uma propriedade totalmente dependente da temperatura e de acordo com a norma para testes de ventiladores em laboratório (ANSI/AMCA 210-99), a viscosidade dinâmica pode ser calculada com:

$$\mu = (17,23 + 0,048.T).10^{-6} \text{ [Pa.s]}$$

Desta forma a incerteza associada à viscosidade dinâmica é proporcional a incerteza da temperatura, sendo esta de $\pm 0,0144.10^{-6}$ Pa.s.

Velocidade

A velocidade do escoamento no interior do duto de ar é calculada com base na leitura da pressão da coluna d'água. Assim,

$$V = \sqrt{\frac{2.\Delta P}{\rho}}$$

Onde Δp é a variação de pressão indicada pela coluna d'água e ρ a densidade do ar. A incerteza associada ao cálculo da velocidade pode ser estimada por

$$\delta V = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[\left(\frac{1}{\sqrt{\rho.\Delta P}} \delta \Delta P \right)^2 - \left(\frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \delta \rho \right)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da velocidade para todas as rotações na condição do duto totalmente aberto, e uma densidade de $1,074 \text{ kg/m}^3$, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela A.4.

Tabela A.4 – Valores típicos de incerteza da velocidade do escoamento

Rotação r [rpm]	Pressão P [Pa]	Velocidade V [m/s]	δV [m/s]	$\frac{\delta V}{V}$
3000	415,65	25,63	0,082	0,32%
2600	321,84	22,43	0,093	0,42%
1750	149,01	15,25	0,139	0,91%
1500	109,40	13,03	0,162	1,24%

Vazão

A vazão no interior do duto é calculada através de:

$$Q = V.A$$

onde V é a velocidade calculada com base na leitura da pressão dinâmica da coluna d'água e A é a área da seção transversal do duto. A incerteza associada ao cálculo da vazão pode ser estimada por

$$\delta Q = \left[(V.\delta A)^2 + (A.\delta V)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da vazão para todas as rotações na condição do duto totalmente aberto, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela A.5.

Tabela A.5 – Valores típicos de incerteza da vazão

Rotação r [rpm]	Velocidade V [m/s]	Vazão Q [m ³ /s]	δQ [m ³ /s]	$\frac{\delta Q}{Q}$
3000	25,63	7,85	0,025	0,32%
2600	22,43	6,87	0,029	0,42%
1750	15,25	4,67	0,042	0,91%
1500	13,03	3,99	0,050	1,24%

Rendimento

O rendimento é definido por:

$$\eta = \frac{N_s}{N_m}$$

onde N_s é a potência de saída e N_m é a potência de entrada. A incerteza associada ao cálculo do rendimento pode ser estimada por:

$$\delta\eta = \left[\left(\frac{\delta N_s}{N_m} \right)^2 + \left(-\frac{N_s}{N_m^2} \delta N_m \right)^2 \right]^{1/2}$$

Calculando a incerteza da potência de saída para todas as rotações na condição do duto totalmente aberto, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela A.6.

Tabela A.6 – Valores típicos de incerteza de rendimento

Potência N_m [cv]	Potência de saída N_s [cv]	Rendimento η [%]	$\delta\eta$ [%]	$\frac{\delta\eta}{\eta}$
8,61	4,44	55,90	0,45	0,80
5,43	3,01	60,10	0,64	1,06
1,88	0,95	54,80	1,20	2,19
1,18	0,59	54,80	1,64	3,00