



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



***ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE
TRANSPORTE PNEUMÁTICO PARA ADUBADORES
AGRÍCOLAS***

MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL

TESE DE DOUTORADO



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



***ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE
TRANSPORTE PNEUMÁTICO PARA ADUBADORES
AGRÍCOLAS***

MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL

Orientador: Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Coorientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Tese 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 Doutor em Engenharia Mecânica.

Bauru
2020

DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO
UNESP - BAURU

Fogal, Marcelo Luiz de Freitas.

Análise numérica e experimental de sistemas de transporte pneumático para adubadores agrícolas / Marcelo Luiz de Freitas Fogal, 2020.
79 f.: il.

Orientador: Vicente Luiz Scalon
Coorientador: Alcides Padilha

Tese (Doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2020.

1. Rotor radial. 2. Fluidodinâmica computacional.
3. Modelo de turbulência. 4. Anemômetro de fio quente.
5. Tubo de Pitot I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA TESE DE DOUTORADO DE MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 03 dias do mês de novembro do ano de 2020, às 09:00 horas, por meio de Videoconferência, realizou-se a defesa de TESE DE DOUTORADO de MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL, intitulada **ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE VENTILADORES RADIAIS UTILIZADOS EM SISTEMAS DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO PARA ADUBADORES AGRÍCOLAS**. A Comissão Examinadora foi constituída pelos seguintes membros: Prof. Dr. ALCIDES PADILHA (Participação por Parecer Circunstanciado) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. DELSON LUIZ MODOLO (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL (Participação Virtual) do(a) Departamento de Energia / Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, Prof. Dr. PAULO CESAR MIORALLI (Participação Virtual) do(a) Mecatrônica Industrial / Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo - IFSP - Campus Catanduva. Após a exposição pelo doutorando e arguição pelos membros da Comissão Examinadora que participaram do ato, de forma presencial e/ou virtual, o discente recebeu o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelo(a) Presidente(a) da Comissão Examinadora.



Prof. Dr. ALCIDES PADILHA

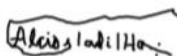
PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

A BANCA EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO ALUNO: **MARCELO LUIZ DE FREITAS FOGAL**

DE: "ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE VENTILADORES RADIAIS UTILIZADOS EM SISTEMAS DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO PARA ADUBADORES AGRÍCOLAS"

PARA: "ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO PARA ADUBADORES AGRÍCOLAS" _____

Bauru, 03 de novembro de 2020.



Prof. Dr. Alcides Padilha
Coorientador

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todas as pessoas e instituições que de alguma maneira contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

- *À minha família, especialmente meus pais José Luiz e Zulind Marlina, irmãos Mauro e Marcos e cunhadas Roberta e Manu, que sempre me incentivaram e apoiaram.*
- *À minha companheira Charlene por todo amor, paciência e apoio em todos os momentos.*
- *Ao meu querido filho Lucas Henrique por todo carinho, amor e sempre estar ao meu lado.*
- *Ao meu orientador Dr. Vicente Luiz Scalon e coorientador Dr. Alcides Padilha pela orientação, amizade e confiança.*
- *Aos professores membros da banca examinadora encarregada de julgar a presente Tese.*
- *Aos meus amigos que sempre me alegraram e elevaram meu estado de espírito.*
- *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.*
- *E, sobretudo a Deus por me acompanhar em todos os momentos, sendo suporte, força e motivação.*

Sumário

Capítulo 1 - Introdução.....	01
1.1 Revisão bibliográfica.....	04
1.2 Turbomáquinas.....	07
1.2.1 Considerações sobre turbomáquinas radiais.....	08
1.2.2 Considerações sobre o escoamento em turbomáquinas radiais.....	09
1.3 Objetivos e escopo do trabalho.....	10
Capítulo 2 - Modelo físico.....	11
Capítulo 3 - Conceitos numéricos.....	16
3.1 Escoamentos turbulentos.....	16
3.2 Abordagem do escoamento compressível.....	17
3.3 Equações governantes.....	18
3.3.1 Conservação da massa.....	19
3.3.2 Transporte da quantidade de movimento.....	19
3.3.3 Conservação da energia.....	20
3.3.4 Equação de estado para gases perfeitos.....	21
3.4 Decomposição das equações e médias temporais.....	21
3.5 Modelos de turbulência.....	21
3.6 Modelo k-Épsilon.....	22
3.7 Simulação numérica.....	23
3.7.1 Método dos Volumes Finitos.....	23
3.7.2 Malha computacional.....	24
3.7.3 Tratamento das funções de parede.....	26
3.7.4 Termos difusivos e advectivos.....	27
3.7.5 Modelo <i>Alternate Rotation Model</i>	28
3.7.6 Modelo <i>Frozen Rotor</i>	29
3.7.7 Condições de contorno.....	29
3.7.8 Convergência.....	30
3.8 O código CFX.....	30
Capítulo 4 - Modelo computacional.....	32
4.1 Equações de transporte.....	32

4.2 Geometrias dos modelos.....	33
4.3 Malha e condições de contorno.....	35
4.3.1 Sistema de distribuição de ar com rotor Jacto.....	35
4.3.2 Sistema de distribuição de ar com rotor Comercial.....	38
4.3.3 Sistema de aplicação do adubador agrícola.....	40
Capítulo 5 - Metodologia experimental.....	43
Capítulo 6 - Resultados e discussões.....	47
6.1 Introdução.....	47
6.2 Comparativo numérico e experimental do sistema de distribuição de ar em bancada com os rotores Jacto e Comercial.....	47
6.3 Comparativo numérico e experimental do sistema de aplicação do adubador agrícola.....	59
Capítulo 7 - Considerações finais.....	67
7.1 Conclusões.....	67
7.2 Sugestões para futuros trabalhos.....	68
7.3 Publicações originadas do presente trabalho.....	68
Referências bibliográficas.....	69
Anexo A - <i>Local Timescale Factor</i>	75
Anexo B - Análise de incertezas experimentais.....	77
B.1 Introdução.....	77
B.2 Análise de incerteza das variáveis de interesse.....	78

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Configurações de sistemas rotor-voluta: (a) rotor com voluta simples, (b) rotor com voluta dupla e (c) rotor com difusor aletado entre o rotor e a voluta (Gamboa, 2013) ...	09
Figura 2.1 – Adubador Agrícola UNIPORT 3030 NPK – Jacto (a)	11
Figura 2.2 – Adubador Agrícola UNIPORT 3030 NPK – Jacto (b).....	11
Figura 2.3 – Aplicação direcionada em cana de açúcar	12
Figura 2.4 – Aplicação direcionada em algodão e cereais.....	12
Figura 2.5 – Sistema de distribuição de ar do adubador agrícola	13
Figura 2.6 – Detalhe do sistema de distribuição de ar com rotor Jacto em bancada.....	13
Figura 2.7 – Rotor Jacto de 500 mm de diâmetro	14
Figura 2.8 – Rotor Comercial de 330 mm de diâmetro	14
Figura 2.9 – Sistema de distribuição de ar com rotor Comercial em bancada: (a) Geral e (b) montagem do rotor-voluta	15
Figura 3.1 - Exemplos de malhas: (a) não-estruturada e (b) estruturada.....	25
Figura 3.2 - Subdivisão em camadas da região próxima à parede num escoamento com velocidade tangencial U_t (ANSYS CFX <i>reference guide</i> , 2013)	27
Figura 4.1 – Geometria 3D do rotor Jacto de 500 mm de diâmetro.....	33
Figura 4.2 – Geometria 3D do rotor Comercial de 330 mm de diâmetro	33
Figura 4.3 – Geometria 3D do sistema de distribuição de ar com rotor Jacto.....	34
Figura 4.4 – Geometria 3D do sistema de distribuição de ar com rotor Comercial	34
Figura 4.5 – Geometria 3D do sistema de aplicação do adubador Jacto.....	35
Figura 4.6 – Domínio de cálculo do sistema de distribuição de ar Jacto	36
Figura 4.7 – Domínio rotativo Jacto: (a) Vista geral e (b) detalhe dos elementos.....	36
Figura 4.5 – Desenho 3D do sistema de aplicação do adubador Jacto.....	39
Figura 4.6 – Domínio de cálculo do sistema de distribuição de ar Jacto	40
Figura 4.7 – Domínio rotativo Jacto: (a) Vista geral e (b) detalhe dos elementos.....	40
Figura 4.8 – Condições de contorno para o sistema de distribuição de ar Jacto.....	37
Figura 4.9 – Domínio de cálculo do sistema de distribuição de ar Comercial	38
Figura 4.10 – Domínio rotativo Comercial: (a) Vista geral e (b) detalhe dos elementos.....	38
Figura 4.11 – Condições de contorno para o sistema de distribuição de ar Comercial.....	39

Figura 4.12 – Sistema de aplicação do adubador Jacto	40
Figura 4.13 – Detalhe das interfaces dos domínios.....	40
Figura 4.14 – Detalhe da interface da caixa de distribuição de ar com a tubulação.....	41
Figura 4.15 – Condições de contorno para o sistema de aplicação completo: (a) Geral e (b) detalhe do sistema de distribuição de ar	42
Figura 5.1 – Anemômetro digital: (a) Geral e (b) detalhe do sensor.....	44
Figura 5.2 – Termômetro digital.....	44
Figura 5.3 – Tacômetro digital	44
Figura 5.4 – Medidor de pressão e vazão.....	44
Figura 5.5 – Tubo de Pitot.....	45
Figura 5.6 – Coluna d’água.....	45
Figura 5.7 – Esquema dos pontos medidos nas saídas da caixa de distribuição de ar.....	45
Figura 5.8 – Válvulas do sensor HYDAC: (a) Bancada com rotor Jacto e (b) Bancada com rotor Comercial	46
Figura 6.1 – Valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar do rotor Jacto.....	48
Figura 6.2 – Valores de Y_{plus} nas paredes da voluta do rotor Jacto.....	48
Figura 6.3 – Valores de Y_{plus} nas paredes do rotor Jacto.....	49
Figura 6.4 – Valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar e voluta do rotor Comercial	49
Figura 6.5 – Valores de Y_{plus} nas paredes do rotor Comercial.....	50
Figura 6.6 – Detalhe dos valores de Y_{plus} nas paredes das pás do rotor Comercial.....	50
Figura 6.7 – Gradientes de velocidade no plano central e vista lateral com rotor Jacto.....	51
Figura 6.8 – Gradientes de velocidade no plano central e vista lateral com rotor Comercial.	52
Figura 6.9 – Gradientes de velocidade no plano central e vista superior com rotor Jacto....	52
Figura 6.10 – Gradientes de velocidade no plano central e vista superior com o rotor Comercial.....	53
Figura 6.11 – Vetores velocidade no plano central e vista lateral com rotor Jacto.....	53
Figura 6.12 – Vetores velocidade no plano central e vista lateral com rotor Comercial.....	54
Figura 6.13 – Vetores velocidade no plano central e vista superior com rotor Jacto.....	54
Figura 6.14 – Vetores velocidade no plano central e vista superior com rotor Comercial....	55
Figura 6.15 – Linhas de corrente no sistema de distribuição de ar com rotor Jacto.....	55
Figura 6.16 – Linhas de corrente no sistema de distribuição de ar com rotor Comercial.....	56
Figura 6.17 – Detalhe das recirculações na caixa do modelo com rotor Jacto.....	57

Figura 6.18 – Detalhe das recirculações na caixa do modelo com rotor Comercial.	57
Figura 6.19 – Gráfico comparativo entre os resultados numéricos e experimentais.	59
Figura 6.20 – Valores de <i>Yplus</i> nas paredes da tubulação do sistema de aplicação do adubador agrícola.	59
Figura 6.21 – Valores de <i>Yplus</i> nas paredes da tubulação em detalhe.	60
Figura 6.22 – Valores de <i>Yplus</i> nas paredes da caixa de distribuição de ar do adubador agrícola.	60
Figura 6.23 – Valores de <i>Yplus</i> nas paredes da voluta do adubador agrícola.	61
Figura 6.24 – Valores de <i>Yplus</i> nas paredes do rotor do adubador agrícola.	61
Figura 6.25 – Gradiente de velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola em detalhe.	62
Figura 6.26 – Gradiente de velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola (vista geral).	63
Figura 6.27 – Vetores velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola.	63
Figura 6.28 – Linhas de corrente no sistema de aplicação do adubador agrícola.	64
Figura 6.29 – Linhas de corrente que representam o fluxo nas regiões de entrada de adubo.	64
Figura 6.30 – Gráfico comparativo numérico e experimental das velocidades nas saídas dos bocais de aplicação do adubador agrícola.	65
Figura A.1 - Influência da velocidade e da malha no LTF (Navarro, 2011).	76

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A	área [m^2]
C_μ	constante do modelo k-Épsilon padrão
f_i	forças de campo [N]
F_c	força de Coriolis [N]
H	entalpia total [$J\ kg^{-1}$]
k	energia cinética turbulenta [$m^2\ s^{-2}$]
\dot{m}	vazão mássica [$kg\ s^{-1}$]
M_{molar}	massa molar [$kg\ mol^{-1}$]
n	rotação [$rad\ s^{-1}$]
P	pressão [Pa]
P_k	taxa de produção da energia cinética turbulenta [$Pa\ s^{-1}$]
q	fluxo de energia transferido por condução [$W\ m^{-2}$]
Q	vazão volumétrica [$m^3\ s^{-1}$]
R	constante universal dos gases perfeitos [$J\ mol^{-1}\ ^\circ C^{-1}$]
R_n	resultado de um experimento, calculado a partir de um conjunto de medições
t	tempo [s]
T	temperatura [$^\circ C$]
u	componente de velocidade na direção x [$m\ s^{-1}$]
U	vetor velocidade [$m\ s^{-1}$]
U_t	velocidade do escoamento tangencial à parede [$m\ s^{-1}$]
U_x	vetor velocidade na direção x [$m\ s^{-1}$]
U_y	vetor velocidade na direção y [$m\ s^{-1}$]
U_z	vetor velocidade na direção z [$m\ s^{-1}$]
V	velocidade escalar [$m\ s^{-1}$]
v	componente de velocidade na direção y [$m\ s^{-1}$]
w	componente de velocidade na direção z [$m\ s^{-1}$]
x	vetor direção espacial e coordenada cartesiana espacial [m]
X_i	variável genérica, medida pelo sistema de medição
y	distância da parede da camada limite [m]
y^+	variável adimensional baseada na distância da parede da camada limite

Letras Gregas

δ	delta de Kronecker
ε	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [$m^2 s^{-3}$]
λ	condutividade térmica [$W m^{-1} ^\circ C^{-1}$]
μ	viscosidade molecular [$Pa s$]
μ_t	viscosidade turbulenta [$Pa s$]
μ_b	viscosidade bulk [$Pa s$]
ρ	massa específica [$kg m^{-3}$]
τ	tensor tensão viscoso [$Pa s$]
ϕ	propriedade escalar genérica
ω	velocidade angular [$rad s^{-1}$]

Símbolos e operadores matemáticos

∂	operador diferencial
Δ	operador variação
\rightarrow	vetor

Resumo

FOGAL, M. L. F., 2020. **Análise numérica e experimental de sistemas de transporte pneumático para adubadores agrícolas**. FEB/UNESP, 2020, 79p. Tese de doutorado.

Este trabalho de tese apresenta um comparativo entre os resultados numérico e experimental das análises de dois diferentes tipos de rotores radiais utilizados em um sistema de adubação agrícola a uma rotação de 4000 rpm. Para validação da análise numérica realizaram-se experimentos em uma bancada de testes utilizando um anemômetro de fio quente para as medidas de velocidade e um tubo de Pitot para as tomadas de pressão de acordo com a norma para ensaios em laboratório. Após a validação experimental dos modelos matemáticos dos rotores em bancada de testes foi realizada uma simulação do sistema de aplicação do adubador agrícola para avaliar o comportamento da distribuição de ar ao longo dos bocais. O campo turbulento foi obtido com a média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS*) e o modelo de turbulência utilizado para o fechamento do conjunto de equações foi o modelo k-Épsilon de duas equações. O software de fluido dinâmica computacional CFX 18.1 foi utilizado para a obtenção das soluções das equações de transporte, que utiliza a técnica dos Volumes Finitos como método numérico. Em todos os modelos foram utilizadas malhas não estruturadas tetraédricas geradas pelo software comercial ICFM CFD 18.1. Os principais resultados mostraram que a metodologia empregada é adequada e apta a reproduzir o comportamento fluidodinâmico do escoamento do ar para este tipo de aplicação evitando a necessidade de protótipos.

Palavras-chave: Rotor radial, fluidodinâmica computacional, modelo de turbulência, anemômetro de fio quente, Tubo de Pitot.

Abstract

FOGAL, M. L. F., 2020. **Numerical and experimental analysis of pneumatic transport systems for agricultural spreaders**. FEB/UNESP, 2020, 79p. Doctoral thesis.

This thesis presents a numerical and experimental comparison of two different types of radial fans used in an agricultural fertilizer spreader at a rotation of 4000 rpm. The numerical analysis was validated through experiments conducted on a test bench using a hot-wire anemometer for velocity measurements and a Pitot tube for pressure readings according to the norm for laboratory assays. A simulation of the agricultural fertilizer spreader was carried out after the experimental validation of the mathematical models of the radial fans on the test bench to evaluate the air distribution behavior along the nozzles, which was compared to the experimental results. A turbulent field was obtained using the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) and the k-Epsilon turbulence model was used for two equations. The computational fluid dynamics software CFX 18.1 was used to solve the transport equations. Unstructured tetrahedral meshes generated by the ICEM CFD 18.1 software were used in all models. The applied method is adequate and able to reproduce the fluid-dynamic behavior of airflow in pneumatic systems of agricultural fertilizer spreaders, avoiding the need for prototypes.

Keywords: Radial fan, computational fluid dynamics, turbulence model, hot wire anemometer, Pitot tube.

Introdução

A agricultura é uma atividade essencial para a produção mundial de alimentos cuja escassez foi prevista por Thomas Malthus (1798), economista inglês que elaborou uma teoria que afirmava que a população iria crescer tanto que seria impossível produzir alimentos suficientes para alimentar o grande número de pessoas no planeta. Embora isso não tenha ocorrido devido à expansão das áreas e ao incremento da produção agrícola, a população mundial continua crescendo e os agricultores precisam produzir mais e em menor área (CAMARGO, 2012).

Apesar da enorme variabilidade de solos existente no Brasil, na maioria das vezes, as quantidades dos elementos necessários para o pleno desenvolvimento das plantas não são suficientes para uma produção rentável, exigindo que fertilizantes sejam utilizados na implantação e condução das lavouras.

Os fertilizantes são fontes de nutrientes que em sua ausência as plantas não completam seu ciclo e morrem. São divididos em orgânicos (carbono, hidrogênio e oxigênio), que são provenientes do ar e da água, e minerais tais como nitrogênio, fósforo, potássio, cálcio e enxofre, os quais devem ser fornecidos por meio da adubação quando os teores não estão suficientes no solo para o crescimento e desenvolvimento das plantas.

É necessário, para obtenção de boa produção agrícola, que os nutrientes estejam em quantidades adequadas às plantas, proporcionando uma maior produtividade. A aplicação de fertilizantes minerais ao solo também é feita para repor sua perda, pois a cada ciclo as plantas extraem nutrientes do solo e alguns deles não retornam mais. Dessa forma, se não forem fornecidos por meio de fertilizantes, eles serão absorvidos das reservas do solo, podendo causar seu esgotamento. Isso pode causar também redução da matéria orgânica, que é também, fornecedora de nutrientes, e contribui para melhorar a retenção de água pelo solo. Sem a adubação do solo com fertilizantes, haveria sua degradação e redução da oferta de alimentos.

Os fertilizantes também possuem papel fundamental na saúde vegetal porque fornecem elementos essenciais à vida das plantas. Entretanto, doses insuficientes ou uso inadequado de fertilizantes, podem acarretar efeitos prejudiciais ao crescimento das culturas, reduzindo a sua produtividade (MALAVOLTA *et al*, 1997).

Muitas vezes os adubos químicos ou sintéticos não são bem vistos pelas pessoas pois o uso incorreto desses produtos pode causar grandes danos ao meio ambiente, como contaminação do solo e da água, além de riscos à saúde humana. Porém, quando utilizados de maneira correta, são elementos que contribuem para uma produção de alimentos segura e de qualidade.

Algumas máquinas usadas em adubação agrícola utilizam o fluxo de ar para transportar o particulado (adubo) para os bocais de aplicação proporcionando uma distribuição uniforme e precisa. Para a geração deste fluxo as máquinas necessitam de um ventilador acoplado ao sistema sendo este utilizado como veículo para criar o desejado escoamento de ar.

Para melhorar a qualidade de aplicação as empresas investem em estudos de otimização dos sistemas de adubação. Estes estudos podem estar direcionados ao aumento de rendimento do ventilador, o que proporciona um melhor rendimento de todo o sistema. Para se determinar o rendimento de um ventilador ou de um determinado sistema, 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 destaca-se o método dos Volumes Finitos que é o método utilizado no presente trabalho.

A utilização da fluidodinâmica computacional (CFD) permite aos engenheiros a obtenção de soluções numéricas para problemas com geometrias complexas e as condições limites impostas. Uma análise de CFD pode determinar os valores de velocidade, temperatura e pressão ao longo de um determinado domínio. A simulação de rotores pode ser feita dividindo-se o domínio em dois: um estático, representado pela voluta e outro rotativo, representando o rotor. Kelecy (2000) descreve o uso de subdomínios rotacionais conectados com domínios estacionários mostrando que seus resultados apresentaram muito boa correlação com os dados experimentais. 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. A fluidodinâmica computacional envolve a solução das equações de conservação de massa, momento, energia e espécies químicas. O cálculo é feito em dezenas, ou centenas de milhares de volumes de controle, determinando o domínio de fluxo computacional. Em cada volume de controle as variáveis calculadas são então linearizadas e resolvidas.

Uma grande vantagem da técnica de CFD é a sua flexibilidade para mudar parâmetros de processo, regimes de fluxo e geometria das volutas sem a necessidade da construção de um protótipo em escala real.

Em CFD emprega-se a solução iterativa do sistema de equações onde existe um resíduo em relação a iteração anterior. Diz-se que uma solução convergiu quando o resíduo atinge um valor abaixo de um critério previamente especificado pelo usuário, que implique que a solução não mude significativamente, de acordo com as exigências do problema, entre uma iteração e outra, mas estes critérios podem mudar de problema para problema.

O escoamento junto a paredes apresenta elevados gradientes das variáveis de interesse, de modo que é fundamental garantir uma quantidade suficiente de malha que permita capturar o fenômeno físico nesta região. Em escoamentos turbulentos, como aqui tratado, é possível identificar a proximidade do primeiro nó da malha a partir da parede, através do *Yplus* (y^+), que é a distância adimensional à parede e pode ser visualizado como pós-processamento nos aplicativos de CFD da ANSYS. Dependendo do modelo de turbulência, a exigência de distância mínima pode variar e a troca de modelo pode exigir a geração de uma nova malha.

Neste trabalho devido às bruscas variações de geometria e sua complexidade utilizou-se uma malha não estruturada, com elementos tetraédricos, que gera imprecisão na distribuição de pressão próximo das paredes. Para solucionar este problema utilizou-se elementos prismáticos criados a partir da malha superficial ligados a elementos tetraédricos afastados das paredes.

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-Épsilon, que é o modelo mais largamente utilizado em problemas de mecânica de fluidos computacional. O uso de modelos de turbulência como o SST (Shear Stress Transport) 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 tornou-se inviável devido à complexidade da malha. Menter (1994) e Schaffarczyk (1999) apresentam estudos detalhados destes modelos.

O software ANSYS CFX foi escolhido como ferramenta de CFD pois demonstrou prover resultados altamente precisos, soluções robustas e grande eficiência de paralelização, além de resolver numericamente problemas grandes que exigem recursos computacionais intensivos. Este *solver* (software que resolve um determinado problema matemático) promove uma grande interoperacionalidade entre seus módulos de geração de geometria, malha, setup físico e pós-processamento, além da obtenção de resultados realistas validados em casos práticos industriais.

O software ANSYS ICEM CFD foi escolhido como módulo de geração de malha devido a sua grande capacidade de aquisição/importação de geometria CAD externa, geração e edição de malhas.

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção tem como objetivo principal fazer uma descrição dos trabalhos encontrados na literatura que têm relação com este projeto os quais utilizaram metodologia experimental e/ou CFD.

A metodologia de aplicação da técnica dos Volumes Finitos, proposta por Patankar e Spalding (1972), é amplamente utilizada como método numérico para a resolução de problemas de fluido dinâmica computacional e podem ser encontrados na literatura diversos trabalhos relacionados ao tema como os de Gusberti *et al.* (2004), que estudaram a otimização de um ventilador axial através de simulação numérica utilizando a técnica dos Volumes Finitos com auxílio do software CFX. A função deste ventilador era promover a circulação de ar quente no interior de um forno de tratamento térmico e, 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. Como validação do modelamento e sua implementação no software, foi feita a simulação do projeto inicial comparando com os dados fornecidos pelo fabricante. O escoamento turbulento foi tratado com modelos de médias temporais (k -Épsilon) e posteriormente foram testadas as possíveis melhorias, sendo estas: quatro diferentes geometrias de bulbo central e dois diferentes perfis de pá usando vários ângulos. 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.

Otimizações de ventiladores utilizando a técnica dos Volumes Finitos têm sido feitas com sucesso há vários anos (MOREAU e BENNETT, 1997 e HILL e 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. As técnicas de CFD para modelagem de turbomáquinas têm 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.*, 2002) e trabalhos recentes como os de Junaidi *et al.* (2015), Lam e Peng (2016) e Zhang e Baar (2018) mostram que esta técnica é amplamente aplicada a diversos tipos de turbomáquinas.

Na literatura existem vários trabalhos numéricos/experimentais investigando o desenvolvimento e as características do escoamento, dentre eles o trabalho de Moonen *et al.* (2006) que desenvolveram uma metodologia de simulação numérica em condições de escoamento em túnel de vento de circuito fechado utilizando CFD. Para a obtenção de resultados mais precisos, o modelamento em CFD foi feito em todo o túnel de vento e as condições de contorno utilizadas na entrada e saída do 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%. Goulart *et al.* (2004) realizaram uma investigação do comportamento do escoamento ao longo de feixe de tubos com placas defletoras. A distribuição de velocidade foi obtida experimentalmente empregando anemometria de fio quente e para a análise numérica utilizou-se o programa CFX. Nesta análise utilizou-se o modelo de turbulência k-Épsilon de duas equações. Os resultados numéricos e experimentais obtidos apresentaram boa concordância para os campos médios de velocidades e pressões.

Kergourlay *et al.* (2006) baseados nas simulações numéricas de Kouidri *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 raiz e na ponta das pás e menor perda na região média das pás. A diminuição de velocidade no percurso do escoamento é menor no ventilador com pás curvadas para trás do que no ventilador com pás curvadas para frente.

Navarro (2011) emprega a técnica de CFD para simular um tanque de óleo diesel a escala industrial com o uso do pacote comercial ANSYS CFX 13.0. A abordagem com múltiplos sistemas de referência é empregada para modelar a movimentação do rotor. Os efeitos turbulentos foram incorporados mediante o modelo de turbulência *Shear Stress Transport* (SST). Vários arranjos rotor-tanque obtidos variando o ângulo de deslocamento horizontal em relação à linha central do tanque foram usados para avaliar a influência do número de rotores e o seu posicionamento no desempenho do processo. Perfis hidrodinâmicos, consumos de potência, tempos de homogeneização e outros parâmetros relevantes para processos de mistura

também foram utilizados para comparar os resultados. Baseado nos resultados das simulações, avaliou os diferentes cenários e determinou a condição mais apropriada para o processo sendo discutidos os prós e contras de cada alternativa investigada.

Silva (2012) realizou um estudo com diferentes configurações de rotor em uma turbina axial da alta pressão baseado nos cálculos do escoamento utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) com média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS*) com auxílio do programa comercial ANSYS CFX 13.0. Neste estudo diferentes tecnologias para as geometrias do topo das pás do rotor foram utilizadas para analisar a influência destas geometrias na turbina. A configuração padrão foi modificada e várias configurações foram testadas. Os resultados mostram as configurações que apresentaram melhores performances justificando seu uso para aplicações em turbinas de alta pressão.

Vilela (2011) propôs uma simplificação de geometria para estudar o processo de uma turbina a vapor estabelecendo o escoamento em uma grade de bocais baseado no modelo de rotor da turbina. Um estudo preliminar do bocal supersônico foi realizado devido a possibilidade de validar o procedimento de uso do código CFD com base em dados experimentais adequados. O modelo matemático do escoamento compressível multifásico (com vapor d'água e formação de gotículas de água) foi resolvido numericamente utilizando o método dos Volumes Finitos com uma abordagem baseada na densidade, em conjunto com os modelos de turbulência k-Épsilon e SST. Os resultados mostraram que o fenômeno de mudança de fase é responsável por perdas termodinâmicas significativas no escoamento.

Fogal *et al.* (2014) apresentaram um trabalho de fluido dinâmica computacional aplicado num projeto de ventilador axial utilizado num sistema de pulverização agrícola. Foram apresentados resultados comparativos teórico e experimental entre as curvas características do ventilador para várias rotações, resultados numéricos para a influência da variação do ângulo de ataque da pá e otimização do sistema de pulverização para uma mesma rotação. O escoamento foi considerado tridimensional, turbulento, isotérmico, viscoso, incompressível e em regime permanente, desprezando os efeitos da gravidade. O campo turbulento foi obtido com a aplicação da média temporal e o modelo de turbulência adotado para o fechamento do conjunto de equações foi o k-Épsilon. A resolução de todos os fenômenos acoplados foi alcançada com auxílio de um software de fluido dinâmica computacional, CFX, que utiliza a técnica de Volumes Finitos como método numérico. Para a validação da análise teórica realizaram-se experimentos em um túnel de vento horizontal de seção circular utilizando um tubo de Pitot para as tomadas de pressão. Os principais resultados se assemelharam com os obtidos experimentalmente demonstrando que a metodologia empregada, com base em técnicas

de CFD, é capaz de reproduzir o comportamento fenomenológico de um ventilador axial aplicado em um sistema de pulverização agrícola.

Vibhakar (2012) estudou o comportamento do fluxo de um ventilador radial com pás curvadas para frente e para trás utilizando técnicas de fluido dinâmica computacional com auxílio dos softwares Gambit e Fluent da ANSYS. Os resultados das análises de CFD se aproximaram muito dos resultados experimentais. As simulações validaram a metodologia do projeto mostrando parâmetros de desempenho do ventilador e regiões de grande recirculação que foram melhoradas com alterações de geometria. O principal resultado é a metodologia empregada em projetos de ventiladores radiais validada numérica e experimentalmente mostrando que as técnicas de CFD são uma excelente ferramenta na predição de parâmetros de desempenho de turbomáquinas.

1.2. TURBOMÁQUINAS

Para se ter um melhor entendimento do comportamento do fluxo dentro do sistema de aplicação e promover alterações na geometria das mesmas de maneira a obter máquinas de alto desempenho é necessário compreender os parâmetros que interferem no escoamento de turbomáquinas. Este escoamento é extremamente complexo e tal complexidade está relacionada a geometria do canal entre as pás e as características do escoamento dificultando a obtenção de dados experimentais e sua modelagem numérica.

Turbomáquinas hidráulicas radiais geradoras (bombas e ventiladores centrífugos) em geral possuem uma voluta ao redor da periferia externa do rotor. Essa voluta tem duas funções básicas: coletar o fluido proveniente do rotor (ou, se houver, de um difusor aletado entre o rotor e a voluta) e direcionar esse fluido para a saída da turbomáquina, com menor perdas hidrodinâmicas e eficiência possíveis. Em condições nominais (referentes ao ponto de projeto), o escoamento na periferia externa do rotor se apresenta bem uniforme, com forças radiais e oscilações de pressão mínimas. Na medida em que a vazão da turbomáquina difere da vazão nominal, verificam-se aumentos nas não-uniformidades do escoamento, nas forças radiais sobre o eixo da máquina e nas oscilações de pressão (GREIN e BACHMANN, 1975). As técnicas de análise do escoamento em sistemas rotor-voluta foram desenvolvidas para tratar tanto o rotor como a voluta isoladamente. Essas técnicas geralmente conduzem a resultados bem satisfatórios quando aplicadas na análise do escoamento em condições nominais e também no projeto desses componentes isoladamente.

1.2.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE TURBOMÁQUINAS RADIAIS

A principal característica das turbomáquinas é aumentar a energia total do fluido operado por elas, sendo utilizadas para o transporte do fluido operado nos mais diversos tipos de aplicações. Turbomáquinas geradoras podem ser classificadas quanto à direção do escoamento principal no rotor em diagonais, axiais e radiais sendo esta última o enfoque do presente trabalho. As turbomáquinas geradoras radiais são utilizadas em aplicações que requerem altas pressões, associadas a vazões relativamente baixas, quando são comparadas às diagonais e axiais. Além disso, também podem ser classificadas quanto ao sentido do escoamento no rotor (particularmente as radiais e diagonais) em centrífugas e centrípetas. Geralmente, as turbomáquinas radiais (e diagonais) geradoras são do tipo centrífugo, onde o escoamento atravessa o rotor no sentido da sua periferia interna para a sua periferia externa, mas existem algumas exceções como a bomba e o turbo compressor radiais centrípetos citados por Pfeleiderer (1960).

Turbomáquinas geradoras podem ter outra classificação relacionada ao tipo de escoamento no seu interior, podendo ser compressível (consideração adotada no presente trabalho) ou incompressível. No caso de turbomáquinas térmicas geradoras, onde o escoamento é compressível, pode haver escoamento subsônico, transônico e supersônico no interior de uma mesma máquina. No caso de turbomáquinas hidráulicas geradoras o escoamento é considerado incompressível, devido à baixa variação de massa específica (densidade) particularmente em ventiladores. As turbomáquinas geradoras podem apresentar um ou mais estágios. No presente trabalho, o estudo do escoamento é realizado em turbomáquinas térmicas geradoras radiais de apenas um estágio. Nesse caso, tal turbomáquina apresenta em geral quatro componentes: um componente de entrada (no caso do ventilador pode ser um bocal ou uma caixa de entrada), um rotor, um difusor aletado e uma voluta (ou carcaça). Neste trabalho será analisado o escoamento potencial em apenas dois desses componentes, ou seja, no rotor e na voluta.

Rotores radiais convencionais geralmente têm pás iguais e igualmente espaçadas, largura das pás constante ou variável, aresta de saída paralela ao eixo do rotor e aresta de entrada curvada para guiar melhor o escoamento à entrada das pás. Existem também rotores radiais (geralmente denominados não convencionais) que possuem um ou mais conjuntos de pás auxiliares (de comprimentos menores que aquele das pás principais) intercalados no conjunto de pás principais de rotores convencionais. Cada conjunto de pás auxiliares pode apresentar comprimentos e posições circunferenciais diferentes entre si e

também em relação ao conjunto de pás principais (GAMBOA, 2013). Neste trabalho, são analisados rotores com pás iguais, igualmente espaçadas e com mesma largura.

Volutas de turbomáquinas geradoras radiais podem ser simples ou duplas e podem existir configurações onde há um difusor aletado entre o rotor e a voluta simples, Figura 1.1. No presente trabalho são analisadas volutas simples com paredes laterais paralelas entre si.

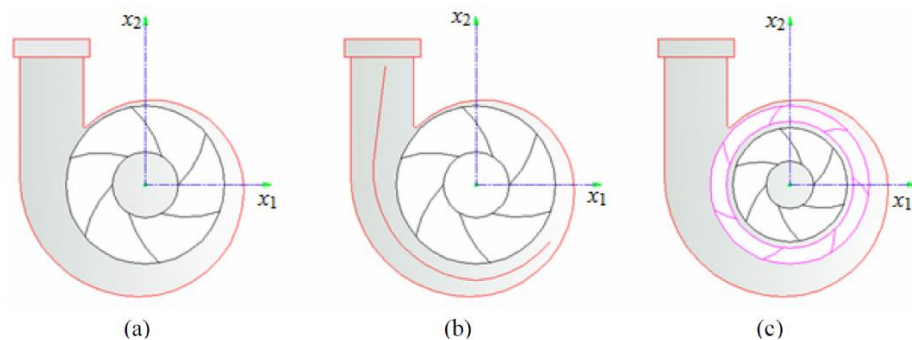


Figura 1.1 – Configurações de sistemas rotor-voluta: (a) rotor com voluta simples, (b) rotor com voluta dupla e (c) rotor com difusor aletado entre o rotor e a voluta (GAMBOA, 2013).

1.2.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESCOAMENTO EM TURBOMÁQUINAS RADIAIS

Um dos mais complexos escoamentos encontrados em dinâmica dos fluidos é o escoamento em turbomáquinas radiais. Na maioria dos casos, é totalmente tridimensional, com fenômenos de transição laminar/turbulenta e descolamentos associados ao desenvolvimento das camadas limites. A interferência entre os seus componentes móveis e fixos provoca efeitos não-permanentes sobre o escoamento. Até o presente momento, não se dispõe de um modelo matemático que permita prever o escoamento de forma precisa em todo campo de operação da turbomáquina, sem desprezar alguns aspectos importantes do problema. De fato, tal cálculo é extremamente difícil, devido não só à complexidade do escoamento, mas também à geometria complexa dos seus diversos componentes.

Existem diversas classificações dos métodos computacionais relacionadas basicamente à dimensão do campo de escoamento (uni, bi, quase-tri e tridimensionais), consideração ou não dos efeitos viscosos e técnica da solução numérica (Diferenças Finitas, Elementos Finitos e Volumes Finitos como aqui tratado), no que se refere à análise teórica do escoamento em turbomáquinas radiais centrífugas. Essas considerações estão relatadas em diversos trabalhos de revisão e em livros textos publicados por Gostelow (1973), Japikse

(1976), Adler (1980), McNally e Sockol (1985), Cumpsty (1989), Whitfield e Baines (1990), Lakshminarayana (1991 e 1995).

1.3 OBJETIVOS E ESCOPO DO TRABALHO

Procurou-se enfatizar nas seções anteriores que as turbomáquinas tem grande potencial de utilização, sobretudo na agricultura, como dispositivos capazes de fornecer o gradiente energético para gerar o fluxo de ar necessário para o transporte pneumático de particulado sólido em adubadores contribuindo para uma distribuição uniforme e precisa.

Para contribuir de maneira significativa na adubação agrícola é necessário um melhor entendimento dos fenômenos associados às consequências do aumento do rendimento do sistema e a influência das alterações de geometria dos ventiladores.

Desta forma o presente trabalho propõe uma investigação numérica com validação experimental de dois diferentes tipos de rotores radiais montados em uma bancada de testes que representa parte do sistema de distribuição de ar de um adubador agrícola, comparando as diferenças entre a pressão, potência e rendimento em função da vazão a uma rotação de 4000 rpm (limite de rotação da bancada de testes).

Após a comprovação em bancada do rotor mais eficiente para esta aplicação, este foi simulado numericamente no sistema de aplicação completo do adubador agrícola e os resultados foram comparados com os obtidos experimentalmente a uma rotação de 4500 rpm (regime de operação do adubador).

Modelo físico

O modelo físico consiste de um sistema de distribuição de ar de um adubador agrícola utilizado em plantações de cana de açúcar, algodão e cereais. A capacidade de carga do adubador é de 3000 kg e a aplicação de fertilizantes com várias linhas simultâneas, permitem desenvolver alta capacidade operacional diária. O sistema de distribuição de fertilizantes através de fluxo de ar proporciona elevada uniformidade, alto rendimento operacional e aplicação de alta qualidade. As Figuras 2.1 e 2.2 apresentam o adubador em operação.



Figura 2.1 – Adubador Agrícola UNIPORT 3030 NPK – Jacto (a)



Figura 2.2 – Adubador Agrícola UNIPORT 3030 NPK – Jacto (b)

O conceito de aplicação com transporte pneumático proporciona uma aplicação uniforme ao longo da faixa de aplicação e permite realizar aplicações mesmo com vento.

Na aplicação direcionada, os bocais de aplicação conduzem o fertilizante na linha de plantio com grande uniformidade. Com a pressão do ar, grande parte do fertilizante passa para debaixo da palha nas aplicações em cana de açúcar (Figura 2.3). Nas aplicações em algodão e cereais os bocais de aplicação conduzem o fertilizante para as entrelinhas de plantio e nesta aplicação localizada na entrelinha além de não lançar o produto diretamente sobre as folhas, não está sujeito às interferências de vento na faixa de distribuição (Figura 2.4).



Figura 2.3 – Aplicação direcionada em cana de açúcar



Figura 2.4 – Aplicação direcionada em algodão e cereais

Esse sistema de distribuição de ar, apresentado na Figura 2.5 no adubador agrícola e em detalhe na Figura 2.6 em bancada, associada à potência do ventilador produz um fluxo de ar que deve ser suficiente para o transporte das partículas de adubo. Quanto maior a vazão de ar proporcionada pelo rotor maior o volume de particulado que pode ser transportado. Para aumentar esta vazão sem aumentar a quantidade de combustível gasto pelo adubador pode-se utilizar rotores mais eficientes sendo esta uma das motivações do presente trabalho.



Figura 2.5 – Sistema de distribuição de ar do adubador agrícola



Figura 2.6 – Detalhe do sistema de distribuição de ar com rotor Jacto em bancada

O ventilador acoplado a este sistema é um ventilador Jacto do tipo radial com 500 mm de diâmetro e 12 pás do tipo curvadas para trás com mesma espessura. O detalhe do rotor é apresentado na Figura 2.7.



Figura 2.7 – Rotor Jacto de 500 mm de diâmetro

O ventilador comercial utilizado no comparativo do sistema é um ventilador do tipo radial com 330 mm de diâmetro e 44 pás curvadas para a frente conforme apresentado na Figura 2.8. O detalhe da bancada para ensaio deste ventilador é apresentado na Figura 2.9.

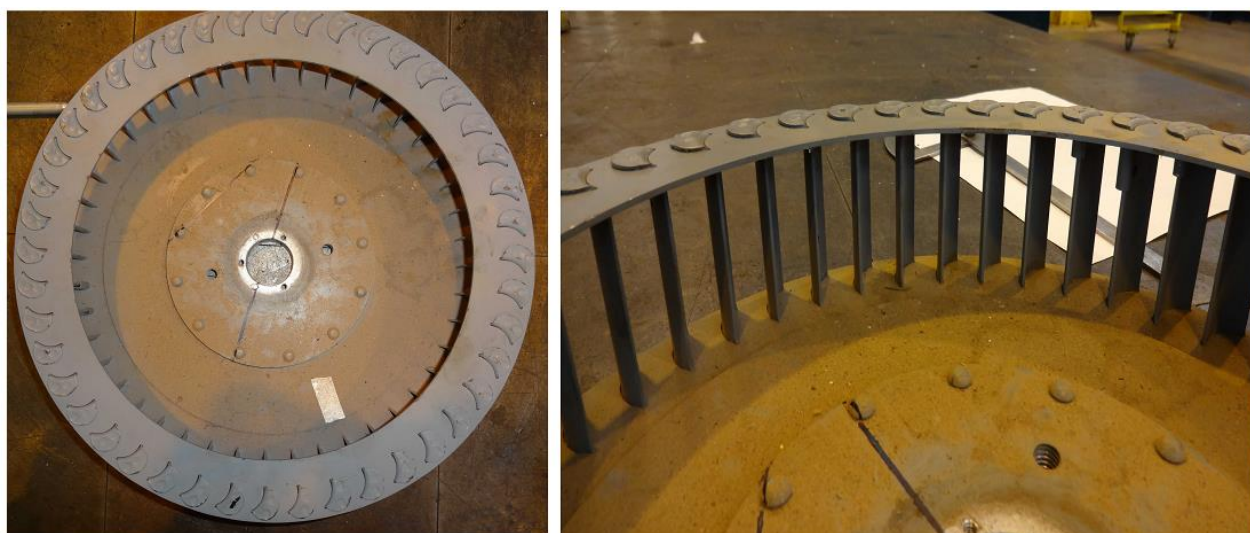
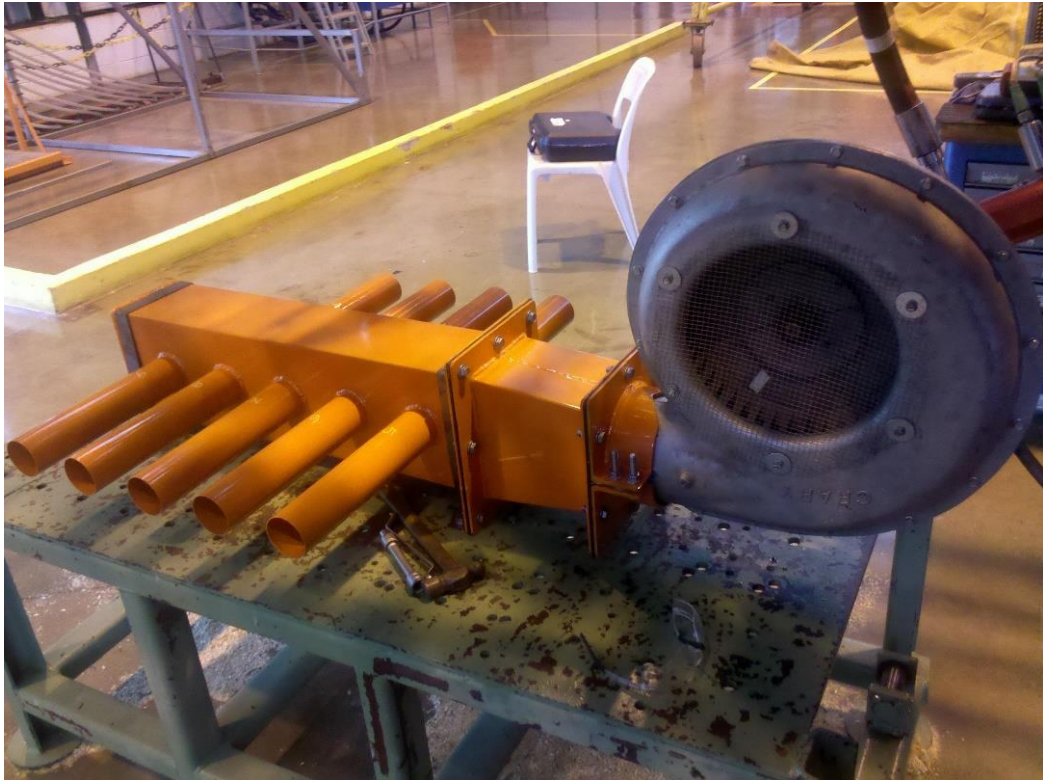
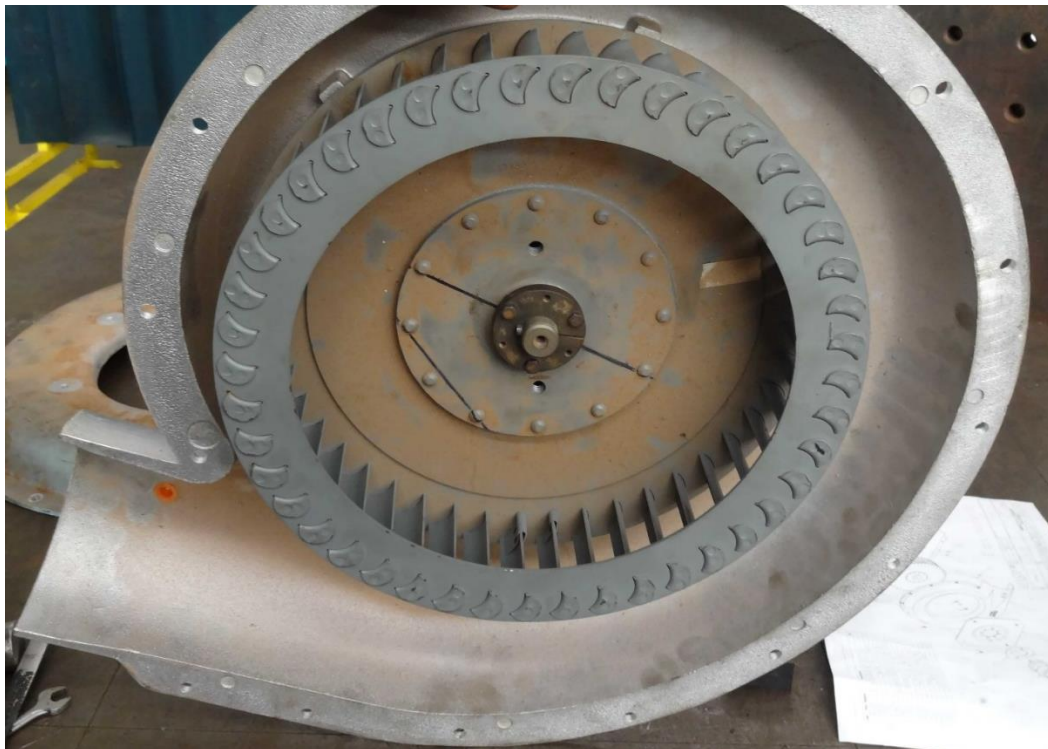


Figura 2.8 – Rotor Comercial de 330 mm de diâmetro



(a) Geral



(b) Montagem do rotor-voluta

Figura 2.9 – Sistema de distribuição de ar com rotor Comercial em bancada: (a) Geral e (b) montagem do rotor-voluta

Conceitos numéricos

Este capítulo apresenta os principais conceitos teóricos e de modelagem matemática de mecânica dos fluidos, que estão relacionados ao estudo desenvolvido do modelo global para a avaliação do escoamento de ar no sistema de adubação.

3.1 ESCOAMENTOS TURBULENTOS

Em aplicações práticas de engenharia e na natureza, a maioria dos escoamentos encontrados possui altos números de Reynolds, apresentando comportamento de natureza turbulenta (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). Os escoamentos compressíveis, por apresentarem altas velocidades, também são caracterizados como de natureza turbulenta. Não há uma definição de turbulência, mas podem-se identificar algumas características dos escoamentos denominados turbulentos, tais como (FONTES *et al.*, 2005):

- Irregular. O escoamento turbulento é irregular, randômico e caótico. Consiste de um espectro de diferentes escalas de tamanhos de turbilhões.
- Difusivo. Em escoamentos turbulentos a difusividade aumenta. Com isso, por exemplo, a taxa de crescimento da camada limite e da esteira de um jato aumentam quando o escoamento se torna turbulento. A turbulência aumenta o transporte da quantidade de movimento em escoamentos cisalhantes, e, conseqüentemente, a dissipação de energia por atrito em escoamentos internos, como ocorrido em dutos e tubulações.
- Altos números de Reynolds. Escoamentos turbulentos ocorrem em altos números de Reynolds, onde as forças de inércia exercem uma maior influência em relação às forças viscosas.
- Tridimensional. O escoamento turbulento é sempre tridimensional e anisotrópico. Entretanto, pode-se considerar, por exemplo, o escoamento turbulento médio como bidimensional em casos nos quais as variáveis médias temporais têm variação desprezível na direção de uma das coordenadas espaciais.

- Dissipativo. A energia dos pequenos turbilhões é transformada em energia interna. Os pequenos turbilhões recebem energia de turbilhões maiores, que por sua vez são alimentados por turbilhões de escalas cada vez mais elevadas. Os maiores turbilhões extraem sua energia do escoamento médio. Este processo de migração de energia ao longo das escalas de turbulência é conhecido como cascata.

- Contínuo. Nos escoamentos turbulentos é válida a hipótese do contínuo, já que as menores escalas de turbulência são muito maiores do que a escala molecular.

3.2 ABORDAGEM DO ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL

Diferente do que ocorre em escoamentos incompressíveis, nos escoamentos compressíveis a massa específica não pode ser considerada constante para auxiliar nos cálculos e avaliações de suas propriedades. Normalmente este tipo de escoamento ocorre para gases. Para a maioria dos escoamentos de líquidos, pode ser considerada a hipótese de escoamentos incompressíveis.

Em um escoamento compressível as propriedades de um fluido são afetadas por variação de área, atrito, transferência de calor e choques normais, que podem proporcionar alterações relevantes na pressão e temperaturas do escoamento, promovendo mudanças na massa específica (FOX e MCDONALD, 2001). Em velocidades elevadas, o escoamento compressível é também um escoamento de alta energia. Portanto, é necessário, para a sua resolução matemática, o acoplamento das equações de energia e estado com as equações de conservação de massa e quantidade de movimento (SHAMES, 1973).

O escoamento compressível pode variar de números de Mach a partir de 0,3. Em toda esta faixa pode-se dividir esse escoamento em quatro tipos de regimes, cada um com diferentes características físicas e diferentes métodos analíticos disponíveis para a sua solução (ANDERSON, 1990).

- Escoamento subsônico para $0,3 < \text{Mach} < 0,8$
- Escoamento transônico para $0,8 < \text{Mach} < 1,2$
- Escoamento supersônico para $1,2 < \text{Mach} < 5$
- Escoamento hipersônico para $\text{Mach} > 5$

É importante destacar que no regime transônico, que consiste na transição dos regimes subsônicos e supersônicos, existe a presença de fenômenos conhecidos como choques que causam grandes alterações nas propriedades dos escoamentos.

Para escoamentos incompressíveis apenas o gradiente de pressão tem influência sobre a solução, não interessando o nível de pressão existente. Por exemplo, para o escoamento incompressível em um duto apenas a diferença de pressão entre a entrada e a saída é suficiente para determinar a vazão mássica. Qualquer constante que seja adicionada aos valores de pressão não alterará o escoamento. Portanto se as pressões de entrada e saída forem especificadas a velocidade não poderá ser prescrita. Prescrevendo-se a pressão e a velocidade na entrada do duto, não se pode prescrever a pressão na saída pois dois valores para a vazão mássica estariam sendo especificados.

Em escoamentos compressíveis a relação entre a massa específica, pressão e temperatura, dada pela equação do estado, deve ser satisfeita. Para escoamentos compressíveis internos, as condições de contorno devem ser dadas de acordo com a natureza do escoamento na entrada e saída. Para escoamentos subsônicos (como aqui tratado) na entrada as condições de contorno devem ser de pressão total e temperatura prescritas (MALISKA, 2004). Ainda neste capítulo serão discutidas todas as condições de contorno utilizadas nas simulações.

3.3 EQUAÇÕES GOVERNANTES

As equações da continuidade, da quantidade movimento e do transporte de outras propriedades relevantes descrevem tanto regimes laminares quanto os turbulentos para um escoamento analisado. No caso de escoamentos compressíveis, como aqui tratado, ainda são necessárias as equações de balanço de energia e de estado do fluido para o fechamento do sistema de equações. A modelagem obtida através de modelos de turbulência, que é baseada nas propriedades médias do escoamento ou das maiores escalas de turbulência, pode gerar as principais informações da turbulência envolvida. Com isso, o procedimento de solução numérica se torna mais viável, do ponto de vista computacional, para a solução de sistemas de escoamentos mais complexos.

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

1. Fluxo tridimensional;
2. Regime Permanente;
3. Fluido compressível (comportamento de gás ideal);
4. Escoamento turbulento;
5. Desprezada a influência do campo gravitacional.

3.3.1 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 (ANSYS CFX *reference guide*, 2013).

3.3.2 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 à 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 (VAVRA, 1960, GREITZER *et al.*, 2004 e TOMITA, 2009). No presente trabalho foi desprezada a aceleração da gravidade e o termo de forças de campo f_i , é dado pela força de Coriolis:

$$\vec{F}_C = -2\vec{\omega} \times \vec{U} \quad (3.4)$$

onde \vec{U} é o vetor de velocidade relativa $\vec{U} = (U_x, U_y, U_z)$ e $\vec{\omega}$ é a velocidade angular, neste trabalho, aplicada sobre o eixo z do sistema de coordenadas cartesianas $\vec{\omega} = (0, 0, \omega_z)$.

3.3.3 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.

O fluxo de energia transferido q_j no lado direito das equações 3.5 é dado por:

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.6)$$

onde λ é a condutividade térmica.

3.3.4 EQUAÇÃO DE ESTADO PARA OS GASES PERFEITOS

$$PQ = \frac{\dot{m}}{M_{molar}} RT \quad (3.7)$$

onde \dot{m} corresponde a vazão mássica do escoamento do fluido, Q a vazão volumétrica, P a pressão absoluta do sistema, M_{molar} a massa molar, T a temperatura e R a constante universal dos gases perfeitos.

3.4 DECOMPOSIÇÃO DAS EQUAÇÕES E MÉDIAS TEMPORAIS

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 , Fogal (2009) descreve a decomposição entre uma parcela conhecida (média) e uma parcela flutuante e as regras que podem ser aplicadas na derivação e simplificação das equações de conservação.

3.5 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Para problemas de escoamento turbulento soluções analíticas e numéricas podem ser conseguidas através de vários níveis de aproximação, adotando-se maior ou menor descrição no detalhamento das características do escoamento. Existe uma grande quantidade de modelos de turbulência disponível. Porém apesar de muita pesquisa não há nenhum modelo de turbulência que possa ser aplicado adequadamente a todos os tipos de escoamento. A modelagem da turbulência pode ser dividida em simulação numérica de escoamentos turbulentos via equações médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier Stokes*), simulação de grandes escalas (LES – *Large Eddy Simulation*) e simulação numérica direta (DNS – *Direct Numerical Simulation*) onde as equações de Navier-Stokes são resolvidas em malhas bastante refinadas e passo de tempo muito pequeno a fim de capturar todos os fenômenos envolvidos.

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. 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 (FOGAL, 2009). Na literatura trabalhos recentes como os de Daroczy *et al.* (2015) e Miltner *et al.* (2015) detalham aplicações utilizando vários modelos de turbulência.

Neste trabalho, será utilizado o modelo baseado nas equações de Reynolds (*Reynolds Average Navier Stokes* - RANS) de duas equações k-Épsilon. Este modelo baseia-se na ideia que existe uma analogia entre ação dos tensores viscosos e tensores de Reynolds no escoamento.

3.6 MODELO K-ÉPSILON

Em fluido dinâmica computacional o modelo k-Épsilon é um dos mais importantes e utilizados modelos de turbulência de duas equações para simulações e é considerado o modelo padrão para a indústria. Este modelo tem provado ser estável, numericamente robusto e tem uma boa capacidade de predição. O modelo padrão idealizado por Launder e Spalding (1972, 1974) oferece vantagens na utilização porque contém duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a taxa de dissipação da energia.

No modelo matemático assume-se que há uma relação entre a razão do quadrado da energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação, conforme indicado na Equação 3.8.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

Sendo C_μ uma constante empírica igual a 0,09 e μ_t a viscosidade turbulenta.

Ressalta-se que μ_t é 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 a mesma depende da natureza do próprio escoamento, constituindo-se uma forte não linearidade na solução das equações. Trata-se de uma propriedade que depende do espaço e do tempo (SILVEIRA-NETO, 2003).

Duas equações de transporte são escritas para os termos k e ε , respectivamente, as Equações 3.9 e 3.10.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (3.10)$$

Em que P_k é a taxa de produção da energia cinética turbulenta, P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ representam a contribuição do empuxo na energia cinética turbulenta e na taxa de dissipação, porém no presente trabalho estes termos serão desconsiderados.

O valor das constantes empíricas para este modelo σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ são respectivamente 1,0; 1,3; 1,44 e 1,92. Angelo (2013) descreve em detalhes cada termo deste modelo.

3.7 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para que as equações diferenciais sejam resolvidas com a utilização de um método numérico, um tratamento numérico deve ser adotado para escoamentos reais, 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.

3.7.1 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) e Maliska (1995) sendo sua aplicação

discutida em recentes trabalhos tais como os de Jeong e Seong (2014), Micheli *et al.* (2015 e 2019) e Lorenzi *et al.* (2016). Os autores abordam tópicos como a discretização numérica e consequente obtenção das equações linearizadas e métodos para resolução das equações resultantes.

O método dos Volumes Finitos, ou volumes de controle, consiste primeiramente na divisão do domínio do problema em Volumes Finitos, formando uma malha computacional. Posteriormente, efetua-se a integração, em um volume elementar, da equação diferencial para cada uma das variáveis dependentes do modelo. Assim, a conservação das propriedades envolvidas é satisfeita em cada volume elementar da malha e, conseqüentemente, em todo o domínio de solução. Deste procedimento deriva um sistema de equações algébricas envolvendo todas as variáveis do modelo. A partir da resolução do sistema de equações algébricas lineares obtém-se a distribuição da propriedade no domínio do problema.

Praticamente todos os principais pacotes de CFD hoje disponíveis para a solução de problemas de escoamento de fluidos com transferência de calor empregam o método dos Volumes Finitos. A interpretação física das equações resultantes, bem como a possibilidade de aplicá-lo diretamente sobre as malhas com espaçamentos não-uniformes, são razões que explicam a sua popularidade (MALISKA, 2004).

3.7.2 MALHA COMPUTACIONAL

Obter soluções numéricas sobre uma região contínua é impossível devido aos infinitos pontos. Desta forma o domínio deve ser discretizado e somente nesses pontos as soluções serão obtidas e esse conjunto de pontos discretos é denominado malha computacional. As equações diferenciais do escoamento são resolvidas para todos os domínios, através da geração de variáveis com valores discretos, em cada elemento, e a solução de um elemento está vinculada como condição de contorno para o elemento adjacente. Com isso, deve-se desenvolver uma malha apropriada, com refinamento em regiões cujos gradientes de variação das variáveis são mais elevados, para que estes efeitos possam ser captados, como, por exemplo, em escoamentos em regiões próximas à parede com condição de aderência. Souza (2011) apresenta um estudo do refinamento de malha em um modelo computacional de turbomáquina.

Os métodos de discretização empregados se caracterizam pela forma de aplicação do método numérico. Os Métodos de Diferenças Finitas, de Elementos Finitos e de Volumes Finitos são largamente utilizados para essa finalidade. No CFX 18.1 é empregada a técnica de Volumes Finitos. Vale ressaltar que o procedimento de geração de malha é um

problema complexo do ponto de vista numérico e de programação dos algoritmos empregados. Maiores detalhes sobre os métodos mencionados podem ser vistos em Pinto e Lage (2001), e Maliska (2004).

As malhas podem ser divididas em relação à sua estruturação, como malhas estruturadas e não-estruturadas. As malhas estruturadas apresentam regularidade na distribuição espacial de seus pontos. Podem ser uniformes, quando os pontos estão igualmente espaçados ou não-uniformes, quando os pontos são espaçados de um modo não uniforme, possibilitando, a concentração e o espaçamento, respectivamente, de elementos em regiões de altos e baixos gradientes do escoamento. Um exemplo é a malha hexaédrica como pode ser observado na Figura 3.1(b). As malhas não-estruturadas não mostram regularidade na distribuição espacial dos pontos, um exemplo é a malha tetraédrica. As malhas não-estruturadas são muito importantes quando o domínio analisado é dado por uma geometria muito complexa, onde não é viável a utilização de uma malha estruturada devido sua dificuldade de construção. No presente trabalho devido à complexidade da geometria optou-se pela utilização de uma malha não-estruturada. Um exemplo de a malha tetraédrica não-estruturada é mostrado na Figura 3.1(a).

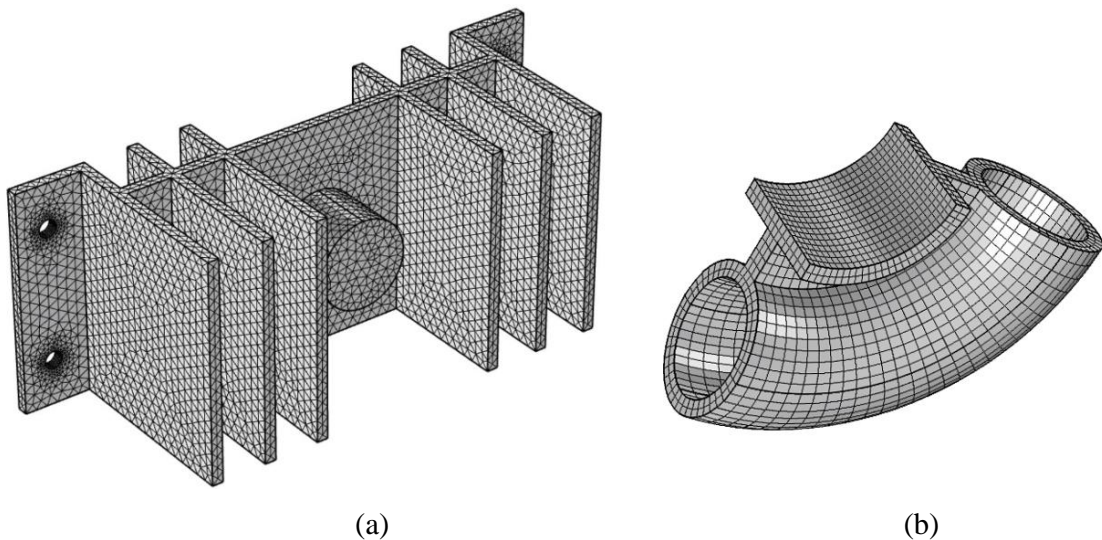


Figura 3.1 - Exemplos de malhas: (a) não-estruturada e (b) estruturada

Contreras (2002) listou vantagens e desvantagens sobre o uso de malhas semi-estruturadas em relação as malhas totalmente estruturadas e não estruturadas. O autor provou que é possível criar um gerador de malha capaz de gerar uma malha prismática de alta resolução em pás e superfícies de turbomáquinas.

Yang e Jiang (2010) apresentaram um método de malha chamado Dual Mesh Approach (DMA) para superar a falta de robustez em malhas não estruturadas. O avanço

consiste em criar uma malha quadrilateral uniforme nas interfaces que garante uma melhor resolução na direção radial, essencial para a interpolação até a interface. Esta técnica proveu uma solução adequada do escoamento em carcaça de turbomáquinas.

A qualidade da malha pode ser avaliada antes de iniciar o processo de solução através de alguns parâmetros de qualidade como, por exemplo, razão de aspecto, ortogonalidade, torção da malha dentre outros. A avaliação da razão de aspecto resulta da divisão de duas razões, o raio inscrito do elemento pelo raio circunscrito, este quociente é um indicador da qualidade do elemento. O ICEM normaliza este quociente na qual o quociente ideal corresponde a um triângulo equilátero. Para elementos tetraédricos se tem as mesmas considerações de raio inscrito e circunscrito. Assim os valores do indicador de qualidade normalizado estão entre 0 e 1. No presente trabalho adotou-se para todas as malhas geradas valores de qualidade de malha acima de 0,2.

Uma forma de avaliar a qualidade do refinamento da malha próximo à parede, de acordo com a escolha do modelo de turbulência adotado para a solução do problema, é a utilização do adimensional y^+ (*YPlus*). O parâmetro y^+ é uma variável adimensional baseada na distância da parede ao primeiro nó da camada limite. Na literatura encontram-se vários trabalhos relacionados ao tema com os de Lee e Han (2015) e Barrera *et al.* (2018).

3.7.3 TRATAMENTO DAS FUNÇÕES DE PAREDE

Quando se trata o escoamento turbulento na proximidade de uma parede lisa, com condição de aderência, pode-se dividi-lo em quatro tipos de camadas (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). Para facilitar a análise dessas regiões utiliza-se o parâmetro y^+ (*Yplus*) como referência para garantir que o refinamento de malha da camada limite esteja adequado ao modelo de turbulência adotado. Esse adimensional pode ser calculado através da seguinte relação:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y U_t}{\mu} \quad (3.11)$$

onde U_t é a velocidade do escoamento tangencial à parede distante Δy da mesma.

A região mais próxima à parede é denominada subcamada laminar, onde o valor de tensão viscosa é suposto como sendo o mesmo da parede e o escoamento apresenta características laminares (com $y^+ < 5$). Em seguida, existe uma região de transição entre a

subcamada laminar e a camada logarítmica (com $5 < y^+ < 30$) e a camada logarítmica (com $30 < y^+ < 500$), onde ambos os efeitos da tensão viscosa e da turbulência são importantes. Como a tensão viscosa varia linearmente muito pouco em relação à distância da parede a mesma é suposta como constante e igual a tensão da parede. A última camada ocorre para $y^+ > 500$ que corresponde a uma região na qual os efeitos das forças de inércia são mais importantes. A Figura 3.2 ilustra essas subdivisões da região próxima à parede.

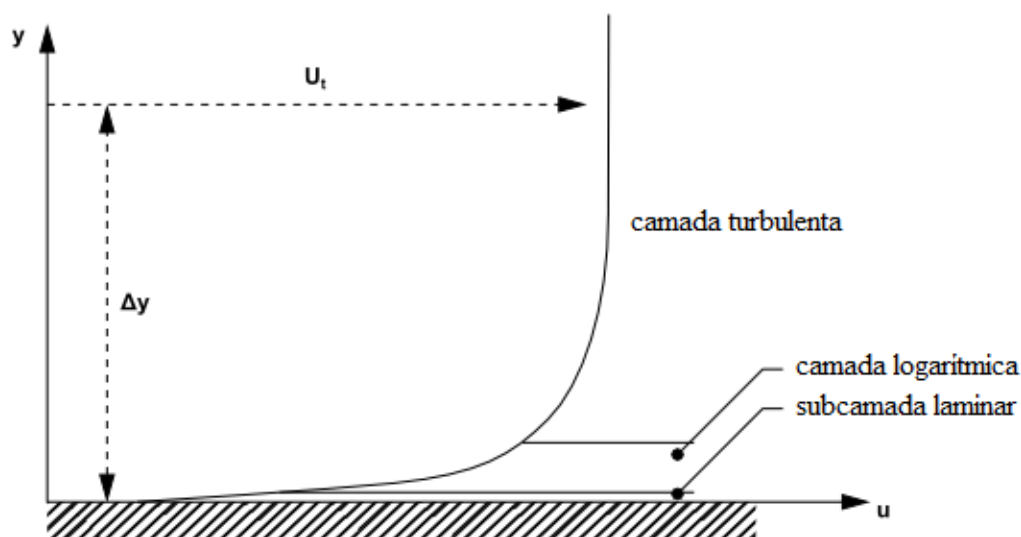


Figura 3.2 - Subdivisão em camadas da região próxima à parede num escoamento com velocidade tangencial U_t (ANSYS CFX *reference guide*, 2013)

No CFX uma estimativa razoável do comportamento do escoamento para o modelo k-Épsilon na proximidade da parede é obtida na camada limite logarítmica com uma malha que permita que o elemento mais próximo a parede assumira valores entre $20 < y^+ < 100$ (GOMEZ, 2008). Micheli (2014) baseado no trabalho de Nascimento *et al.* (2014) admitiu valores de y^+ inferiores a 300 e obteve boa correlação com os resultados experimentais. Da mesma maneira no presente trabalho considerou-se valores de y^+ menores que 300. O uso de uma função de parede escalonável “*Scalable Wall Function*”, presente no ANSYS CFX, removeu problemas associados a valores demasiadamente pequenos de y^+ (menores que 11,064).

3.7.4 TERMOS DIFUSIVOS E ADVECTIVOS

Nas equações discretizadas vários termos requisitam soluções que precisam ser avaliadas nos pontos de integração, 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.

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.

Os conceitos dessas funções de forma, como a variável se relaciona aos valores nodais e como varia com um elemento são mais detalhados em Fogal (2009). O método de interpolação utilizado para tratar os termos advectivos em todas as simulações deste trabalho foi o método de segunda ordem (*High Resolution*).

3.7.5 MODELO ALTERNATE ROTATION MODEL

O modelo *Alternate Rotational Model* é um modelo que altera os termos advectivos na equação de conservação da quantidade de movimento. Ao invés de resolver as equações de quantidade de movimento utilizando o sistema de referência rotativo, o *solver* (software que resolve um determinado problema matemático) resolve o escoamento e o campo de velocidades no sistema de referências estacionário. Por padrão o CFX resolve o termo advectivo na equação de conservação da quantidade de movimento através do uso da velocidade no sistema de referência rotativo. O modelo *Alternate Rotational Model* modifica o termo advectivo utilizando a velocidade no sistema de referência estacionário. Esta modificação das variáveis requer uma modificação adicional no termo fonte referente as forças de Coriolis.

A vantagem deste modelo é verificada quando a velocidade absoluta no sistema de referência estacionário é praticamente uma constante, mas a velocidade no sistema de referência rotativo apresenta um componente tangencial. Neste caso a utilização da velocidade no sistema de referência rotacional gera maiores erros numéricos. Este modelo possibilita uma redução no erro numérico quando o escoamento é constante e paralelo ao eixo de rotação. O escoamento em um ventilador é quase constante no sistema de referência estacionário, mas altamente tangencial no sistema de referência rotacional. Em localidades afastadas do eixo de

rotação erros pequenos nos termos advectivos podem introduzir erros grandes para o escoamento no sistema de referência estacionário. Quando este modelo é utilizado para esta situação os erros numéricos são reduzidos pois a velocidade no sistema de referência estacionário é praticamente constante.

3.7.6 MODELO *FROZEN ROTOR*

Esta abordagem prediz o escoamento em regime permanente onde o escoamento do rotor é resolvido em um sistema de referência estacionário e o escoamento no domínio estacionário é resolvido em um sistema de referência rotacional. Os dois sistemas de referência são conectados de modo que sempre haja, ao longo do cálculo, uma posição relativa fixa (região de raio constante) que possibilite a movimentação da malha sobre a interface deslizante. A grande vantagem desta abordagem é que uma solução do escoamento no sistema de referência estacionário é obtida para múltiplos sistemas de referências, levando em conta a interação entre os blocos estáticos e rotacionais (SPOGIS, 2007).

O modelo *Frozen Rotor* tem a vantagem de ser robusto e usar menos recursos computacionais que outros modelos de múltipla referência. Uma desvantagem deste modelo é sua sensibilidade em sistemas onde o rotor e o estator estão próximos. Neste trabalho este modelo foi adotado em todas as condições de interface entre domínios rotativos e estacionários.

3.7.7 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Nesta seção serão apresentadas as condições de contorno utilizadas em todas as simulações do presente trabalho sendo estas condições de variáveis prescritas. Uma abordagem mais detalhada de como devem ser aplicadas as condições de contorno pode ser encontrada em Souza (2000).

- Entrada (*inlet*): esta condição permite que o fluido cruze a superfície apenas na direção de entrada e especifica-se pressão total relativa e temperatura nas superfícies que representam esta condição.

- Saída (*outlet*): esta condição permite que o fluido cruze a superfície apenas na direção de saída e especifica-se a pressão estática relativa nas superfícies que representam esta condição.

- Parede (*wall*): em condições de parede ou superfície sólida impõe-se velocidade nula do fluido na parede sendo esta a condição de não escorregamento. Para casos

onde a parede se movimenta impõe-se a velocidade da parede. Esta opção é utilizada quando se tem domínios rotativos.

- Periodicidade: esta condição é aplicada em interfaces de domínios partindo do princípio que uma parte do escoamento se repita em outras regiões do domínio mostrando que o escoamento possui periodicidade. Esta periodicidade pode ser rotacional ou translacional. Em determinadas situações modelar uma parte do domínio e impor tal condição traduz-se em um ganho considerável em tempo computacional. No presente trabalho foi utilizado a periodicidade rotacional para simular os rotores para reduzir o número de componentes com consequente redução do número de nós e do tempo de processamento computacional.

3.7.8 CONVERGÊNCIA

O critério de convergência é uma condição preestabelecida para os resíduos das equações discretizadas que determina se a solução obtida convergiu. O critério utilizado como padrão no software ANSYS CFX é que a soma de todos os resíduos normalizados seja igual o menor que 10^{-4} para as variáveis de pressão, velocidade e temperatura. Para qualquer critério escolhido é feita a suposição de que a solução não muda mais, quando a condição for atingida. Algumas vezes é necessário monitorar outras variáveis de interesse, como a potência, torque ou velocidade, para garantir convergência na simulação.

3.8 O CÓDIGO CFX

Todo o procedimento numérico descrito é implementado com o código de CFD CFX 18.1. O CFX é um código para uso geral desenvolvido pela ANSYS apresentando uma seção dedicada para análise de turbomáquinas, utilizada neste trabalho. É constituído por três módulos: pré-processamento, *solver* e pós-processamento permitindo ao usuário a definição, resolução e análise dos resultados da simulação. Maiores informações sobre este software podem ser encontradas em ANSYS CFX *reference guide* (2013).

O pré-processador permite a utilização de malhas produzidas por vários softwares de geração de malha tais como ICEM CFD (utilizado no presente trabalho), Turbogrid, Gambit e de geradores de malhas não comerciais podendo estas serem de diferentes tipos (estruturadas e não estruturadas). Essa flexibilidade permite ao usuário a escolha do tipo de malha para o problema. O pré-processamento consiste em selecionar o fenômeno físico e representa-lo matematicamente através da malha, definição das propriedades do fluido e

especificar as condições apropriadas, tais como condições de contorno, valores iniciais e tipo de escoamento, além de parâmetros numéricos (modelo de turbulência, passo de tempo, resíduo máximo, número de iterações, tipo de função de interpolação dos termos advectivos, dentre outros).

O CFX *solver* utiliza o Método dos Volumes Finitos e o problema especificado no pré-processador é calculado pelo *solver* solucionando as equações de mecânica dos fluidos através de simulação numérica.

O pós-processamento permite ao usuário analisar os resultados obtidos tais como campos de velocidade, pressão, temperatura, valores de y^+ , etc. Sua interface gráfica é intuitiva, permitindo a geração dos mais variados gráficos, tanto bidimensionais como tridimensionais, fornecendo importantes ferramentas para a visualização dos resultados numéricos.

Modelo Computacional

4.1 EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

Na análise considerada no presente trabalho as equações resolvidas para o domínio discretizado do escoamento são as equações de conservação da massa 3.1, quantidade de movimento 3.2 e energia 3.5, descritas anteriormente. A adequação de todas as equações é descrita em detalhes por Ximenes (2004):

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

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

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

Para o modelo de turbulência k-Épsilon, as equações de transporte utilizadas para a obtenção local dos valores de k e ε são respectivamente as equações 4.1 e 4.2.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \quad (4.2)$$

4.2 GEOMETRIAS DOS MODELOS

Para a geração das malhas foi necessário obter todas as geometrias dos rotores e sistemas de distribuição de ar e aplicação do adubador. Estas foram desenhadas de acordo com as dimensões e especificações dos modelos reais e obtidas com auxílio do programa CREO Parametric.

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram respectivamente a geometria em 3D dos ventiladores Jacto e Comercial.

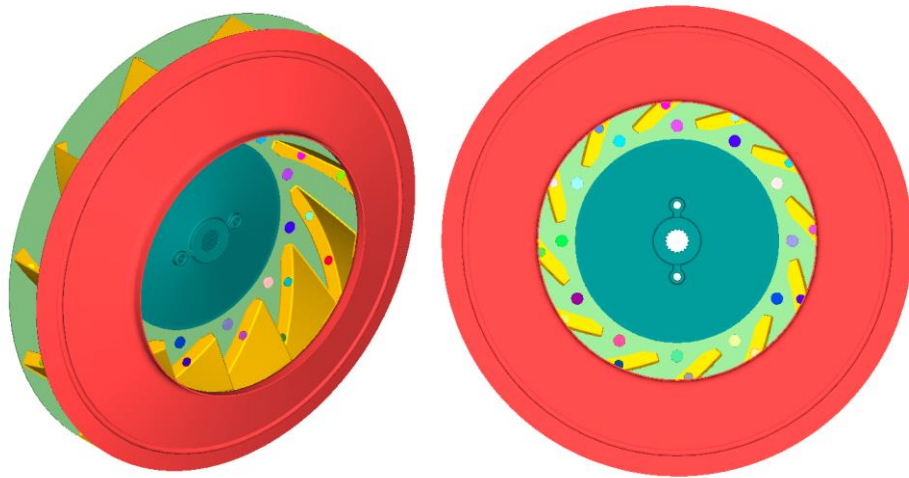


Figura 4.1 – Geometria 3D do rotor Jacto de 500 mm de diâmetro

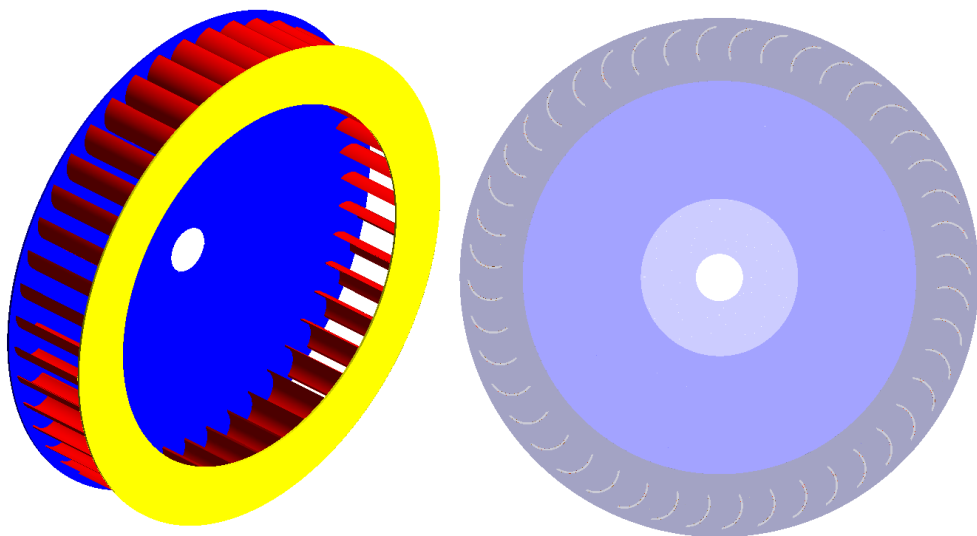


Figura 4.2 – Geometria 3D do rotor Comercial de 330 mm de diâmetro

As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam respectivamente a montagem do sistema de distribuição de ar para os rotores Jacto e Comercial.

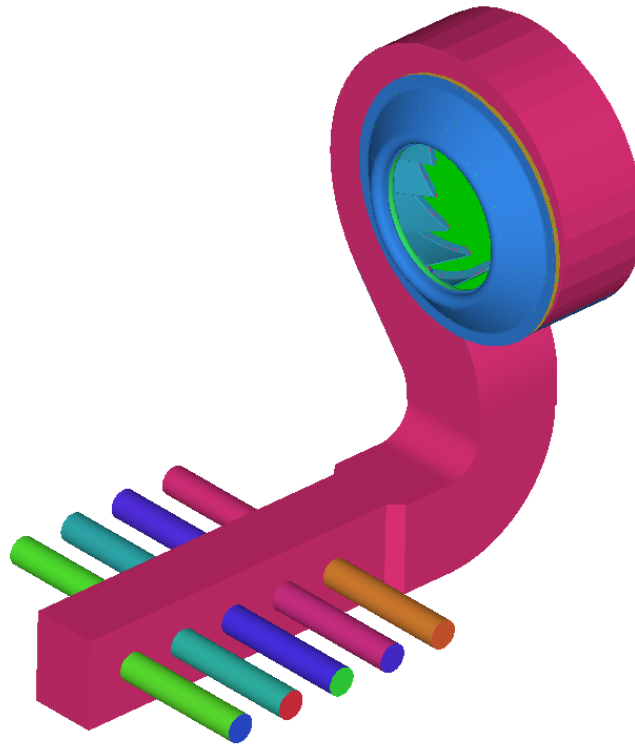


Figura 4.3 – Geometria 3D do sistema de distribuição de ar com rotor Jacto

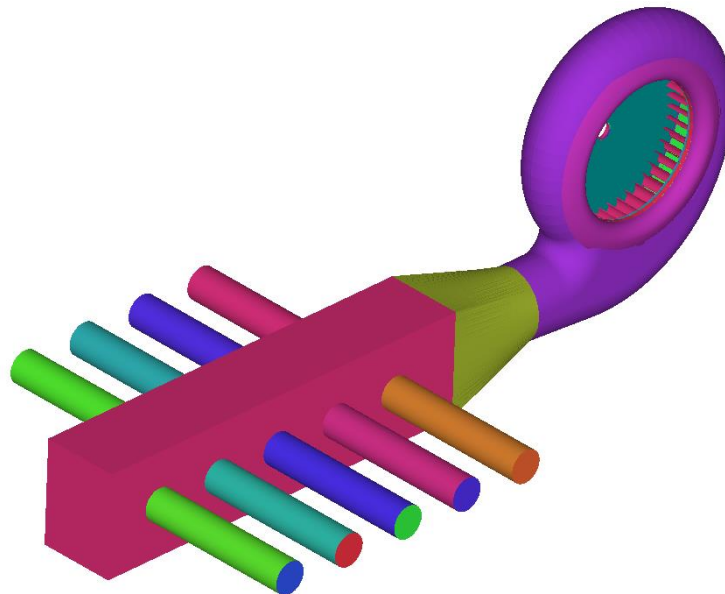


Figura 4.4 – Geometria 3D do sistema de distribuição de ar com rotor Comercial

A Figura 4.5 apresenta a montagem completa do sistema de aplicação do adubador com o ventilador Jacto.

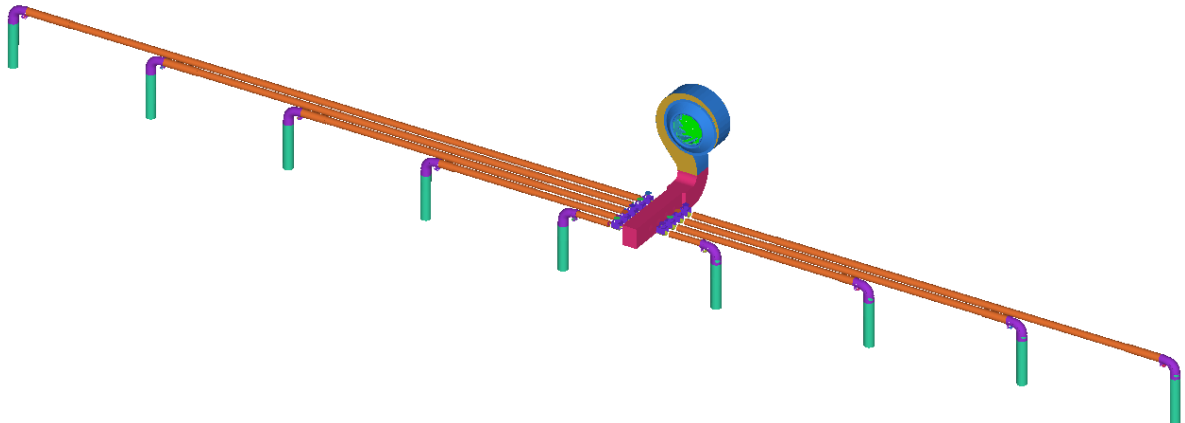


Figura 4.5 – Geometria 3D do sistema de aplicação do adubador Jacto

4.3 MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

No processo de geração de malhas deve-se dar devida atenção ao controle dos principais parâmetros de qualidade de malha pois esta qualidade influencia diretamente na facilidade de convergência dos resíduos na solução numérica.

Devido à complexidade das geometrias do domínio rotativo as malhas foram geradas utilizando o software ANSYS ICEM 18.1 o qual permite mais controle na criação da malha e possui ferramentas para melhorar a qualidade da mesma.

A malha utilizada em todos os modelos foi uma malha não estruturada tetraédrica sendo mais fácil o seu refino em regiões de complexidade geométrica. Adicionalmente, foi feito um refino com camadas de prismas na parede para garantir que a física do problema seja representada adequadamente na camada limite (JOAQUIM-JR *et al.*, 2011).

A opção de passo de tempo utilizada foi de *Local Timescale Factor*, no qual um passo de tempo diferente é usado para cada volume de controle até atingir o critério de convergência preestabelecido. Maiores detalhes estão descritos no Anexo A.

4.3.1 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR COM ROTOR JACTO

Este modelo é composto por três subdomínios: um subdomínio rotativo representando o rotor Jacto (1), e dois subdomínios estacionários à jusante representando a voluta (2) e a caixa de distribuição de ar (3) conforme apresentado na Figura 4.6. Para diminuir

o número de elementos e tempo de processamento utilizou-se uma interface de periodicidade para representar o domínio rotativo (Figura 4.7) sendo este reduzido a uma fatia de 30 graus (ângulo ocupado por uma pá).

A interface entre os subdomínios 1-2 são interfaces do tipo fluido-fluido com variação de ângulo em 30-360 e a interface entre os subdomínios 2-3 são interfaces do tipo fluido-fluido com conexão automática.

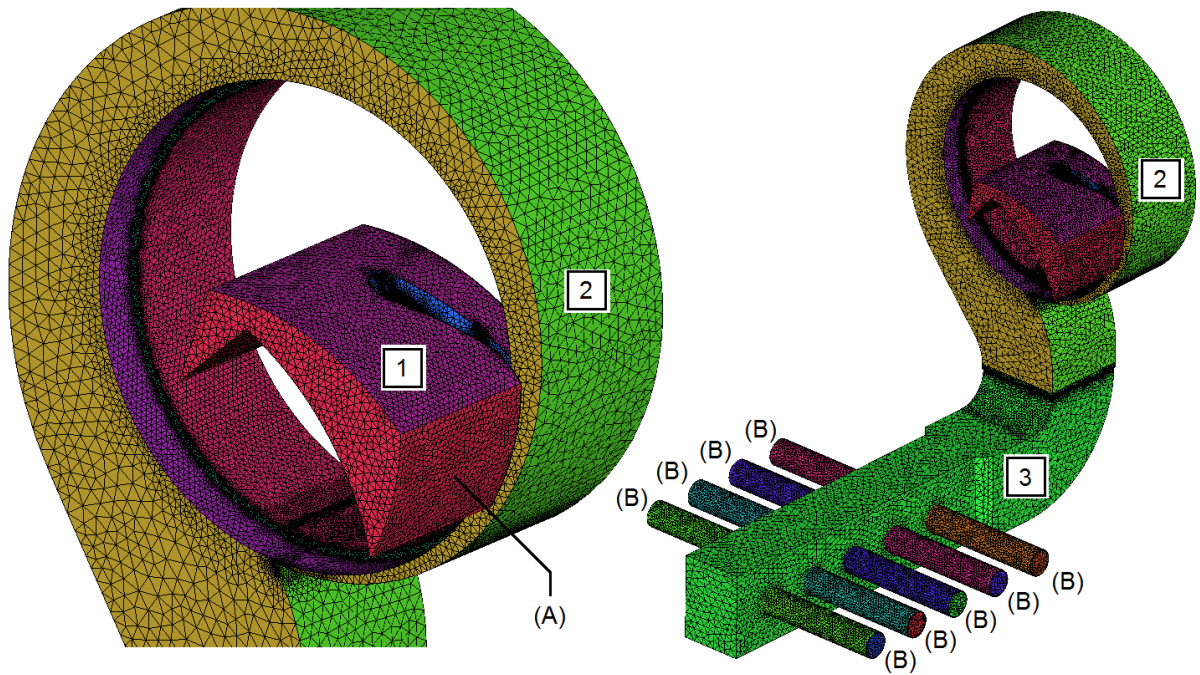


Figura 4.6 – Domínio de cálculo do sistema de distribuição de ar Jacto

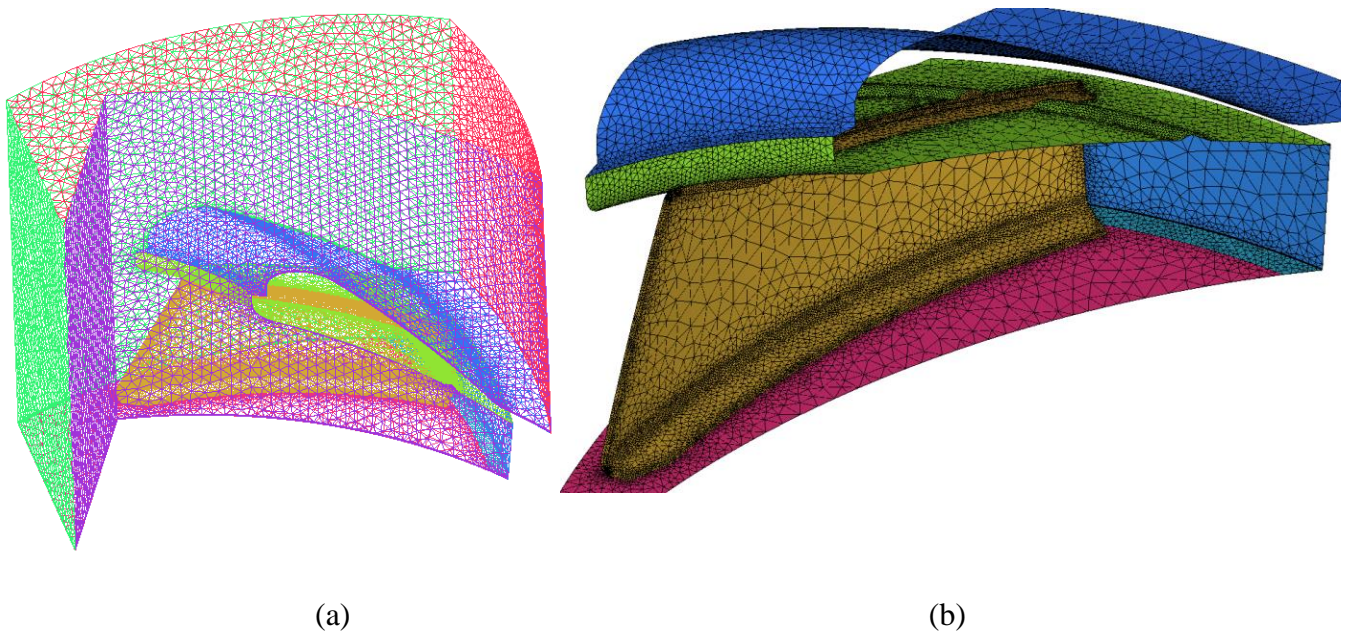


Figura 4.7 – Domínio rotativo Jacto: (a) Vista geral e (b) detalhe dos elementos

As condições de contorno consideradas foram:

- *Inlet* A: pressão total relativa zero e temperatura de 26,7°C (temperatura referente ao experimento);
- *Outlet* B: pressão estática relativa zero;
- Paredes dos domínios estacionários: velocidade zero e condição de parede lisa sem escorregamento;
- Paredes dos domínios rotativos: velocidade de 4000 rpm (limite de rotação da bancada de testes) e condição de parede lisa sem escorregamento.

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

A Figura 4.8 apresenta o detalhe das condições de contorno impostas no CFX para o sistema de distribuição de ar com rotor Jacto.

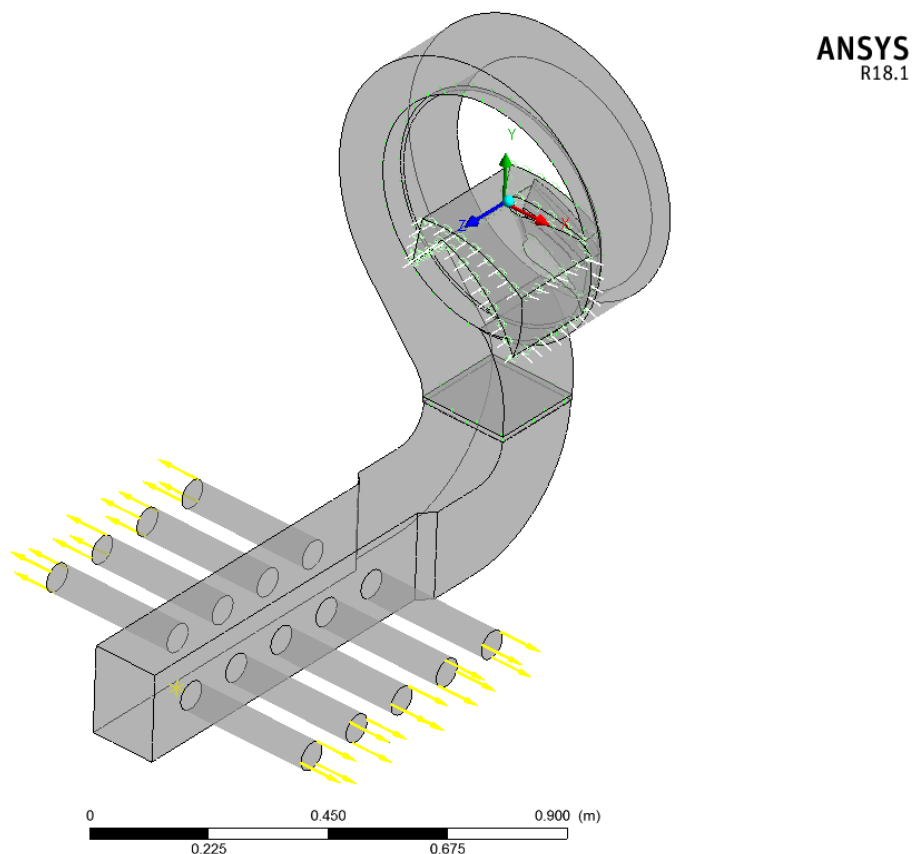


Figura 4.8 – Condições de contorno para o sistema de distribuição de ar Jacto em escala

4.3.2 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR COM ROTOR COMERCIAL

Da mesma maneira que o modelo anterior, este modelo é composto por três subdomínios: um subdomínio rotativo representando o rotor Comercial (1), e dois subdomínios estacionários à jusante representando a voluta (2) e a caixa de distribuição de ar (3) conforme apresentado na Figura 4.9. Utilizou-se uma interface de periodicidade para representar o domínio rotativo (Figura 4.10) sendo este reduzido a uma fatia de 8,18 graus (ângulo ocupado por uma pá).

A interface entre os subdomínios 1-2 são interfaces do tipo fluido-fluido com variação de ângulo em $8,18-360$ e a interface entre os subdomínios 2-3 são interfaces do tipo fluido-fluido com conexão automática.

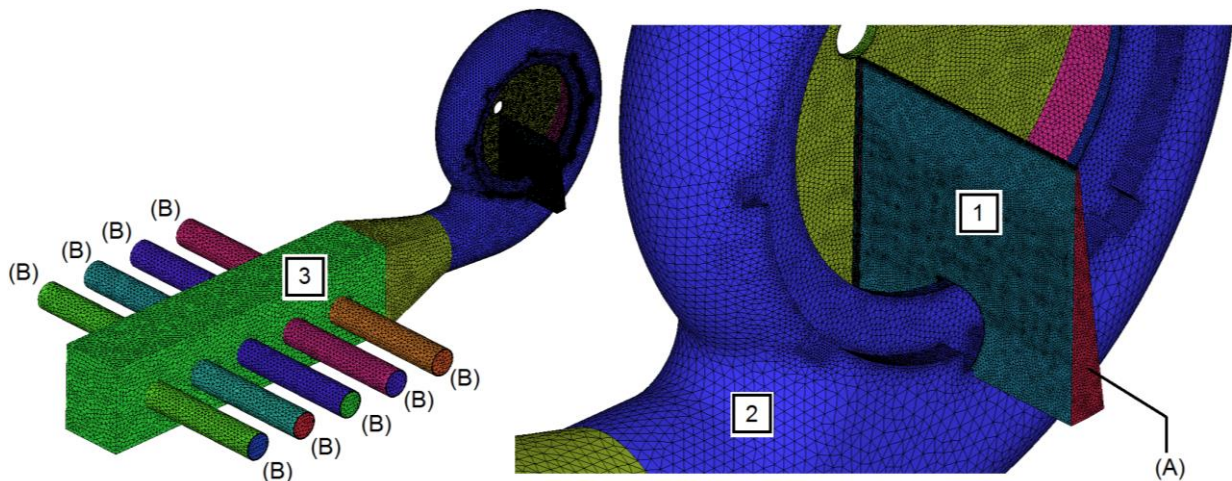


Figura 4.9 – Domínio de cálculo do sistema de distribuição de ar Comercial

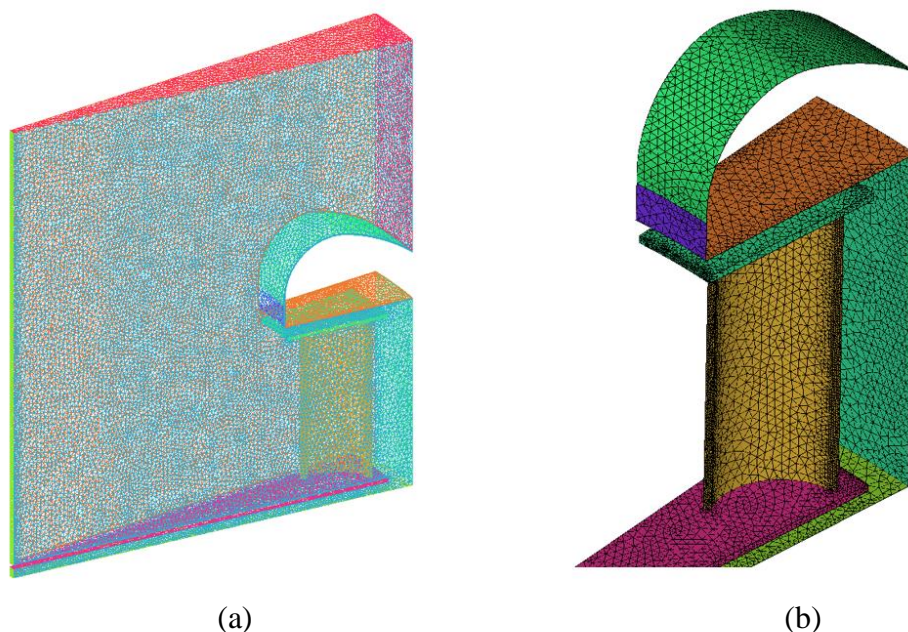


Figura 4.10 – Domínio rotativo Comercial: (a) Vista geral e (b) detalhe dos elementos

As condições de contorno consideradas foram:

- *Inlet A*: pressão total relativa zero e temperatura de 26,2°C (temperatura referente ao experimento);
- *Outlet B*: pressão estática relativa zero;
- Paredes dos domínios estacionários: velocidade zero e condição de parede lisa sem escorregamento;
- Paredes dos domínios rotativos: velocidade de 4000 rpm (limite de rotação da bancada de testes) e condição de parede lisa sem escorregamento.

A Figura 4.11 apresenta o detalhe das condições de contorno impostas no CFX para o sistema de distribuição de ar com rotor Comercial.

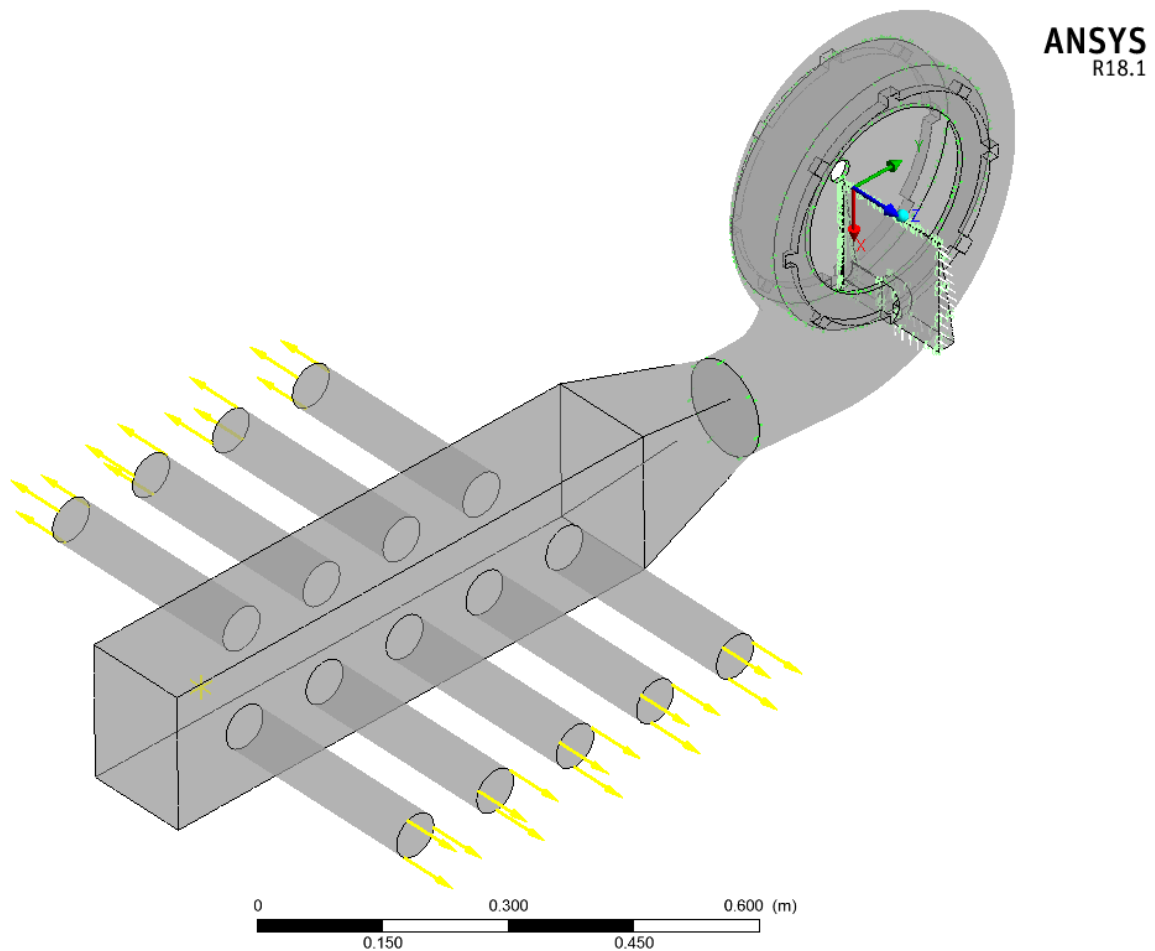


Figura 4.11 – Condições de contorno para o sistema de distribuição de ar Comercial em escala

4.3.3 SISTEMA DE APLICAÇÃO DO ADUBADOR AGRÍCOLA

Este modelo representa o sistema completo de aplicação do adubador agrícola. É composto por quatro subdomínios: um subdomínio rotativo contendo o rotor Jacto reduzido a uma fatia de 30 graus (1) e três subdomínios estacionários contendo a voluta (2), a caixa de distribuição de ar (3) e a tubulação (4) conforme apresentado na Figura 4.12.

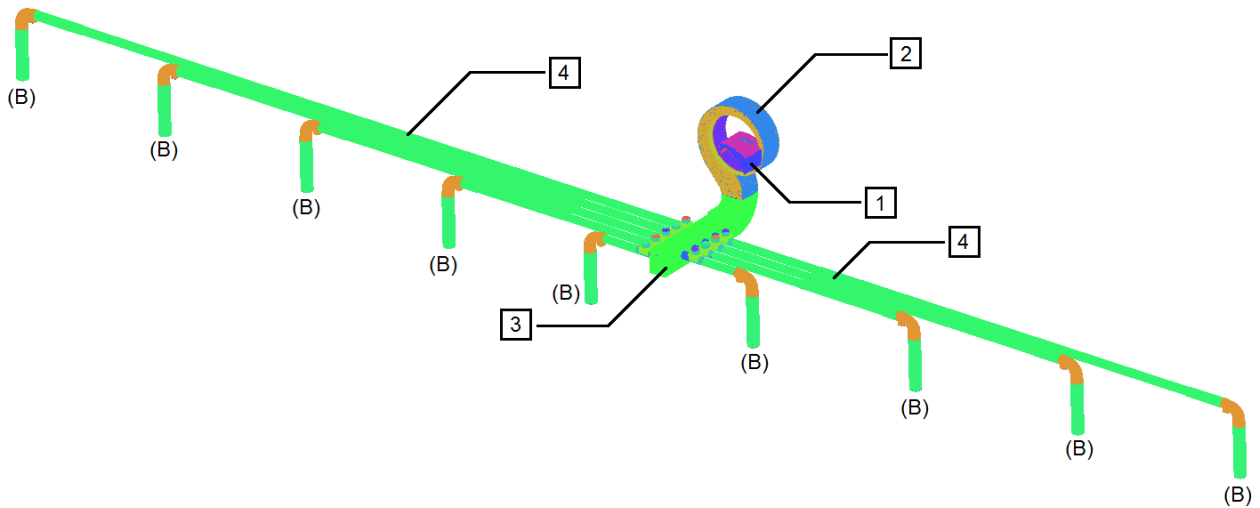


Figura 4.12 – Sistema de aplicação do adubador Jacto

As Figuras 4.13 e 4.14 apresentam respectivamente os detalhes das interfaces dos domínios (1, 2, 3 e 4) e a caixa de distribuição de ar (3) com parte da tubulação (4).

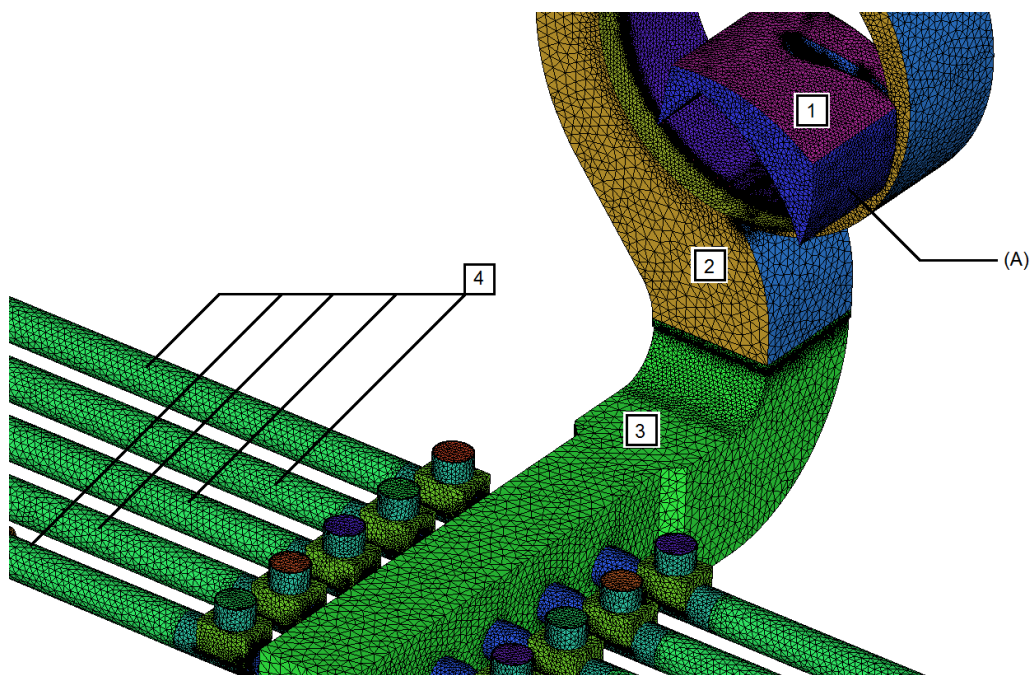


Figura 4.13 – Detalhe das interfaces dos domínios

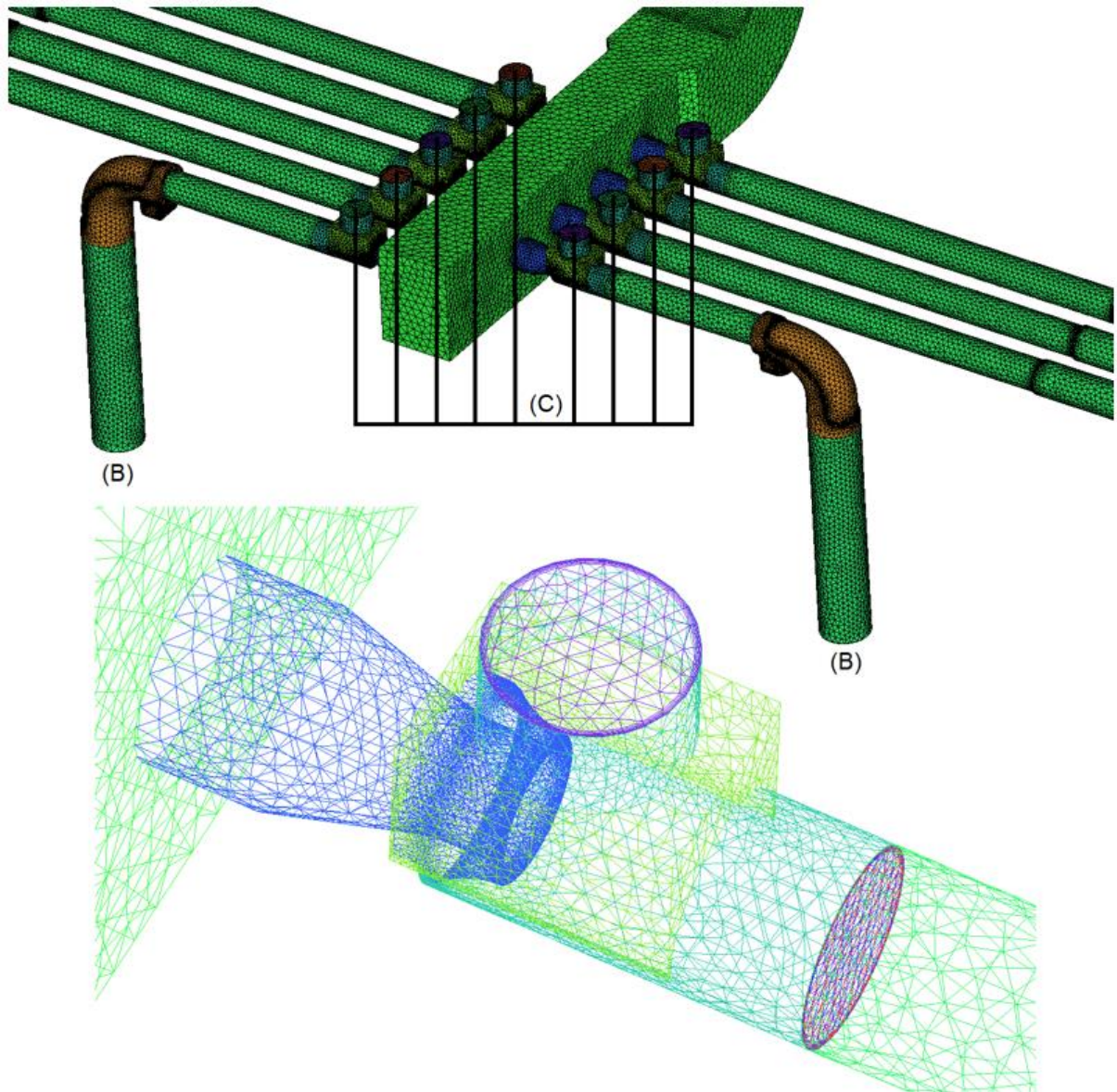


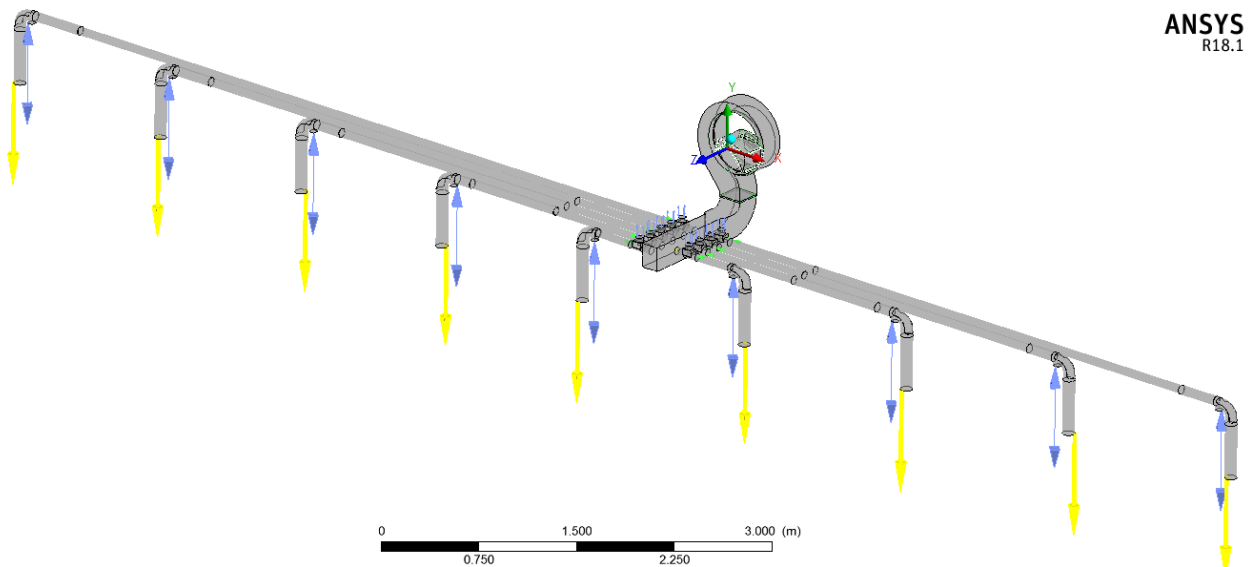
Figura 4.14 – Detalhe da interface da caixa de distribuição de ar com a tubulação

As condições de contorno consideradas foram:

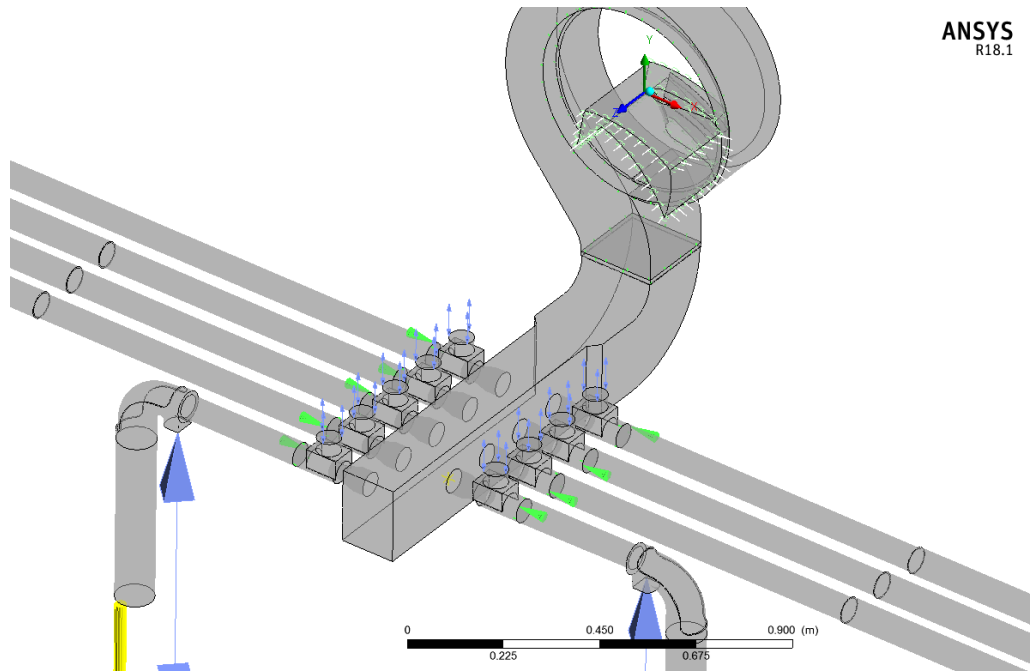
- *Inlet A*: pressão total relativa zero e temperatura de 33°C (temperatura referente ao experimento);
- *Outlet B*: pressão estática relativa zero;
- *Opening C*: pressão estática relativa zero e temperatura de 33°C (temperatura referente ao experimento);
- Paredes dos domínios estacionários: velocidade zero e condição de parede lisa sem escorregamento;
- Paredes dos domínios rotativos: velocidade de 4500 rpm (regime de operação do adubador agrícola) e condição de parede lisa sem escorregamento.

As regiões da condição de contorno em (C) são as entradas de particulado sólido (adubo) os quais não serão representados no presente trabalho. Assumiu-se que o particulado acompanha o fluxo de ar e não interfere em seu comportamento.

A Figura 4.15 apresenta as condições de contorno impostas no CFX para o sistema de aplicação do adubador com o rotor Jacto.



(a)



(b)

Figura 4.15 – Condições de contorno para o sistema de aplicação completo: (a) Geral e (b) detalhe do sistema de distribuição de ar

Metodologia experimental

Para a validação do modelo numérico utilizou-se duas bancadas de testes, representando o sistema de distribuição de ar do adubador agrícola, com os rotores Jacto e Comercial acoplados. Estas bancadas foram apresentadas no Capítulo 2 nas figuras 2.6 e 2.9 respectivamente. Os ensaios foram realizados de acordo com a norma para testes de ventiladores em laboratório (ANSI/AMCA 210-99) e permitiram a obtenção de resultados quantitativos de pressão, vazão, temperatura e potência nas saídas dos 9 bocais a uma rotação de 4000 rpm (limite de rotação da bancada por limitação hidráulica) sendo estes comparados aos resultados numéricos. A análise das incertezas experimentais é apresentada no Anexo B.

Após a validação dos modelos numéricos em bancada foi realizada a experimentação do sistema completo de aplicação do adubador agrícola (Figuras 2.1 e 2.2). Foram realizadas medições de velocidade por anemometria de fio quente nas 9 saídas dos bocais de aplicação (Figuras 2.3 e 2.4) a uma rotação de 4500 rpm (regime de operação do adubador devido a parâmetros de projeto do ventilador) e comparadas as velocidades obtidas numericamente.

Para a obtenção dos parâmetros de interesse foram necessários os seguintes equipamentos apresentados nas Figuras de 5.1 a 5.6:

- Anemômetro Dwyer Série 471;
- Coluna d água Dwyer Instrumentation;
- Sensor HYDAC HMG 3000 (leitura de torque);
- Termômetro digital Fluke 52 série II;
- Tacômetro digital Minipa MDT-2238A;
- Tubo de Pitot.

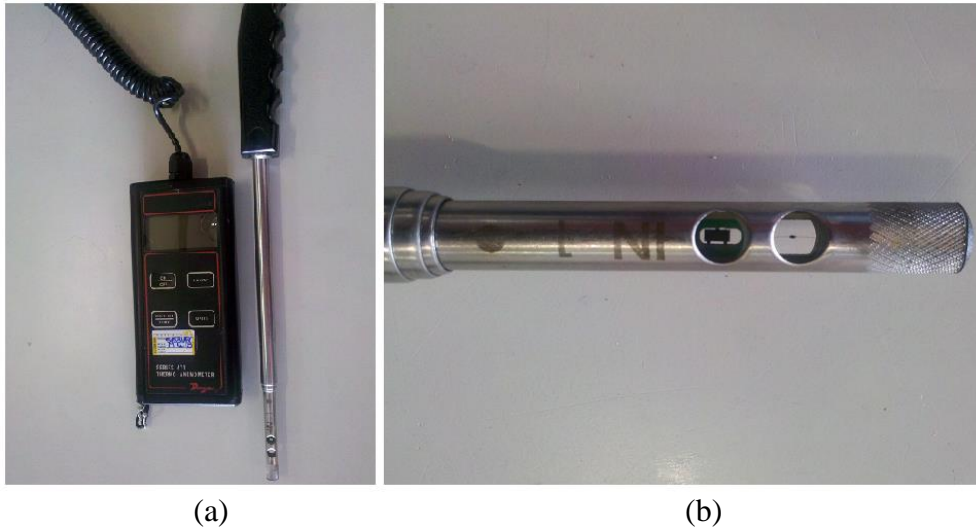


Figura 5.1 – Anemômetro digital: (a) Geral e (b) detalhe do sensor



Figura 5.2 – Termômetro digital



Figura 5.3 – Tacômetro digital



Figura 5.4 – Sensor HYDAC para leitura de torque



Figura 5.5 – Tubo de Pitot



Figura 5.6 – Coluna d'água

Os valores de temperatura, pressão e velocidade foram obtidos com a utilização do termômetro digital, tubo de Pitot acoplado a coluna d'água inclinada, que aumenta a precisão da leitura, e anemômetro digital respectivamente. As medições foram realizadas em todas as saídas da caixa de distribuição de ar em 9 pontos igualmente espaçados e o valor considerado foi a média de todas as medidas. A vazão foi obtida pela multiplicação da velocidade média e da área da seção de cada saída. A potência de saída (potência fornecida pelo ventilador) foi calculada pela multiplicação da pressão e vazão. A Figura 5.7 apresenta o esquema dos pontos medidos nas saídas.

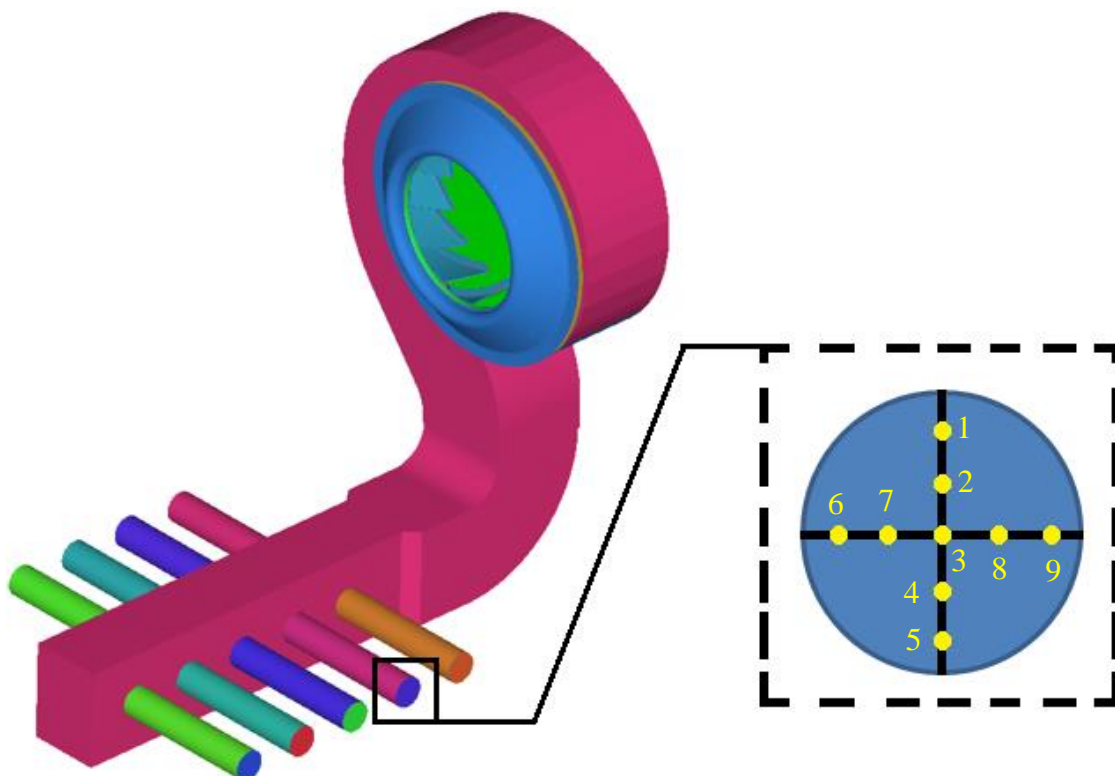


Figura 5.7 – Esquema dos pontos medidos nas saídas da caixa de distribuição de ar

O valor da potência de entrada foi calculado pela multiplicação do torque e rotação. A rotação foi determinada pela leitura do tacômetro digital e o torque pela leitura do sensor HYDAC que foi acoplado na entrada do sistema hidráulico do motor do ventilador. A Figura 5.8 apresenta o detalhe da montagem das válvulas no motor hidráulico nas bancadas para conexão do sensor HYDAC.

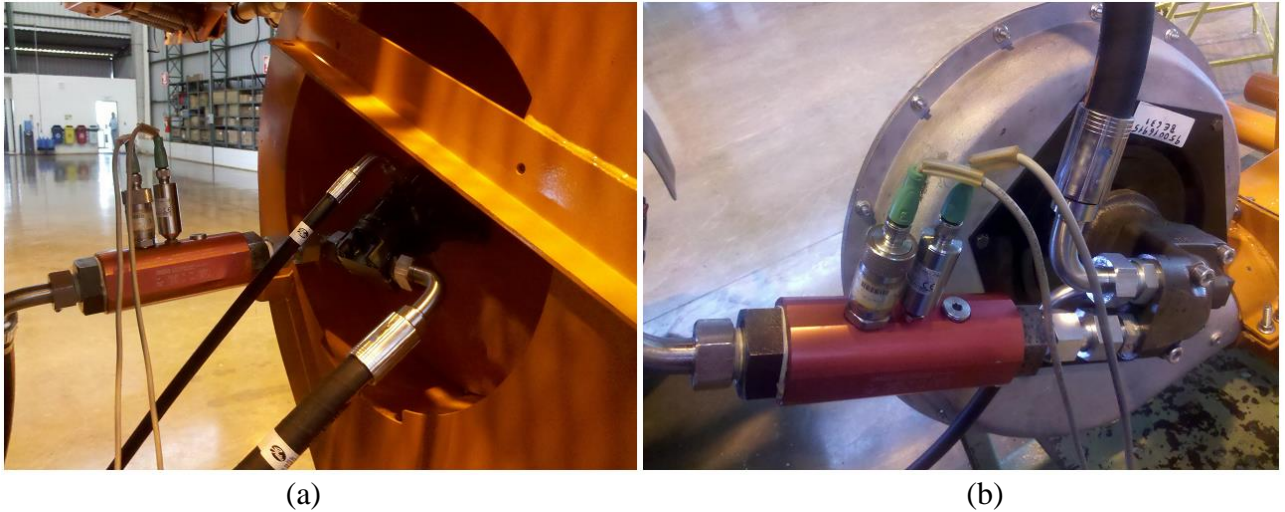


Figura 5.8 – Válvulas do sensor HYDAC: (a) Bancada com rotor Jacto e (b) Bancada com rotor Comercial

O cálculo da eficiência do sistema foi obtido pela razão das potências de saída pela de entrada.

Resultados e discussões

6.1 INTRODUÇÃO

Todos os resultados apresentados neste capítulo foram obtidos pelos ensaios experimentais e computacionais nos sistemas de distribuição de ar em bancadas e no sistema de aplicação do adubador agrícola todos descritos anteriormente. Os resultados obtidos experimentalmente são confrontados com os obtidos numericamente.

6.2 COMPARATIVO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR EM BANCADA COM OS ROTORES JACTO E COMERCIAL

Existe a necessidade de avaliar os valores do adimensional Y_{plus} em toda a parede do sistema de distribuição de ar para garantir que os resultados próximos à parede sejam válidos, conforme abordado no Capítulo 3. De acordo com a Equação 3.28 quanto maior o valor da velocidade tangencial à parede, maior o valor do Y_{plus} para uma mesma distância até a parede. Os valores do Y_{plus} devem estar abaixo do limite permitido para o modelo de turbulência adotado (neste trabalho, o Y_{plus} deve ser inferior a 300 para o modelo k-Épsilon).

As Figuras 6.1 a 6.6 apresentam os valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar, das volutas e dos rotores Jacto e Comercial.

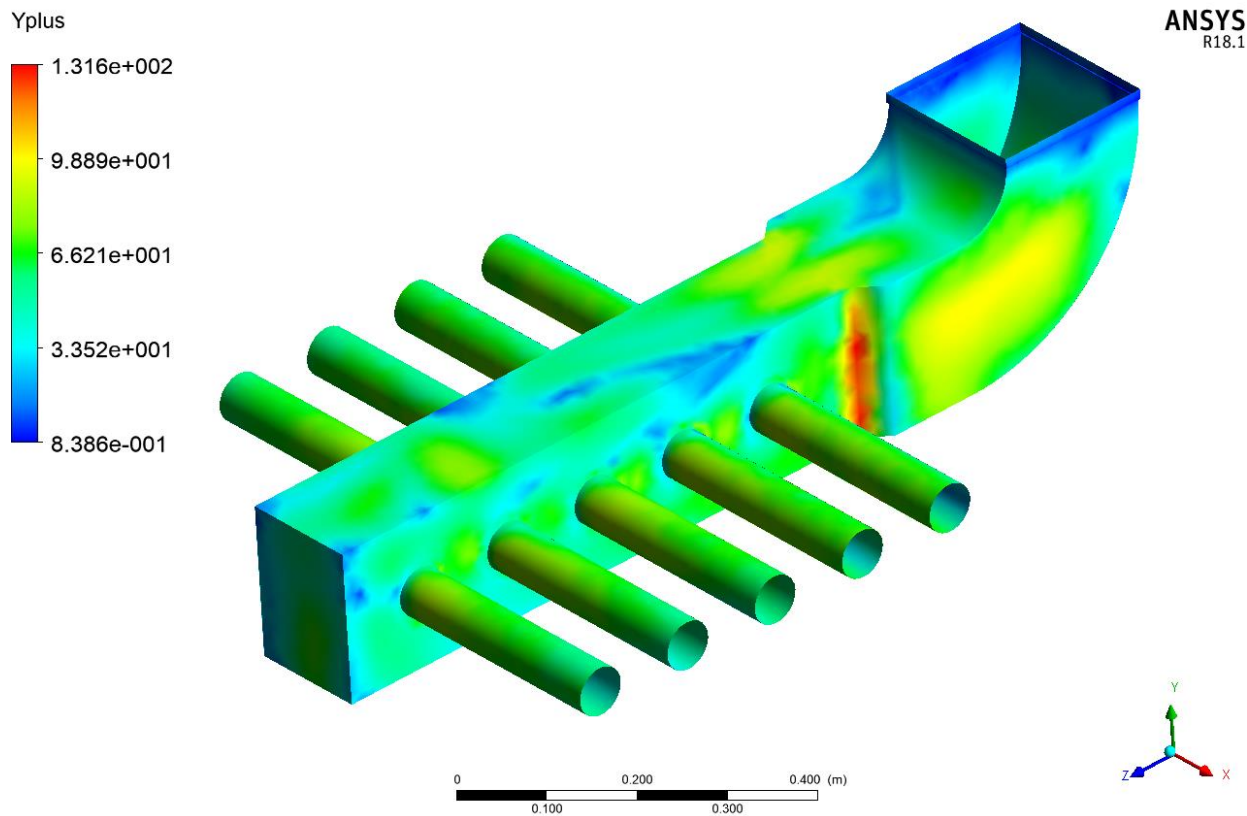


Figura 6.1 – Valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar do rotor Jacto

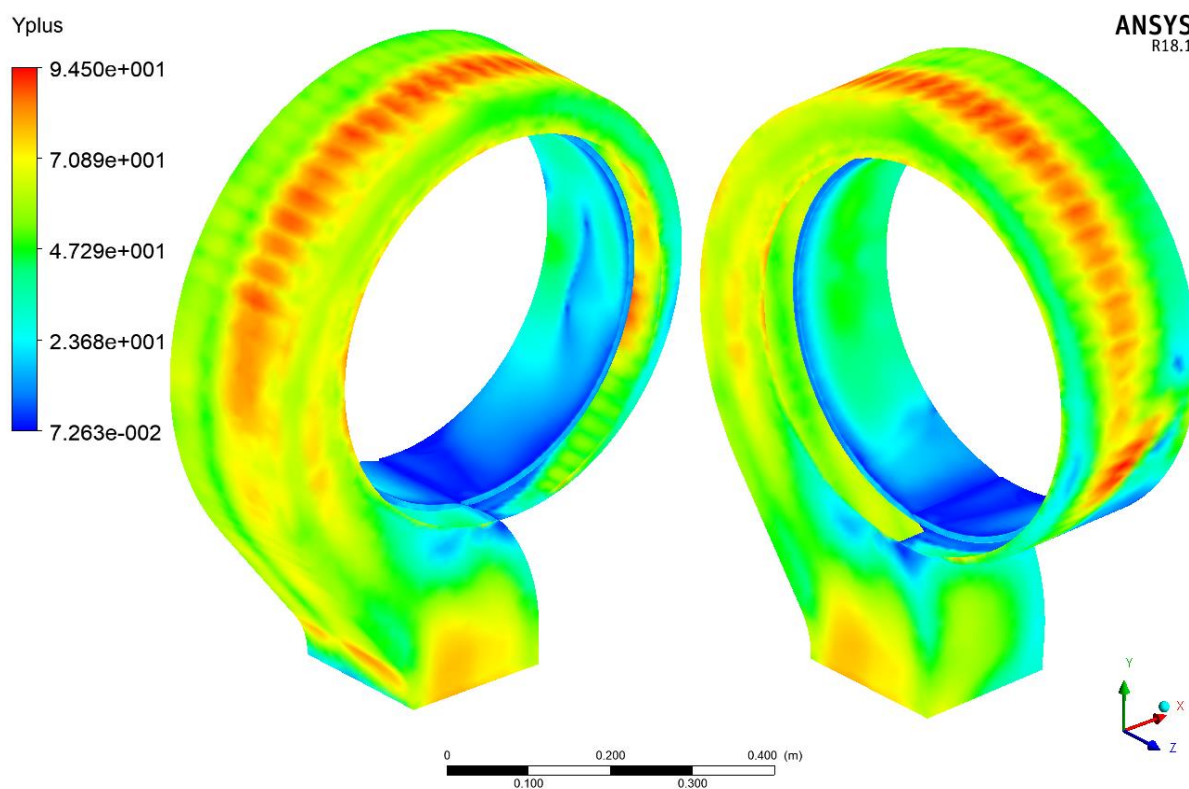


Figura 6.2 – Valores de Y_{plus} nas paredes da voluta do rotor Jacto

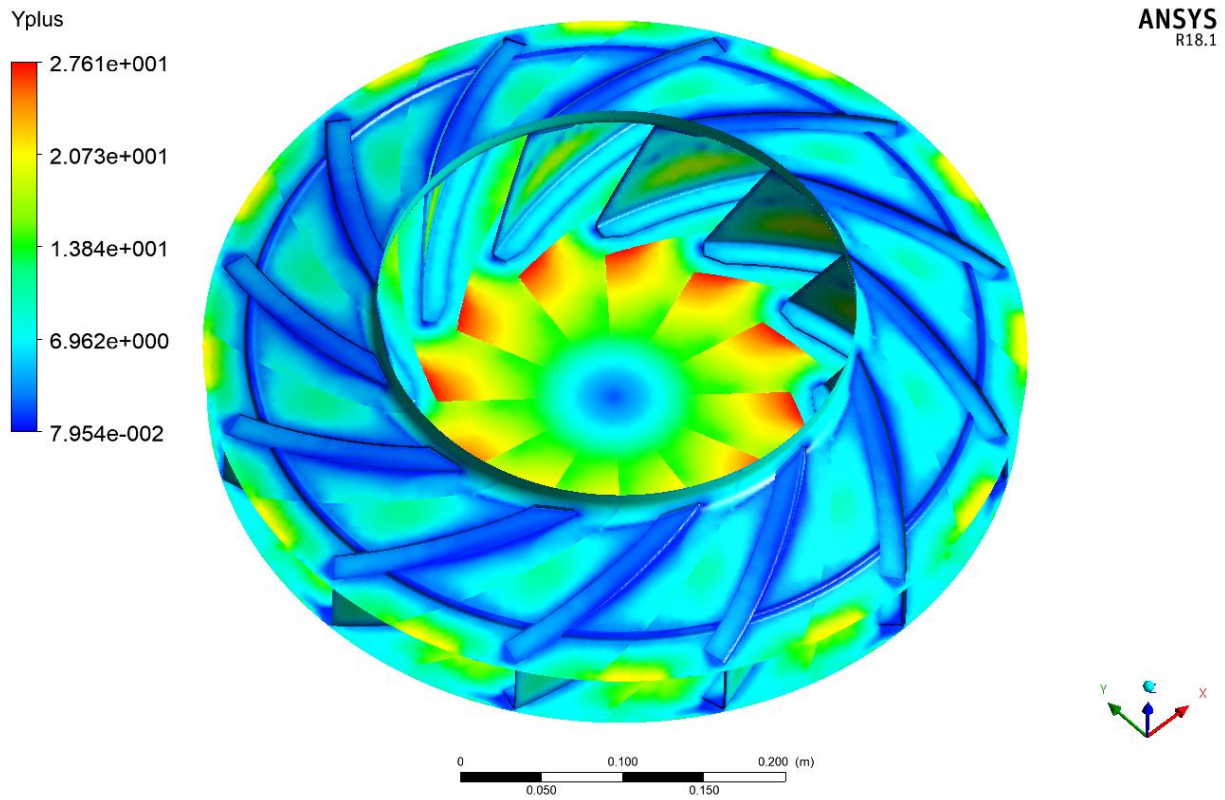


Figura 6.3 – Valores de Y_{plus} nas paredes do rotor Jacto

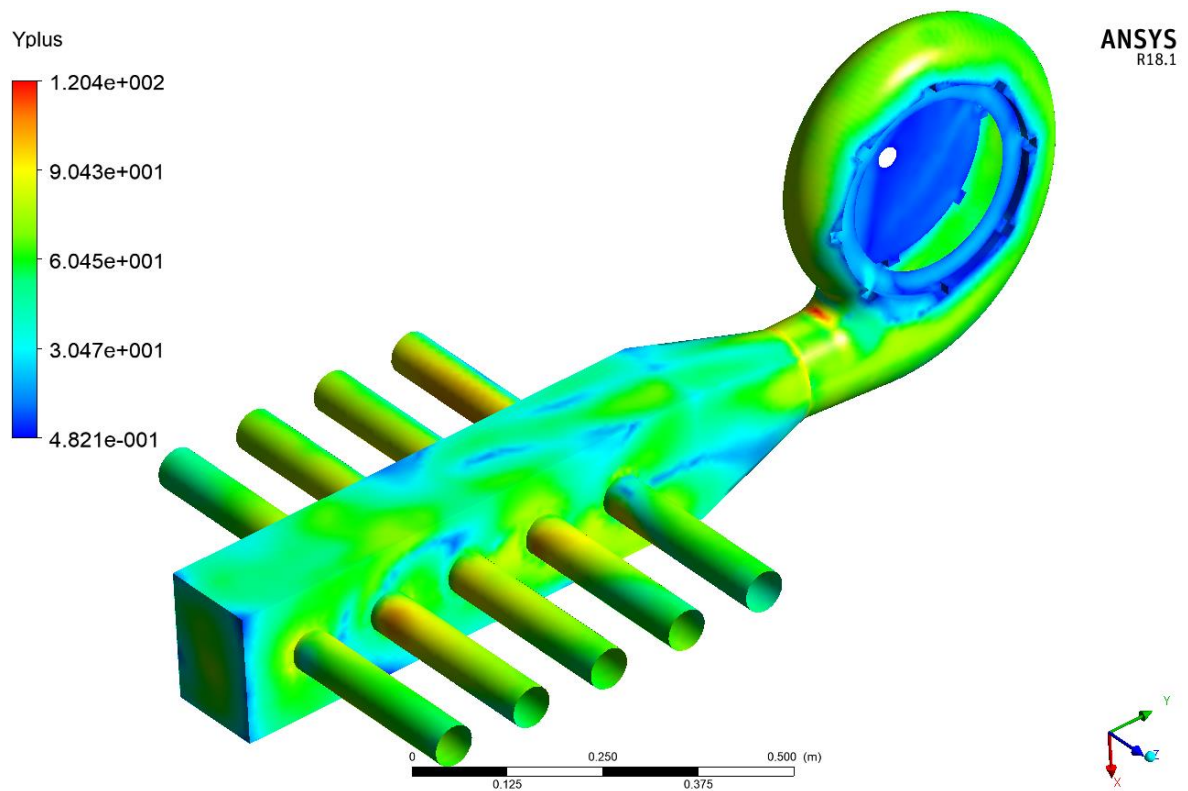


Figura 6.4 – Valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar e voluta do rotor Comercial

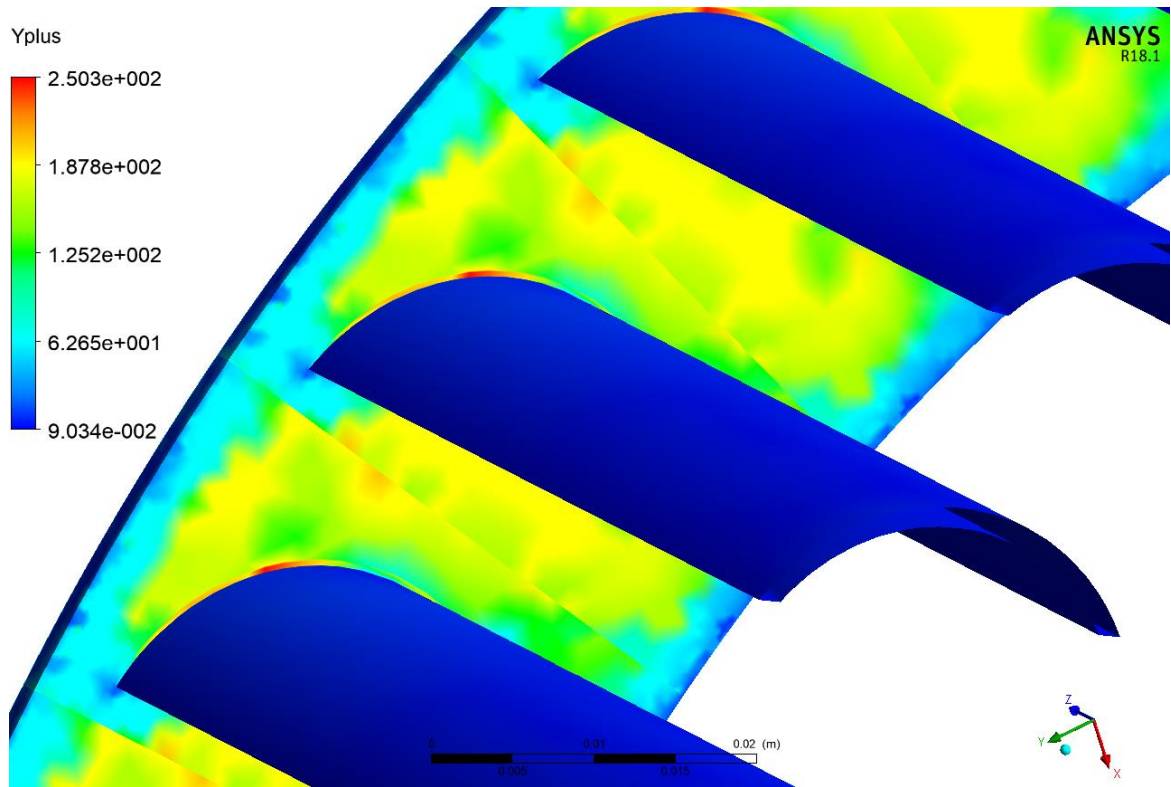


Figura 6.5 – Valores de Y_{plus} nas paredes do rotor Comercial

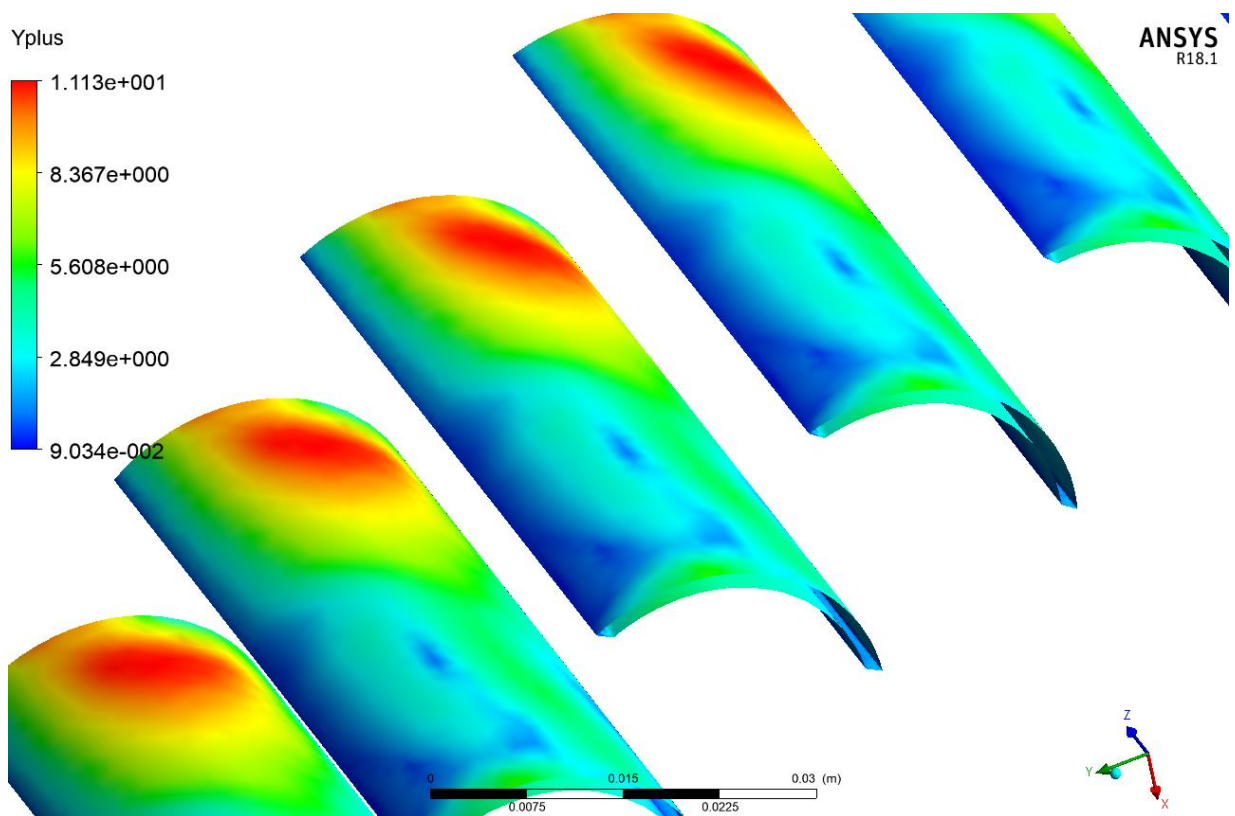


Figura 6.6 – Detalhe dos valores de Y_{plus} nas paredes das pás do rotor Comercial

No caso do modelo com rotor Jacto, os maiores valores de Y_{plus} ocorreram na região de redução de área da caixa de distribuição de ar e no modelo com rotor Comercial os maiores valores ocorreram em uma pequena região na extremidade da pá e em ambos os casos com valores inferiores ao limite máximo. Desta forma consideramos que a malha está suficientemente refinada para o modelo de turbulência adotado.

A seguir apresentam-se os resultados comparativos entre os sistemas de distribuição de ar em bancada com os rotores Jacto e Comercial. Para facilitar a visualização o limite superior de velocidade foi limitado em 80 m/s.

As Figuras 6.7 a 6.10 mostram os gradientes de velocidade no plano central do sistema de distribuição de ar nas vistas lateral e superior com os rotores Jacto e Comercial.

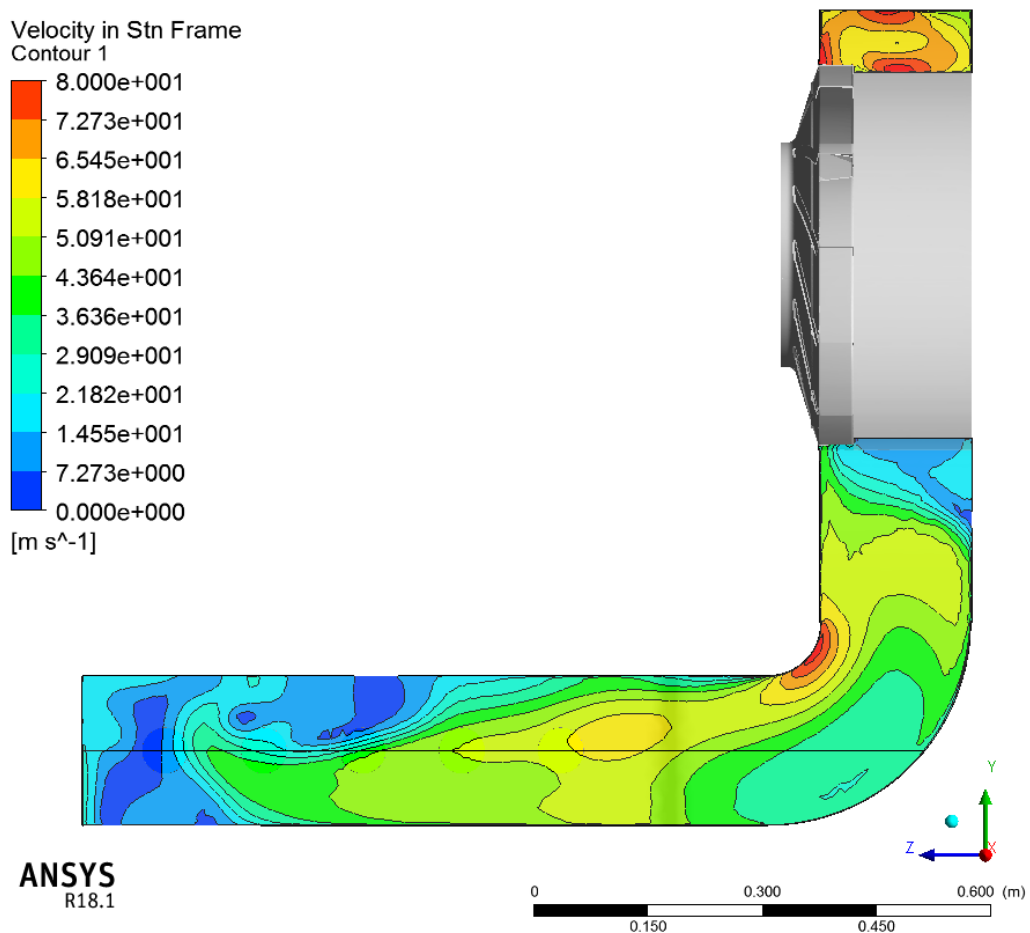


Figura 6.7 – Gradientes de velocidade no plano central e vista lateral com rotor Jacto

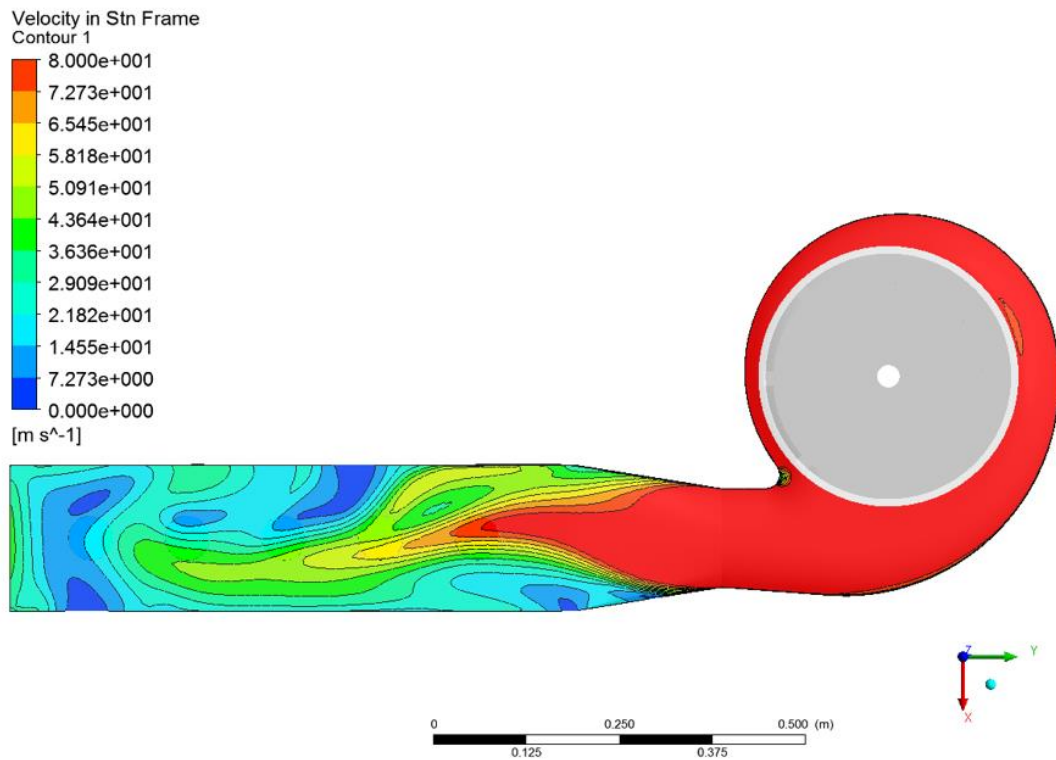


Figura 6.8 – Gradientes de velocidade no plano central e vista lateral com rotor Comercial

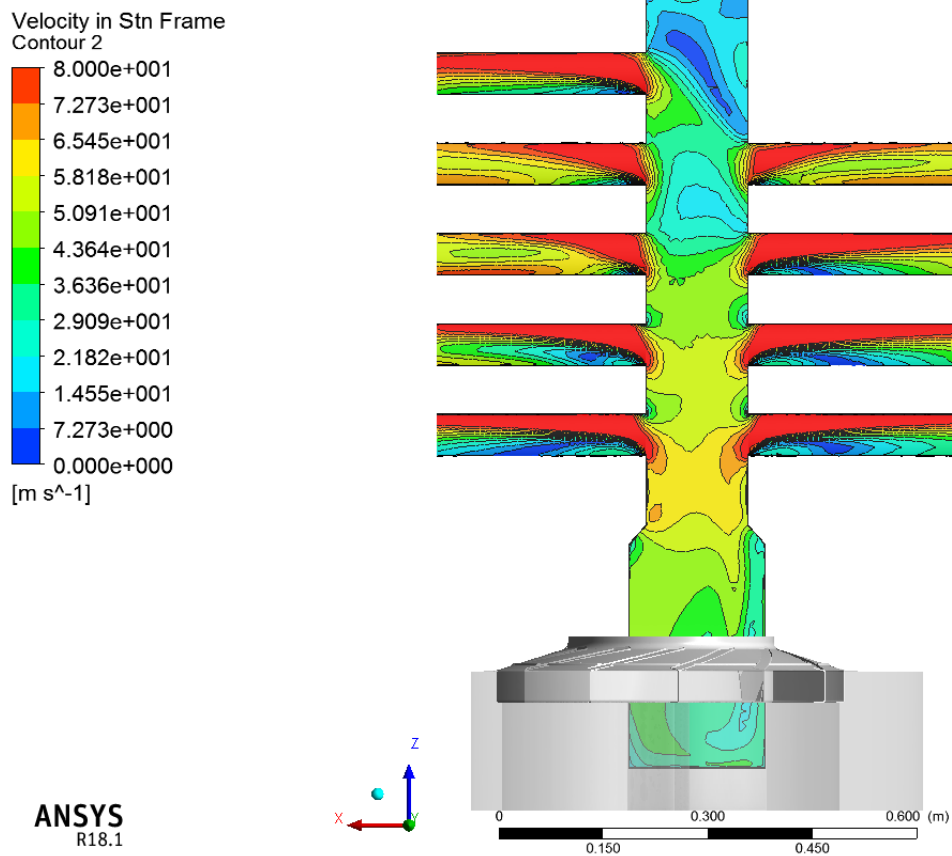


Figura 6.9 – Gradientes de velocidade no plano central e vista superior com rotor Jacto

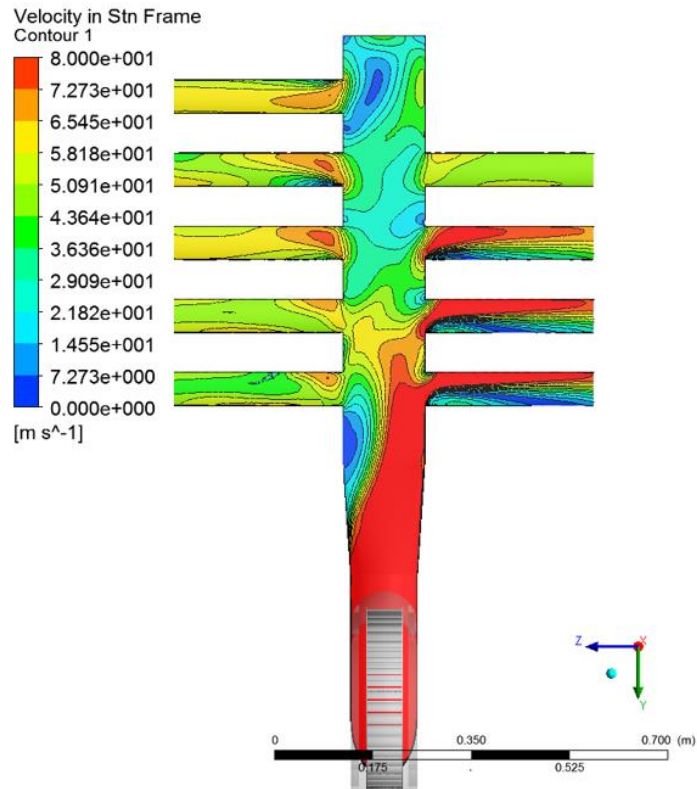


Figura 6.10 – Gradientes de velocidade no plano central e vista superior com o rotor Comercial

As Figuras 6.11 a 6.14 mostram os vetores velocidade no plano central do sistema de distribuição de ar nas vistas lateral e superior com os rotores Jacto e Comercial.

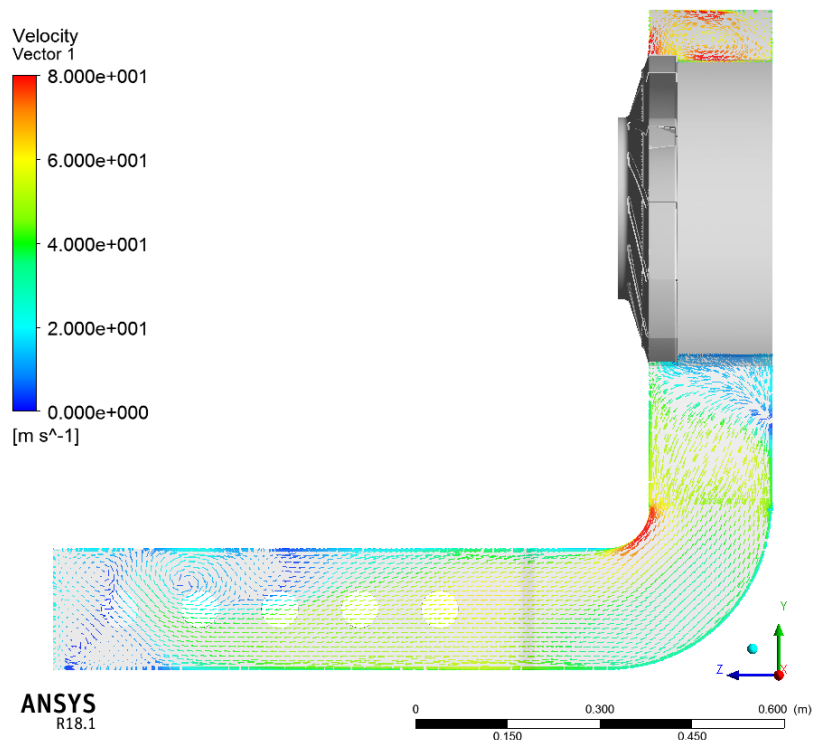


Figura 6.11 – Vetores velocidade no plano central e vista lateral com rotor Jacto

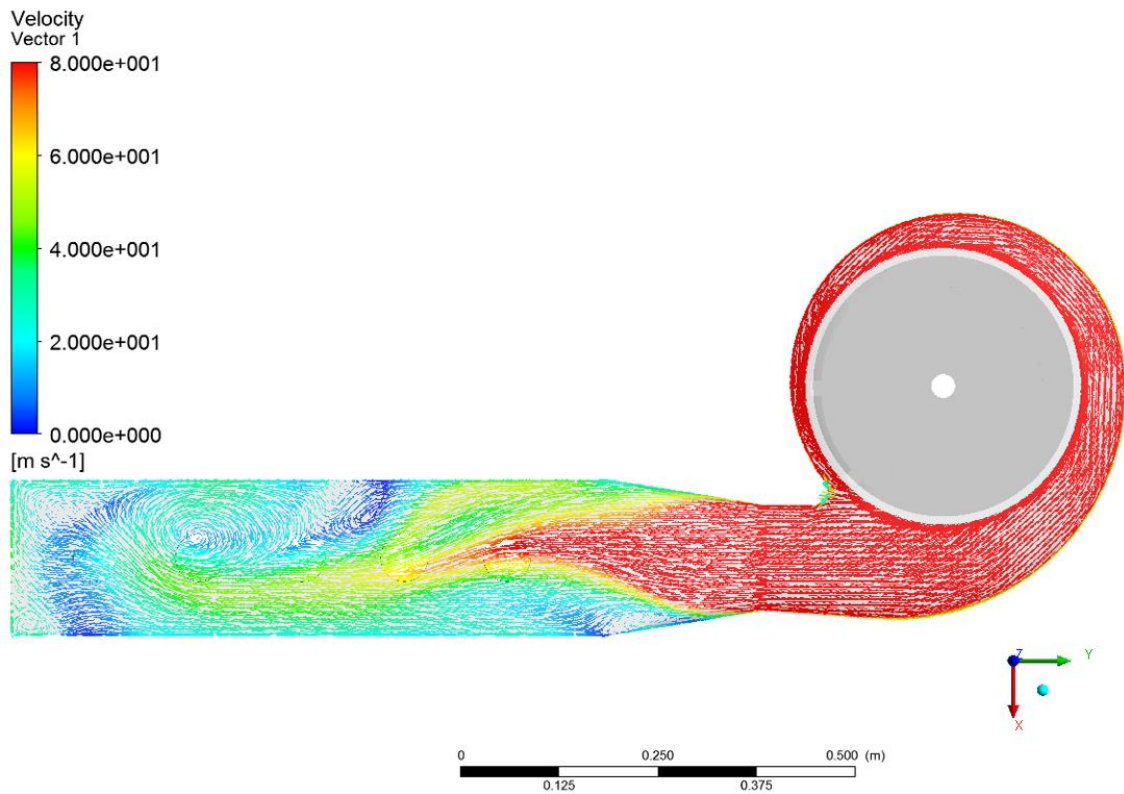


Figura 6.12 – Vetores velocidade no plano central e vista lateral com rotor Comercial

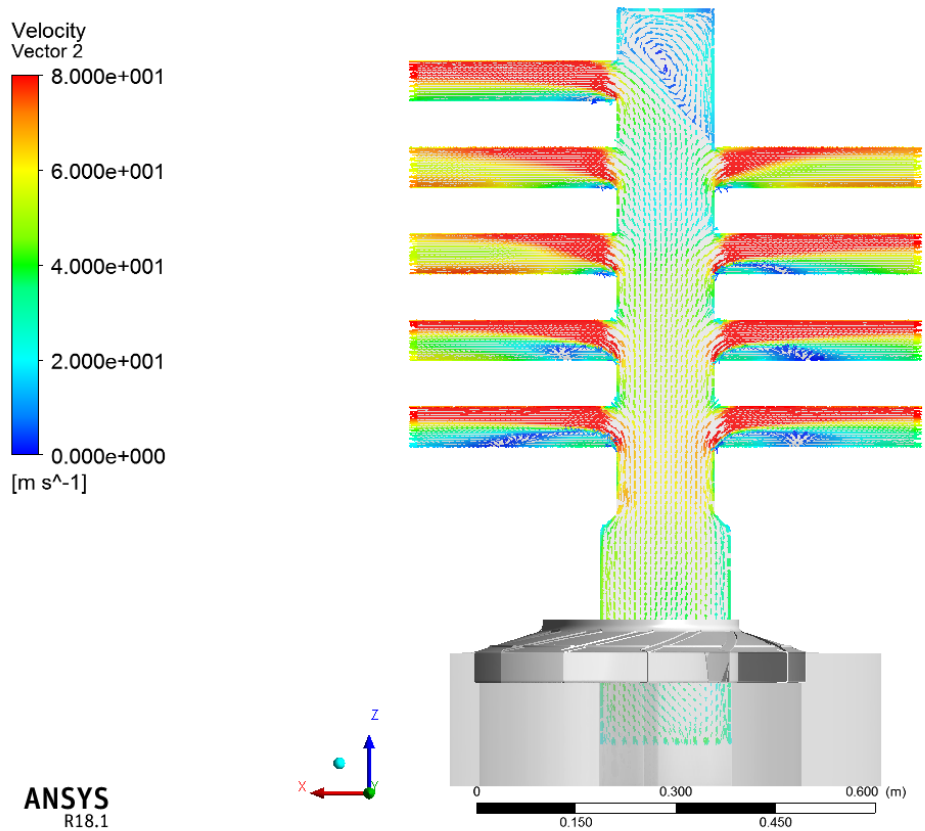


Figura 6.13 – Vetores velocidade no plano central e vista superior com rotor Jacto

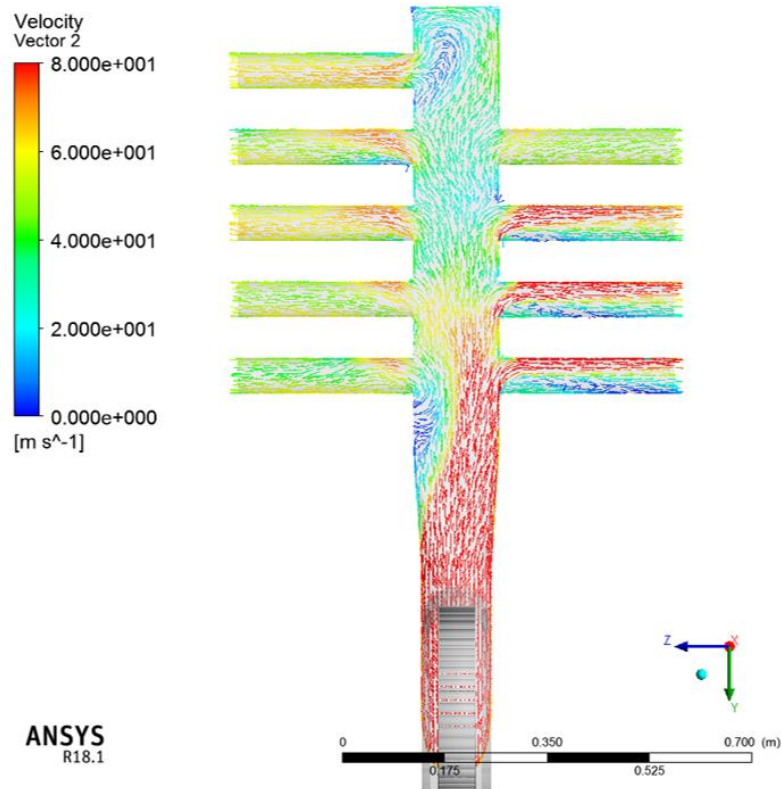


Figura 6.14 – Vetores velocidade no plano central e vista superior com rotor Comercial

As Figuras 6.15 e 6.16 mostram as linhas de corrente no sistema de distribuição de ar com os rotores Jacto e Comercial respectivamente.

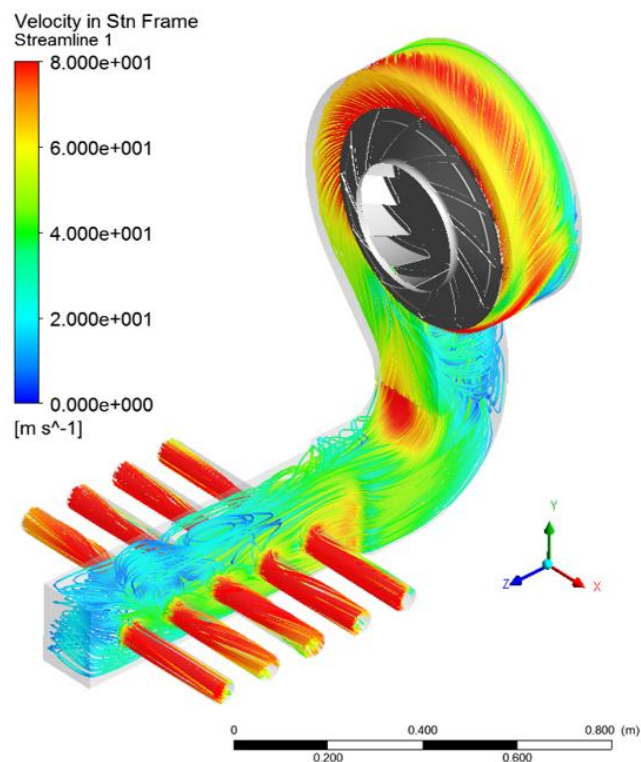


Figura 6.15 – Linhas de corrente no sistema de distribuição de ar com rotor Jacto

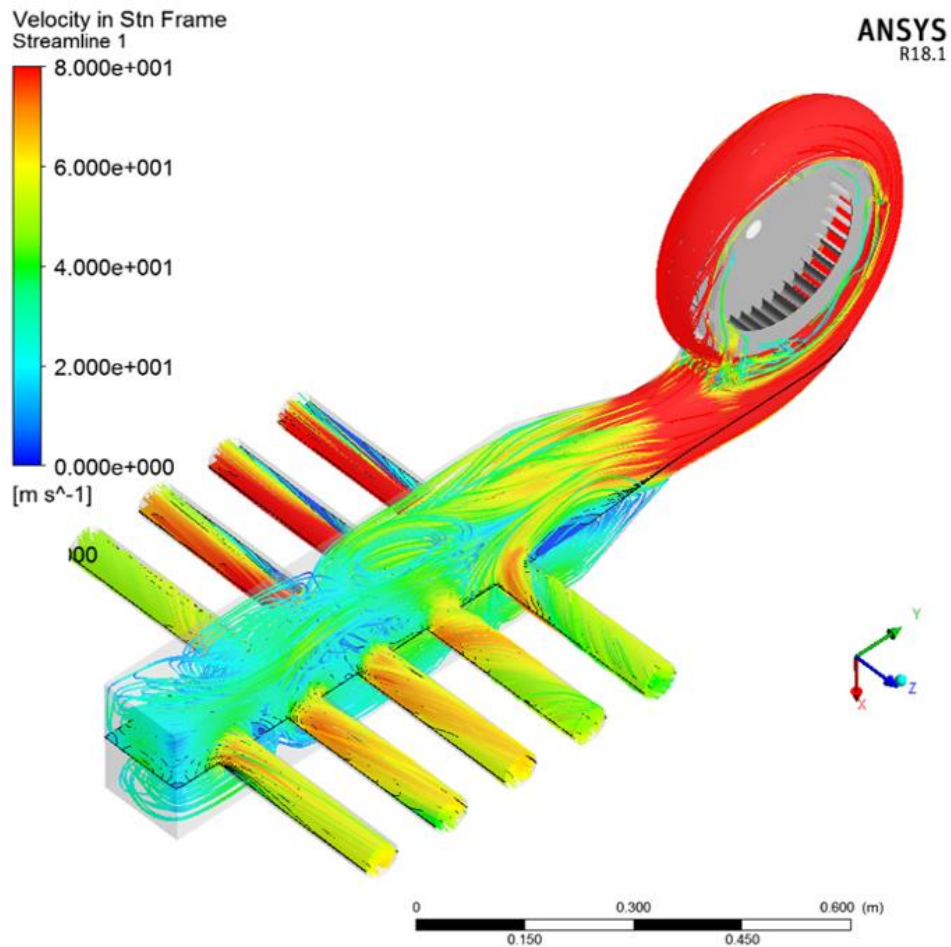


Figura 6.16 – Linhas de corrente no sistema de distribuição de ar com rotor Comercial

Pelos resultados numéricos pode-se observar das figuras 6.7 a 6.16 que o sistema de distribuição de ar com o rotor Jacto apresenta uma menor quantidade de regiões com recirculações e uma distribuição de velocidade mais uniforme nas saídas em relação ao sistema com o rotor Comercial.

As Figuras 6.17 e 6.18 mostram os detalhes destas recirculações nos modelos com rotores Jacto e Comercial respectivamente.

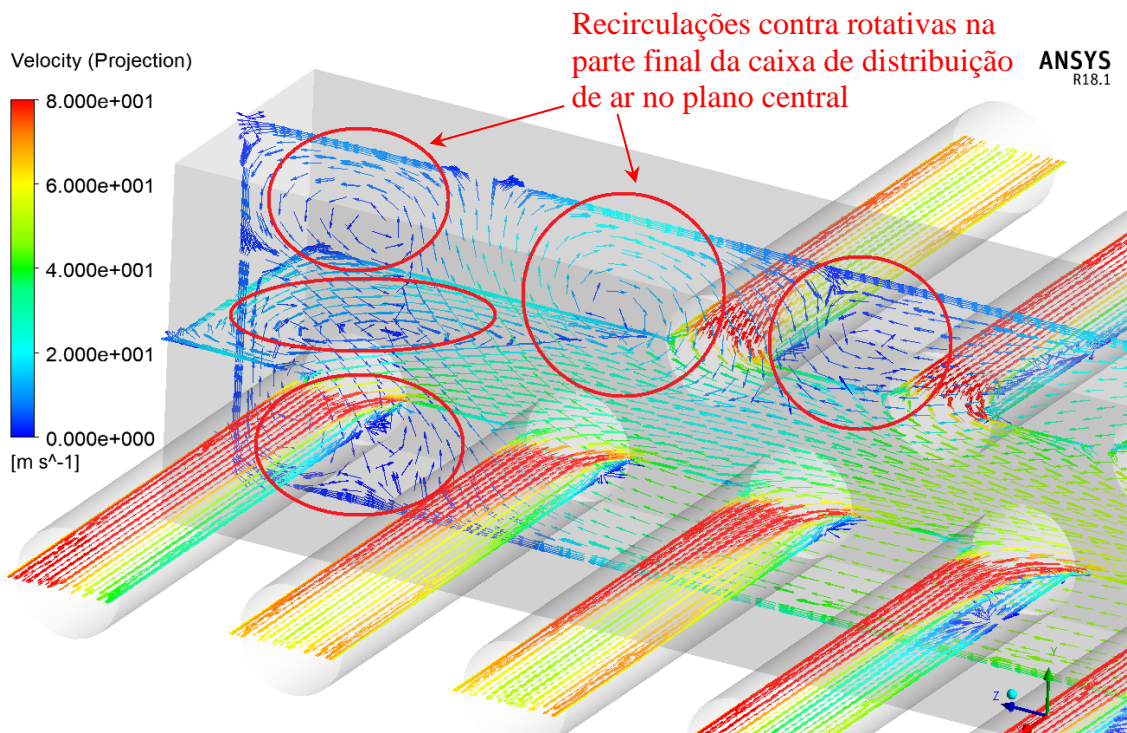


Figura 6.17 – Detalhe das recirculações na caixa do modelo com rotor Jacto

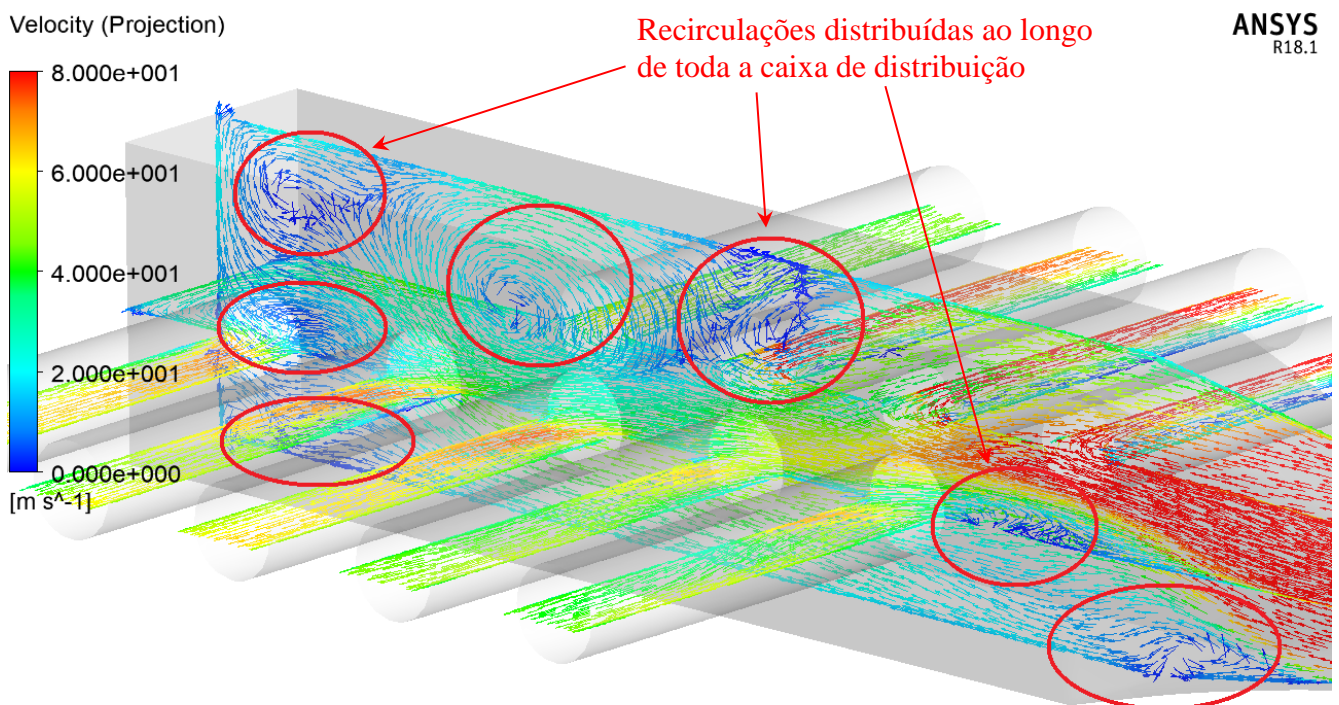


Figura 6.18 – Detalhe das recirculações na caixa do modelo com rotor Comercial

Nota-se que no sistema de distribuição de ar com o rotor Jacto as recirculações encontram-se apenas na região final da caixa de distribuição de ar e no modelo com o rotor Comercial estas recirculações encontram-se ao longo de toda a caixa. As recirculações,

principalmente em escoamentos turbulentos como aqui tratado, promovem uma perda de energia do fluido o que prejudica o escoamento e consequentemente o rendimento do sistema.

Os valores de velocidade na voluta do rotor comercial são muito superiores aos valores de velocidade na voluta do rotor Jacto o que provoca um aumento na perda de carga. Talvez a utilização do rotor Comercial em outra aplicação com rotação mais baixa (reduzindo a perda de carga) e uma caixa de distribuição de ar com o diâmetro similar ao da voluta resulte em um melhor comportamento do fluxo (com menos recirculações e melhor distribuição) contribuindo para o aumento da eficiência do sistema.

A Tabela 6.1 apresenta o comparativo entre os resultados numéricos e experimentais.

Tabela 6.1 – Comparativo entre os resultados numéricos e experimentais

	Rotor Jacto			Rotor Comercial		
	Experimental	Numérico	Diferença [%]	Experimental	Numérico	Diferença [%]
Eficiência [%]	31,2 ±1,21	31,1	0,3	19,1 ±0,74	18,2	5,2
Vazão [$10^{-1} \text{ m}^3/\text{s}$]	17,3 ±0,67	16,0	8,1	13,2 ±0,51	12,8	3,4
Potência [kW]	13,9 ±0,042	12,7	9,2	11,6 ±0,042	11,7	0,5
Temperatura [°C]	34,7 ±0,3	33,4	3,8	35,2 ±0,3	34,4	2,2
Pressão [10^2 Pa]	25,1 ±0,025	24,7	1,3	16,7 ±0,025	16,5	1,1

Observa-se que os resultados numéricos seguiram a mesma tendência dos resultados experimentais. Avaliando numericamente a eficiência do sistema com o rotor Jacto esta é 70% superior ao valor da eficiência do sistema com o rotor Comercial.

Existem diferenças entre os resultados numéricos e experimentais que podem estar relacionadas ao refinamento de malha, critério de convergência (resíduo entre as iterações inferior a 10^{-4}), modelo de turbulência adotado e incertezas experimentais. Observa-se que no sistema com o rotor Jacto o parâmetro que apresentou a maior diferença entre os resultados numéricos e experimentais foi a potência consumida (9,2%) e no sistema com o rotor Comercial foi o rendimento (5,2%).

Como a diferença média entre as variáveis do sistema com o rotor Jacto e Comercial foram em torno de 4,5% e 2,5% respectivamente entende-se que os resultados estão adequados para este tipo de análise pois um refinamento de malha, alteração do critério de convergência ou alteração do modelo de turbulência aumentaria demasiadamente o custo computacional. A Figura 6.19 apresenta os dados da Tabela 6.1 condensados.

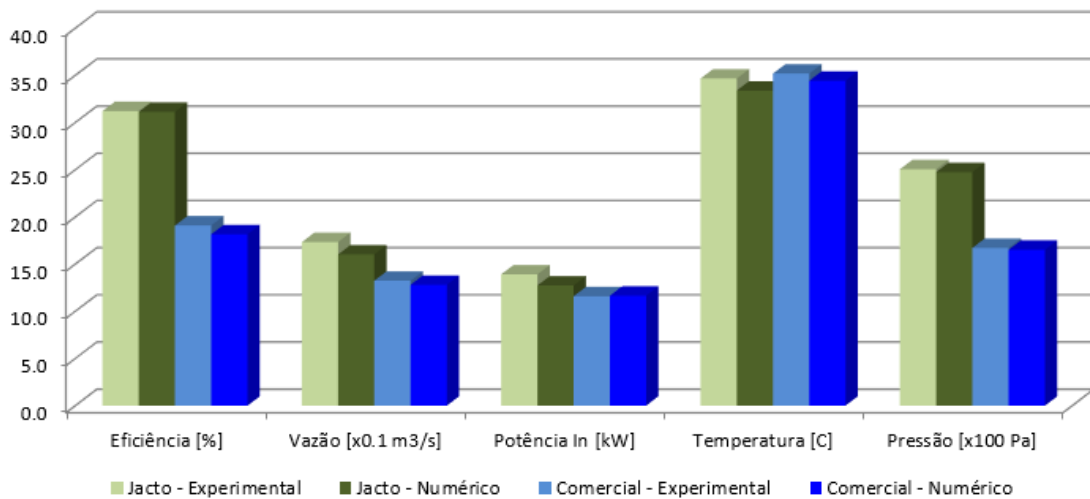


Figura 6.19 – Gráfico comparativo entre os resultados numéricos e experimentais

6.3 COMPARATIVO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO SISTEMA DE APLICAÇÃO DO ADUBADOR AGRÍCOLA

Da mesma maneira que avaliado anteriormente nos modelos dos Sistemas de distribuição de ar em bancadas, existe a necessidade de avaliar os valores do adimensional Y_{plus} em toda a parede do sistema de aplicação de adubo para garantir que os resultados próximos à parede sejam válidos. As Figuras 6.20 a 6.24 apresentam os valores de Y_{plus} nas paredes das tubulações, caixa de distribuição de ar, voluta e rotor do adubador agrícola Jacto.

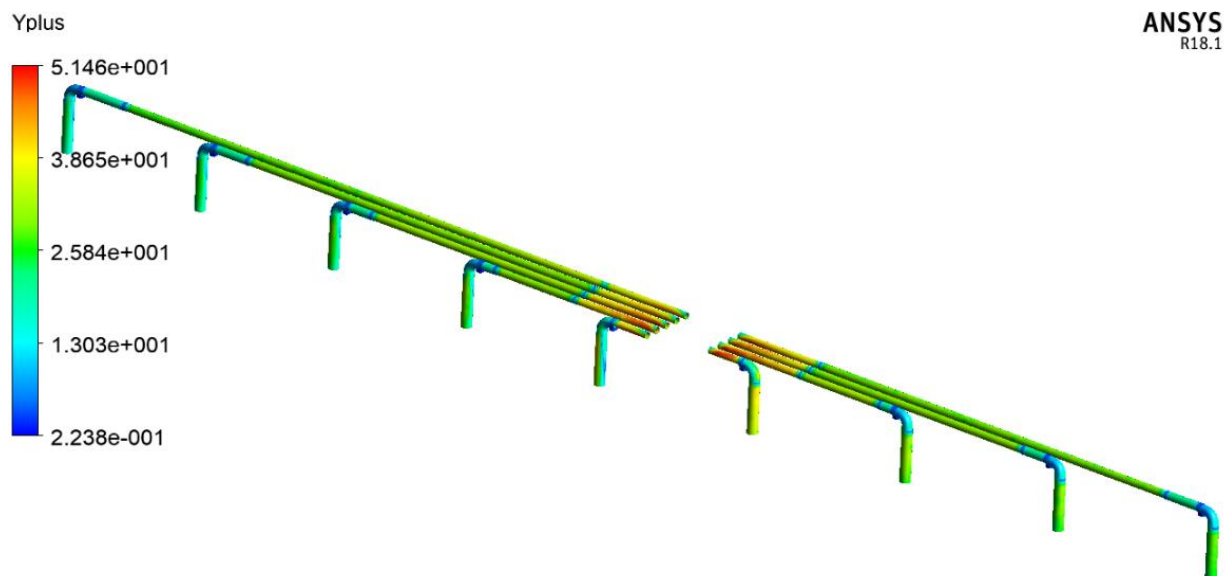


Figura 6.20 – Valores de Y_{plus} nas paredes da tubulação do sistema de aplicação do adubador agrícola

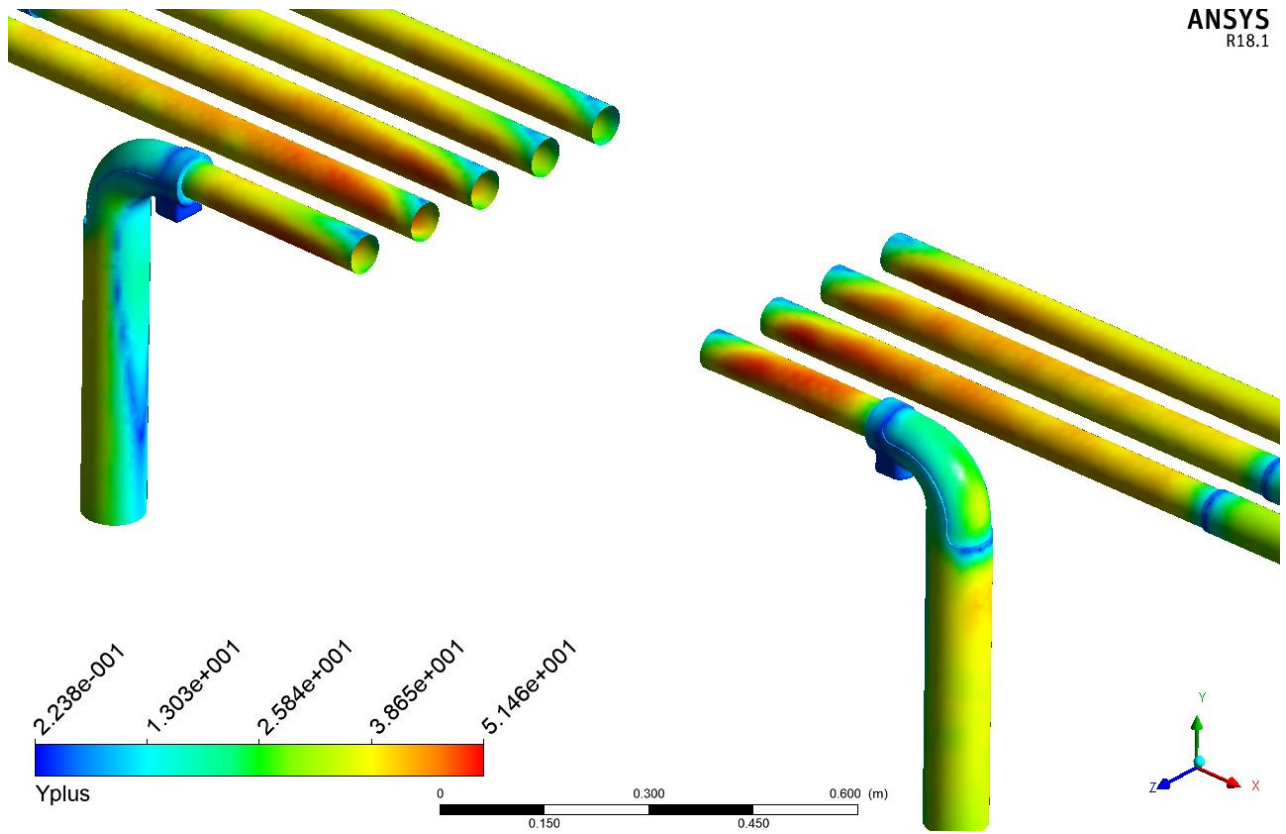


Figura 6.21 – Valores de Y_{plus} nas paredes da tubulação em detalhe

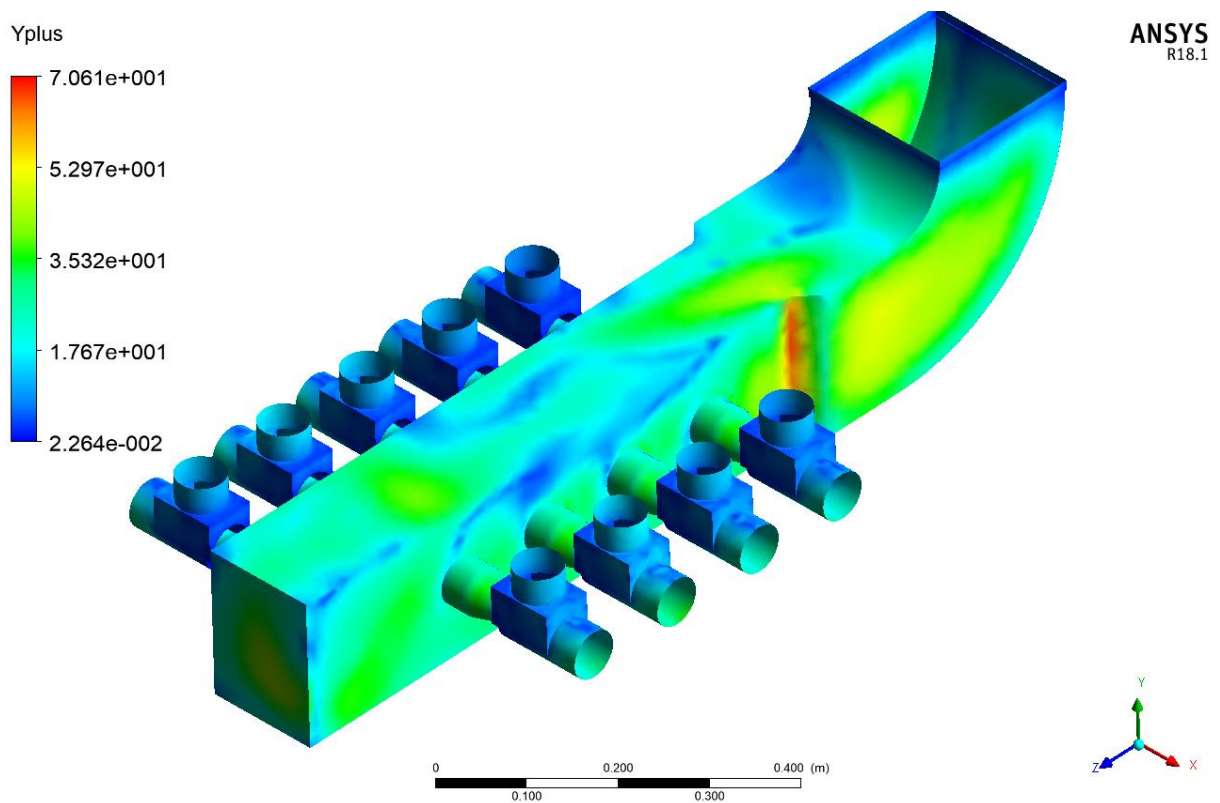


Figura 6.22 – Valores de Y_{plus} nas paredes da caixa de distribuição de ar do adubador agrícola

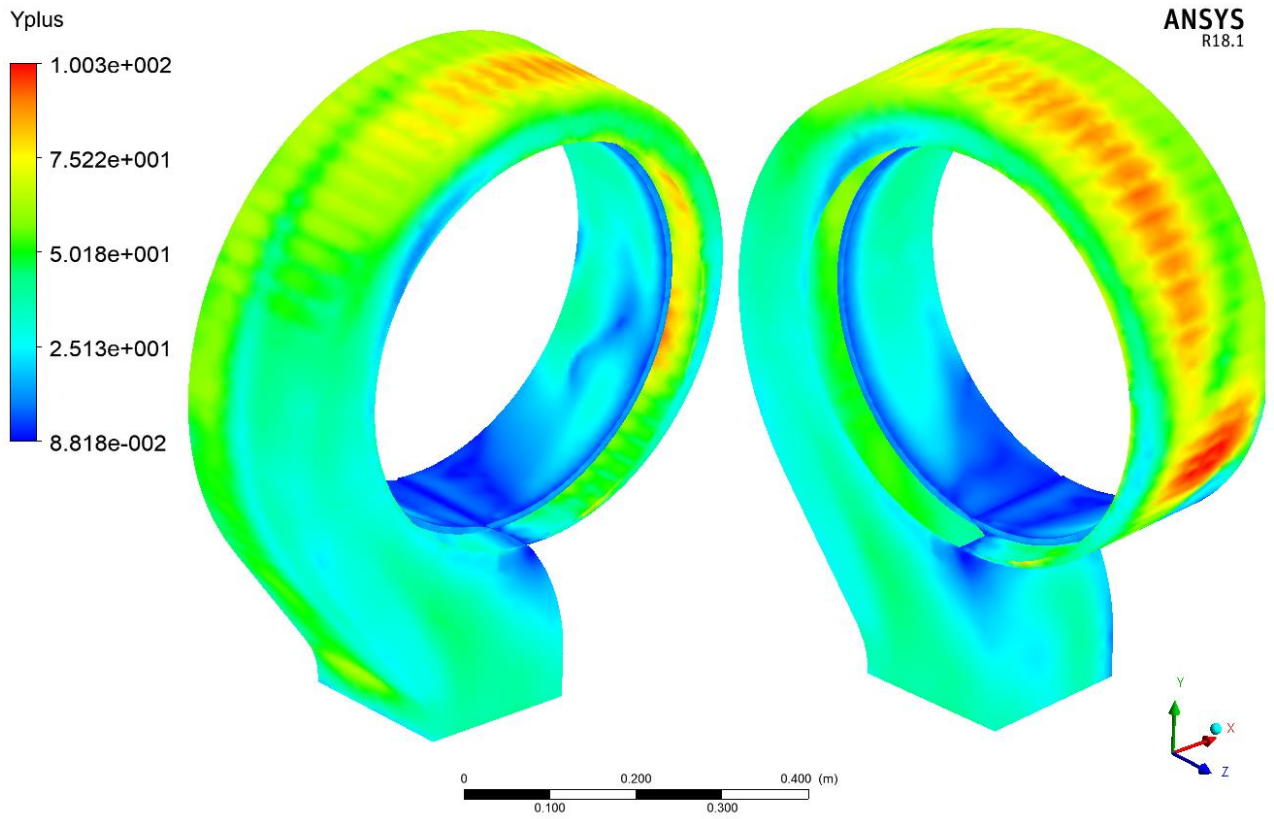


Figura 6.23 – Valores de Y_{plus} nas paredes da voluta do adubador agrícola

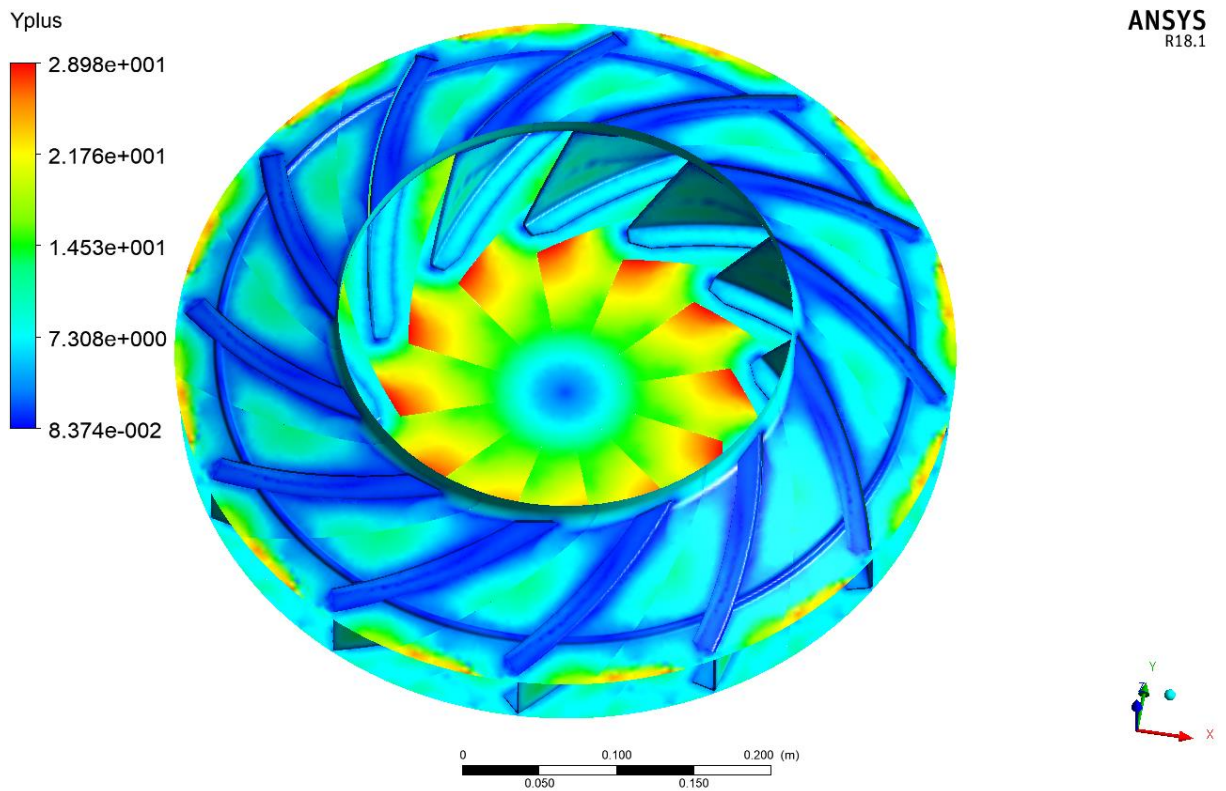


Figura 6.24 – Valores de Y_{plus} nas paredes do rotor do adubador agrícola

Os maiores valores de Y_{plus} ocorreram na região da voluta com valores inferiores ao limite máximo. Entende-se que o refinamento de malha para todos os domínios está adequado para o modelo de turbulência adotado.

Pode-se observar avaliando as Figuras 6.2 e 6.23 e as Figuras 6.3 e 6.24 que pelo fato das malhas utilizadas nos domínios da voluta e rotor serem as mesmas no modelo do sistema de aplicação do adubador agrícola e no modelo da bancada com rotor Jacto, os valores de Y_{plus} nesses domínios ficaram muito próximos com diferença máxima de 6,1%.

As Figuras 6.25 e 6.26 mostram os gradientes de velocidade no plano central do sistema de distribuição de ar em vista superior e a numeração das saídas de ar nas tubulações para avaliação das velocidades.

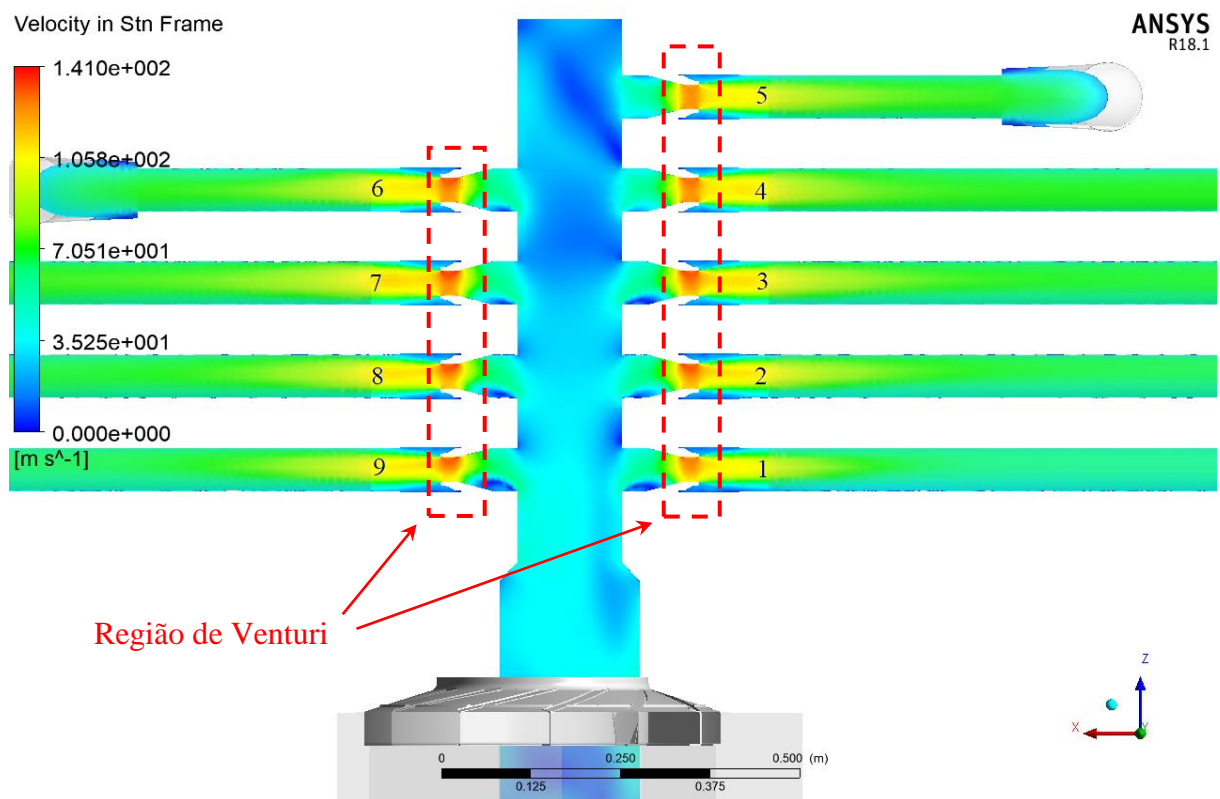


Figura 6.25 – Gradiente de velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola

Pode-se observar que nas regiões dos Venturi existe um aumento da velocidade devido ao estrangulamento. Em alguns pontos a velocidade ultrapassa o valor de Mach 0,3 o que justifica considerar o efeito da compressibilidade do ar e a utilização do modelo de gás perfeito.

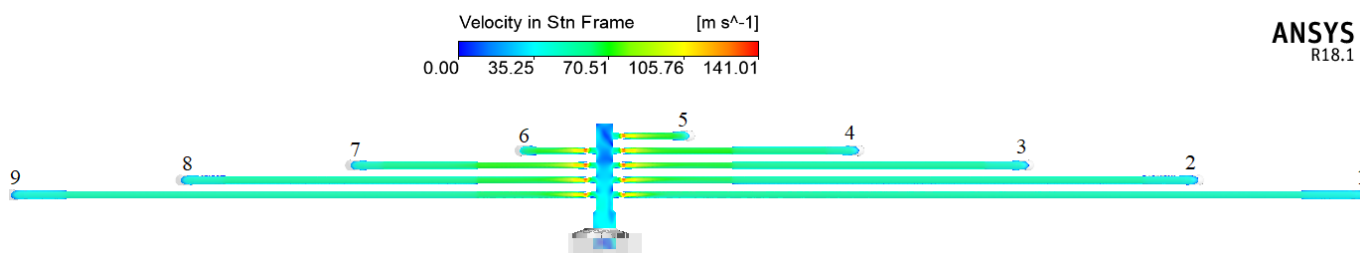


Figura 6.26 – Gradiente de velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola (vista geral)

A Figura 6.27 mostra os vetores velocidade no plano central do sistema de distribuição de ar em vista superior em detalhe na região dos Venturi.

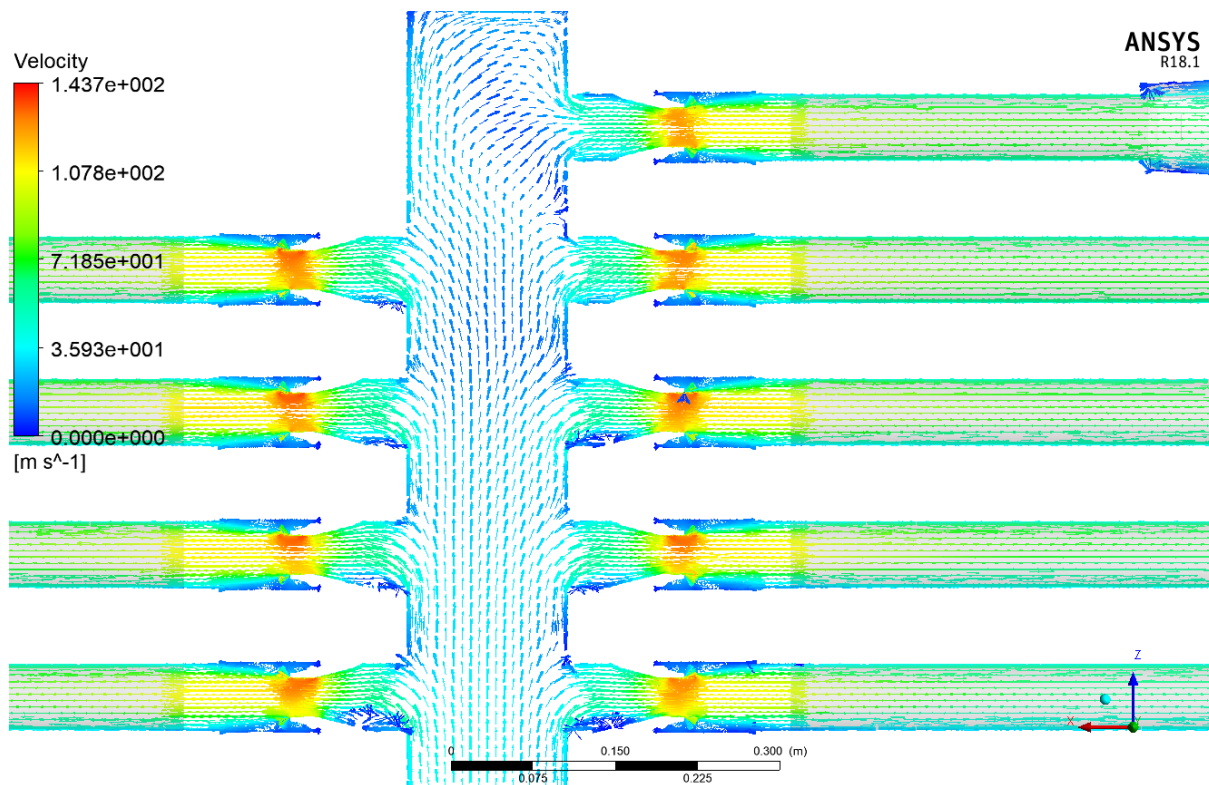


Figura 6.27 – Vetores velocidade no plano central com vista superior do sistema de aplicação do adubador agrícola

A Figura 6.28 apresenta as linhas de corrente na região do sistema de distribuição de ar sem considerar as linhas de corrente que representam o fluxo de ar nas regiões de entrada do particulado sólido (adubo). Pode-se observar que as maiores recirculações estão concentradas na parte final da caixa conforme já avaliado no modelo em bancada (Figura 6.17).

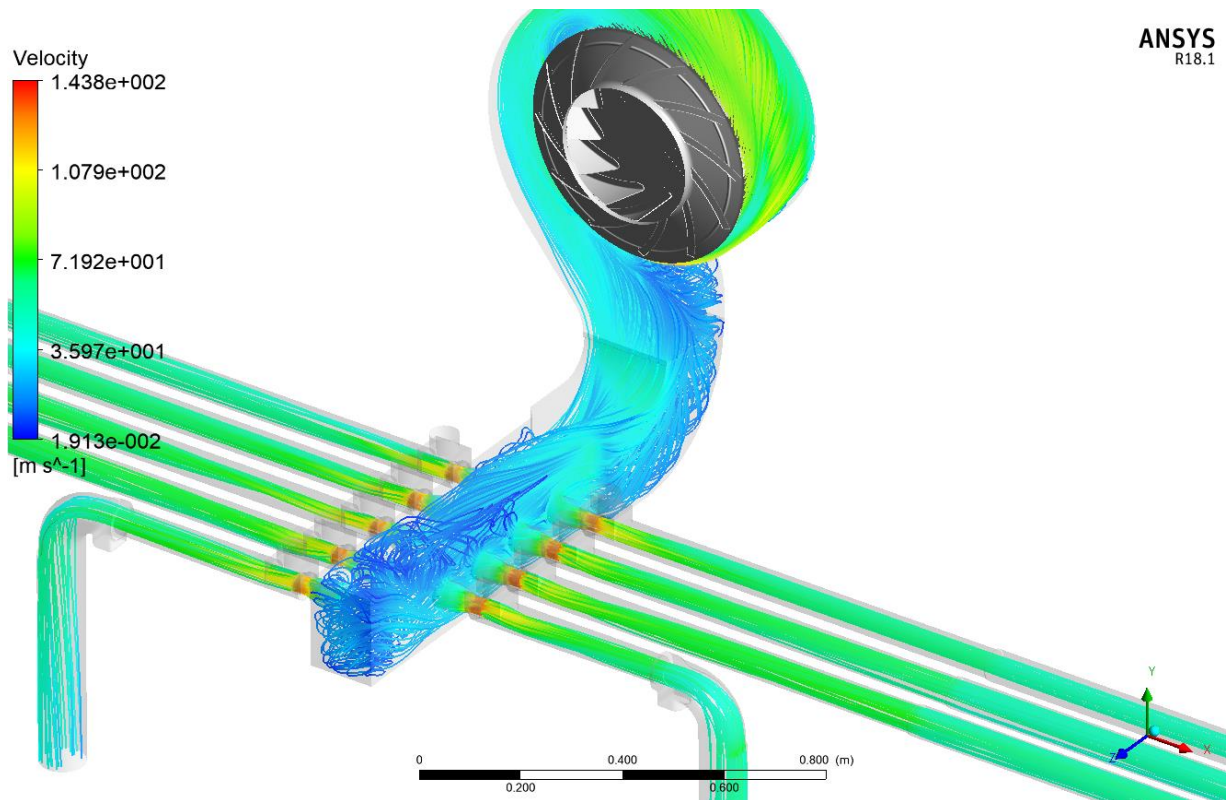


Figura 6.28 – Linhas de corrente no sistema de aplicação do adubador agrícola

A Figura 6.29 apresenta as linhas de corrente que representam o fluxo de ar nas regiões de entrada do particulado sólido (adubo).

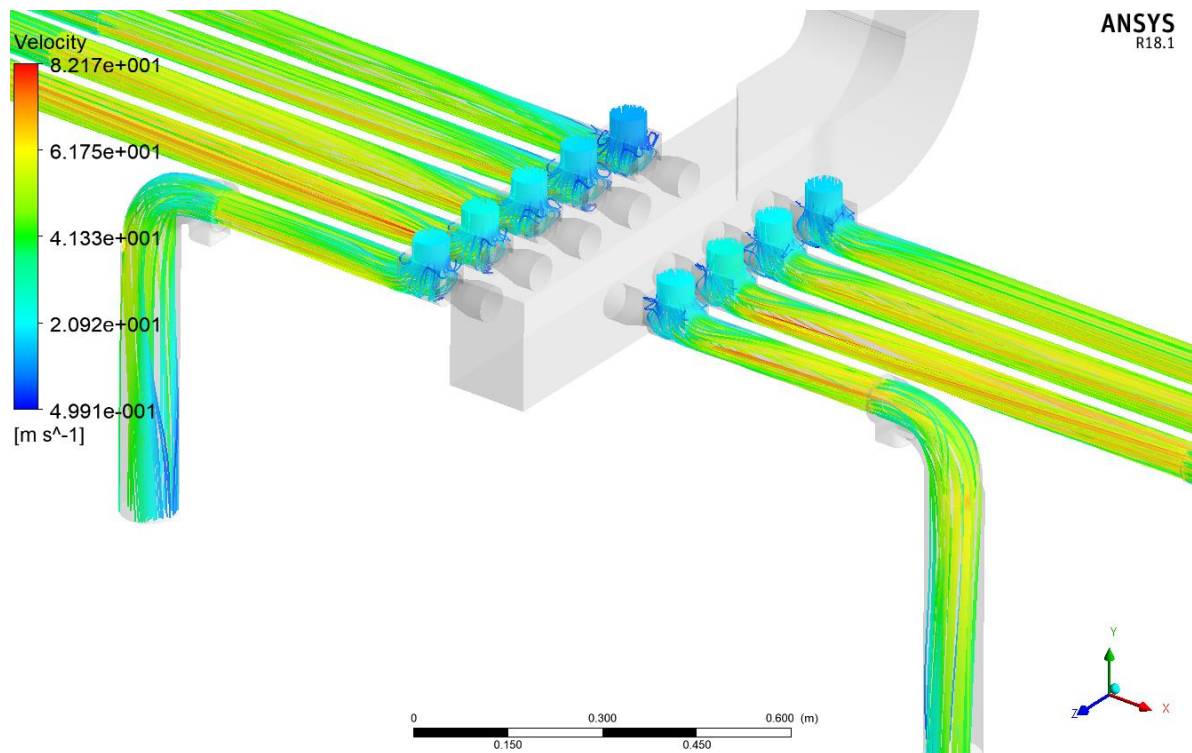


Figura 6.29 – Linhas de corrente que representam o fluxo nas regiões de entrada de adubo

Observa-se que o ganho de vazão em relação ao fluxo imposto pelo rotor devido a utilização de venturis é de 49,6% (região de aspiração das partículas).

As velocidades nas saídas variam conforme o comprimento da tubulação devido à perda de carga. O comparativo entre os resultados numéricos e experimentais da distribuição de velocidade nas saídas dos bocais são apresentados na Figura 6.30.

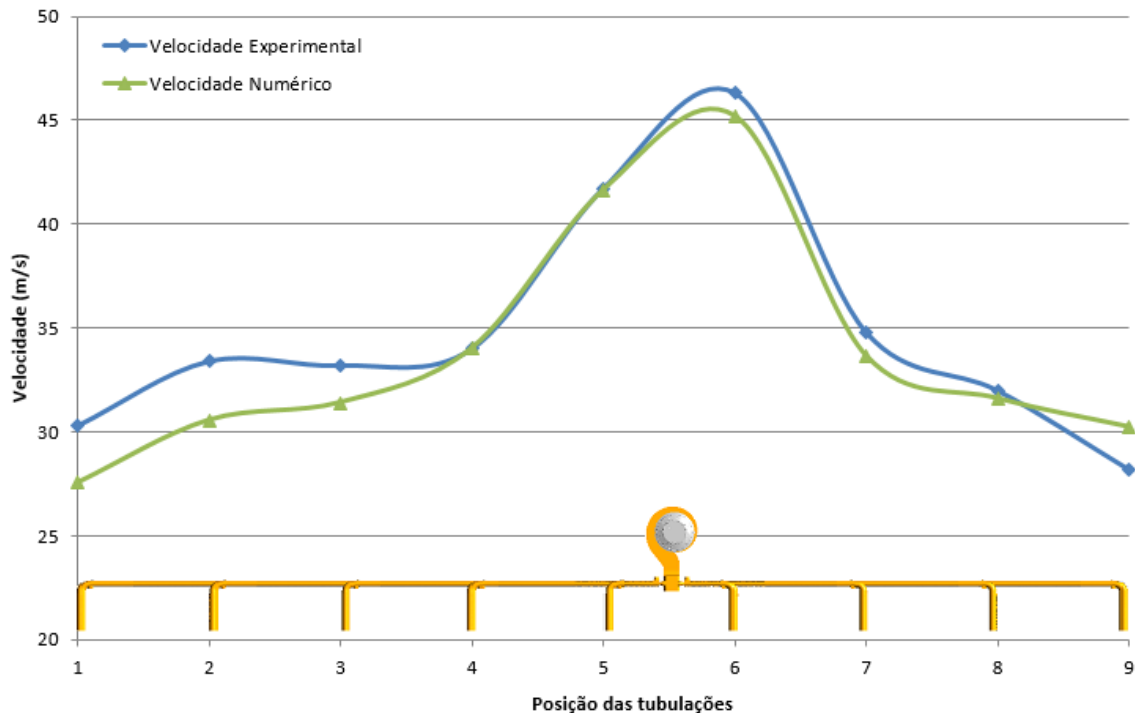


Figura 6.30 – Gráfico comparativo numérico e experimental das velocidades nas saídas dos bocais de aplicação do adubador agrícola

A diferença média entre os resultados numéricos e experimentais foi de 4,3% sendo que na saída 1 ocorreu a maior diferença em torno de 10%. Da mesma forma que analisado anteriormente essas diferenças podem estar relacionadas ao refinamento de malha, critério de convergência, modelo de turbulência e incertezas experimentais. Nota-se que as maiores diferenças estão associadas ao comprimento do tubo e talvez a utilização de um modelo de turbulência que tenha uma tratativa diferente próximo as paredes (como o SST – *Shear Stress Transport*) resulte em valores mais próximos dos experimentais. No entanto este tipo de modelo necessita de uma malha mais refinada para atender os critérios de parede ($Y_{plus} \leq 2$) e consequentemente maior recurso computacional.

Como as tendências dos resultados são as mesmas e as diferenças são pontuais e relativamente pequenas considera-se que o modelo numérico adotado está adequado para representar o fenômeno completo deste sistema de aplicação.

Como a dose de adubo é controlada e distribuída uniformemente ao longo das tubulações o fluxo de ar deve garantir o transporte do particulado para que não ocorra o entupimento. Para atender os requisitos de volume transportado as velocidades nas saídas devem ser superiores a 25 m/s (limite mínimo de velocidade para que não haja entupimento da tubulação). Pode-se observar na Figura 6.30 que em todas as saídas as velocidades são superiores a este valor.

O desvio padrão das velocidades nas saídas do sistema de aplicação é de 5,8 e 5,7 m/s nas análises numérica e experimental respectivamente. Para tentar equalizar as velocidades, garantindo velocidades superiores a 25 m/s em todas as saídas, seriam necessárias alterações nas geometrias das tubulações para equilibrar as perdas de carga, porém o projeto não permitia qualquer alteração topológica.

Considerações finais

7.1 CONCLUSÕES

Avaliando numericamente a eficiência dos rotores em bancada de testes, o rotor Jacto mostrou-se 70% mais eficiente em relação ao rotor Comercial. Entende-se que a utilização do rotor Comercial para este tipo de aplicação não é adequada.

Considerando o rotor Jacto em bancada o parâmetro que apresentou a maior diferença entre os resultados numéricos e experimentais foi a potência consumida (9,2%) e no caso do rotor Comercial o rendimento (5,2%).

Os resultados nas bancadas mostraram que as diferenças médias entre os parâmetros avaliados de vazão, pressão, potência consumida, temperatura e rendimento comparando-se os métodos numérico e experimental foram de 4,5% e 2,5% para os rotores Jacto e Comercial respectivamente e em ambos os casos consideradas diferenças muito pequenas (inferiores a 5%).

No modelo do sistema de aplicação do adubador agrícola a diferença média entre os resultados numéricos e experimentais foi de 4,3%. Notou-se que as maiores diferenças estavam associadas ao comprimento do tubo e talvez a utilização de um modelo de turbulência que tenha uma tratativa diferente próximo as paredes resulte em valores mais próximos dos experimentais.

De maneira geral, os resultados numéricos seguiram as mesmas tendências dos resultados experimentais e as principais diferenças entre estes resultados podem estar relacionadas ao refinamento de malha, critério de convergência, modelo de turbulência e incertezas experimentais.

Foi importante considerar o efeito da compressibilidade do ar e utilizar o modelo de gás perfeito pois em várias regiões dos modelos (principalmente nas regiões dos Venturi) as velocidades ultrapassaram o valor de Mach 0,3.

O software CFX apresentou resultados bastante confiáveis, próximos dos medidos experimentalmente. Desta forma pode-se considerar que a metodologia empregada é adequada e apta a reproduzir o comportamento fluidodinâmico do escoamento do ar para este

tipo de aplicação podendo ser replicada em outros tipos de rotores para avaliar seu rendimento operacional sem a necessidade de construção de novos protótipos. Demonstrou-se a utilidade dos métodos de CFD para o projeto avançado de engenharia e que para este trabalho o modelo K-Épsilon foi totalmente adequado para o levantamento do perfil geral do escoamento.

7.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Durante a realização deste trabalho, surgiram várias ideias 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 das partículas sólidas no escoamento;
- Estudo considerando co-simulação com um modelo CFD-DEM (*Discrete Element Method*) com uma ou duas vias;
- Estudar a influência da geometria da caixa de distribuição de ar com formato cilíndrico.

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

7.3 PUBLICAÇÕES ORIGINADAS DO PRESENTE TRABALHO

Fogal, M. L. F.; Padilha, A.; Scalon, V. L.; Micheli, G. B. Numerical and Experimental analysis of radial fans applied in agricultural spreaders using CFD. ENCIT, Águas de Lindóia, 2018.

Fogal, M. L. F.; Padilha, A.; Scalon, V. L.; Micheli, G. B. Numerical-experimental comparison of the radial fans applied in pneumatic transport of agricultural fertilizer spreaders. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental (AgriAmbi).

Referências bibliográficas

- Adler, D. Status of centrifugal impeller internal aerodynamics - Part I: Inviscid flow prediction methods. *ASME Journal of Engineering for Power*, v.102, p.728-737, 1980.
- Anderson J.D. *Modern Compressible Flow with Historical Perspective*. McGraw-Hill, 2nd Edition, Publishing Company, 1990, 784p.
- Angelo, G. *Análise Numérica da Dinâmica do Escoamento em Circuitos de Circulação Natural*. IPEN, São Paulo, 2013, 182p. Tese de doutorado.
- ANSI/AMCA - An American National Standard. *Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating*. Arlington Heights: ANSI/AMCA, 1999, 69p.
- Azevedo, J.; Fico, N.; Ortega, M. Two-dimensional and axisymmetric nozzle flow computation using the euler equations. *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas* v.17, p.147-170, 1993.
- Barrera, E. F.; Aguirre, F. A.; Vargas, S.; Martinez, E. D. Influence of Yplus on the value of the wall shear stress and the total drag coefficient through computational fluid dynamics simulations. *Informacion Tecnológica*, v.29, p.718-764, 2018.
- Bird, R. B.; Stewart, W. E.; Lightfoot, E. N. *Transport Phenomena*, John Wiley & Sons, 1960, 780p.
- Camargo, M. S. A importância do uso de fertilizantes para o meio ambiente. *Pesquisa & Tecnologia*, v.9, n.2, Jul-Dez, 2012.
- Cebeci, T.; Smith, A.M. *Analysis of turbulent boundary layers*. Academic Press New York, USA, 1974, 422p.
- ANSYS CFX reference guide. Canonsburg, PA: Ansys Inc., 2013, 402p.
- Contreras, J. Semi-unstructured grid methods for turbomachinery applications. *ASME TURBO EXPO*, Amsterdam, (GT2002-30572), 2002.
- Cumpsty, G. T. *Compressor aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, 1989, 509p.
- Daroczy, L.; Janiga, G.; Petrasch, K.; Webner, M.; Thévenin, D. Comparative analysis of turbulence models for the aerodynamic simulation of H-Darrieus rotors. *International Journal of Energy*, v.90, p.680-690, 2015.
- Fogal, M. L. F.; Mansur S. S.; Vieira E. D. R. *Estudo experimental do escoamento ao redor de cilindros retangulares posicionados em linha*. FEIS/UNESP, Ilha Solteira, 2002, 94p. Relatório FAPESP.

- Fogal, M. L. F. Estudo teórico e experimental das curvas características de um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola. FEB/UNESP, Bauru, 2009, 103p. Dissertação de mestrado.
- Fogal, M. L. F.; Padilha, A.; Scalon, V. L. Theoretical and experimental study of agricultural spraying using CFD. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, v.36, p.125-138, 2014.
- Fontes, C.E.; Silva, L. F. L. R.; Lage, P. L. C.; Rodrigues, R. C. Introdução à fluido dinâmica computacional. Escola Piloto Virtual, COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro, 2005.
- Fox, R.W.; McDonald, A.T. Introdução a Mecânica dos Fluidos. 5ª Edição, LTC Editora, Rio de Janeiro, 2001, 519p.
- 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, p.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, p.533-541, 2002.
- Gamboa, Y. F. Q. Análise da interação rotor/volute de turbomáquinas centrífugas por meio do escoamento potencial levando em consideração a variação da geometria e espaçamento das pás do rotor. Universidade Federal de Itajubá, 2013, 198p. Dissertação de mestrado.
- Gomez, D. A. Análise do escoamento compressível de gás natural em espaços anulares com restrições para elevação de petróleo. UFRJ, Rio de Janeiro, 2008, 125p. Dissertação de mestrado.
- Gostelow, J. P. Review of compressible flow theories for airfoil cascades. *ASME Journal of Engineering for Power*, v.95, p.281-292, 1973.
- 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.
- Grein, H.; Bachmann, P. Radial forces on hydraulic turbomachines. Part 1, *Sulzer Technical Review*, v.57, n.1, p.37-48, 1975.
- Greitzer, E. M.; Tan, C. S.; Graf, M. B. *Internal Flow: Concepts and Applications*. 1st Ed, Cambridge University, 2004.
- Gusberti, V.; Vielmo, H.; Severo, D. S. Análise e melhoramentos de um ventilador axial através de simulação numérica. CONEM, Belém, 2004.
- Hill, D. L.; Wyman, N. A realistic prediction of the axial fan problem. *ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, USA*, 1997.

- Japikse, D. Review - Progress in numerical turbomachinery analysis. *ASME Journal of Fluids Engineering*, v.98, p.592-606, 1976.
- Jeong, W.; Seong, J. Comparison of effects on technical variances of computational fluid dynamics (CFD) software based on finite element and finite volume methods. *International Journal of Mechanical Sciences*, v.78, p.19-26, 2014.
- Joaquim-Jr., C. F.; Reynol, A.; Cekinski, E.; Seckler, M. M.; Nunhez, J. R. Development of static mixers for miscible fluids in laminar flow with the use of computational fluid dynamics. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v.89, p.734-744, 2011.
- Junaidi, A. R.; Kumari, N. B. V. L.; Samad, M. A.; Ahmed, G. M. S. CFD simulation to enhance the efficiency of centrifugal pump by application of inner guide vanes. *Materials Today Proceeding*, v.2, p.2073-2082, 2015.
- 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 p.303-314, 2006.
- Kouidri, S.; Fedala, D.; Belamri, T.; Rey, R. Comparative study of the aeroacoustic behavior of three axial flow fans with different sweeps. *FEDSM 2005*, Houston, Texas, USA, 2005.
- Lakshminarayana, B. An assessment of computational fluid dynamic techniques in analysis and design of turbomachinery - The 1990 Freeman Scholar Lecture. *ASME Journal of Fluids Engineering*, v.113, p.315-352, 1991.
- Lakshminarayana, B. *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. John Wiley & Sons Inc., 1995, 809p.
- Lam, H.F.; Peng, H. Y. Study of wake characteristics of a vertical axis wind turbine by two- and three-dimensional computational fluid dynamics simulations. *International Journal of Renewable Energy*, v.90, p.386-398, 2016.
- Launder, B. E.; Spalding, D. B. *Lectures in mathematical models of turbulence*. London, New York, Academic Press, 1972, 169p.
- Launder, B. E.; Spalding, D. B. *The Numerical Computation of turbulent flows computer methods in applied mechanics and engineering*. *Elsevier Science Limited*, v.3, p.269-289, 1974.

- Lee, K. S.; Han, S. E. A study on the y^+ effects on turbulence model of unstructured grid for cfd analysis of wind turbine. *Journal of The Korean Association For Spatial Structures*, v.15, p.75-84, 2015.
- Lorenzi, S.; Cammi, A., Luzzi, L.; Rozza, G. POD-Galerkin method for finite volume approximation of Navier-Stokes and RANS equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.311, p.151-179, 2016.
- Malavolta, E.; Vitti, G.C.; Oliveira, A. S. Avaliação do estado nutricional das plantas: princípios e aplicações. 2ª ed. Piracicaba: Potafós, p.231-305, 1997.
- 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. Livros Técnicos e Científicos, 2ª Edição, Editora S. A., Rio de Janeiro, 2004.
- Malthus, T. R. An essay on the principle of population. J. Johnson, Londres, 1798, 134p.
- McNally, W. D.; Sockol, P. M. Review - Computational methods for internal flows with emphasis on turbomachinery. *ASME Journal of Fluids Engineering*, v.107, p.6-22, 1985.
- Menter, F.R. Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 32(8), 1994.
- Micheli, G. B. Avaliação da deposição e da agitação de calda em reservatórios de pulverizadores agrícolas utilizando uma análise numérica (CFD) e experimental. FEB/UNESP, Bauru, 2014, 57p. Dissertação de mestrado.
- Micheli, G. B.; Padilha, A.; Scalon, V. L. Numerical and experimental analysis of pesticide spray mixing in sprayer tanks. *Journal of the Brazilian Association of Agricultural Engineering*, v.35, n.6, 2015.
- Micheli, G. B.; Fogal, M. L. F.; Padilha, A.; Scalon, V. L. CFD analysis for the sloshing phenomena of spray mixture tank. COBEM, Uberlândia, 2019.
- Miltner, M.; Jordan, C.; Harasek, M. CFD simulation of straight and slightly swirling turbulent free jets using different RANS-turbulence models. *International Journal of Applied Thermal Engineering*, v.89, p.1117-1126, 2015.
- 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*, v.94, p.699-723, 2006.
- Moreau, S.; Bennett, E. Improvement of fan design using CFD. Society of Automotive Engineers, USA, 1997. <https://doi.org/10.4271/970934>

- Nascimento, C. A. R.; Lopes, M. B.; Mariani, V. C. Estudo numérico do escoamento turbulento de ar em tubos com ranhuras helicoidais. CONEM, Uberlândia, 2014.
- Navarro, F. A. C. Análise da influência de impelidores laterais no tempo de mistura em tanques de estocagem de diesel com o uso da fluidodinâmica computacional. FEQ/UNICAMP, Campinas, 2011, 82p. Dissertação de mestrado.
- 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*, v.15, p.1787-1806, 1972.
- Patankar, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Ed. McGraw-Hill, New York, 1980, 193p.
- Pinto, J.C.; Lage, P.L.C. *Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química*. E-papers, 1ª Edição, Rio de Janeiro, 2001, 193p.
- Pfleiderer, C. *Bombas centrífugas y turbocompresores*. Editorial Labor S. A, 1960.
- Schaffarczyk, A. P. Prediction of airfoil characteristics for wind turbine blades with CFX. Laboratory of Computational Mechanics, University of Applied Sciences, Kiel, Germany, 1999.
- Shames I.H, *Mecânica dos Fluidos*. Editora Edgard Blucher LTDA, 1ª Edição, v.2, São Paulo, 1973, 532p.
- Silva, L. M. Cálculo do escoamento em uma turbina axial de alta pressão com diferentes configurações na geometria do topo do rotor utilizando técnicas de CFD. ITA, São José dos Campos, 2012, 180p. Dissertação de mestrado.
- Silveira-Neto, A. *Turbulência nos fluidos aplicada*. LTCM - Universidade Federal de Uberlândia, 2003, 152p.
- Souza, J. A. Implementação de um método de Volumes Finitos com sistema de coordenadas locais para a solução acoplada das equações de Navier-Stokes. UFSC, Florianópolis, 2000, 98p. Dissertação de mestrado.
- Souza, L. G. V. M. Estudo do refino de malha em um modelo computacional de bomba de cavidades progressivas. UFRGN, Natal, 2011, 43p. Trabalho de conclusão de curso.
- Spogis, N. Desenvolvimento de um impelidor de alta eficiência através da dinâmica dos fluidos computacional e otimização multi-objetivo. FEQ/UNICAMP, Campinas, 2007, 121p. Tese de doutorado.
- Tomita, J. K. Three-dimensional flow calculations of axial compressors and turbines using CFD techniques. Technological Institute of Aeronautics, São José dos Campos, 2009, 229p. Doctoral thesis.

- Vavra, M. Aero-thermodynamics and flow in turbomachines. John Wiley & Sons, Inc, New York and London, 1960, 609p.
- Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. An introduction to computational fluid dynamics - The Finite Volume method. England: Longmsn Group Ltda, second edition, 1995, 517p.
- Vibhakar, N. N. Studies on radial tipped centrifugal fan. Veer Narmad South Ghjarat University, Surat, India, 2012, 350p. Doctoral thesis.
- Vilela, R. D. Simulação numérica do escoamento multifásico em uma grade baseada em rotor de turbinas a vapor. ITA, São José dos Campos, 2011, 106p. Dissertação de mestrado.
- Whitfield, A.; Baines, N. C. Design of radial turbomachines. Longman Scientific & Technical, New York, NY: Wiley, 1990, 397p.
- Ximenes, C. S. Aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) em fornos para produção de cimento. FEQ/UNICAMP, Campinas, 2004, 146p. Dissertação de mestrado.
- Yang, H.; Jiang, L. A dual mesh approach to enhance accuracy of the boundary conditions for unstructured grid modelling of turbomachinery flows. ASME TURBO EXPO, Glasgow, (GT2010-23390), v.7a, p.933-942, 2010.
- 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, p.579-586, 2007.
- Zhang, F.; Baar, R. 3D-CFD-Study of Aerodynamic Losses in Compressor Impellers. SAE International Journal of Commercial Vehicles, v.11, p.191-200, 2018.

Local Timescale Factor

O *Local Timescale Factor* (LTF) é uma abordagem diferente da convencional para controlar o passo de tempo, relaxando as equações dependendo da densidade da malha. Este fator é aplicado ao coeficiente central da equação somente após a equação linear ter recebido todas as contribuições, ex: advecção, difusão, etc. Cada um destes termos individuais contribuirá ao coeficiente central e levará em consideração um passo de tempo baseado na malha e na física do fenômeno. De maneira geral, é uma relaxação que controla quão rápido o tempo pode mudar na solução em cada espaço de tempo (ANSYS CFX *reference guide*, 2013).

O LTF é um multiplicador do *Local Timescale* definido pela Equação A1. De acordo com essa equação, o *Local Timescale* é diretamente proporcional ao tamanho de malha e inversamente proporcional à velocidade da malha local.

$$LocalTimescale = \frac{LocalMeshLengthScale}{LocalVelocityScale} \quad (A.1)$$

Várias afirmações podem ser feitas em relação à definição de *Local Timescale* e consequentemente, ao *Local Timescale Factor*:

- O passo de tempo varia espacialmente em todo o volume;
- O passo de tempo, como apresentado na Figura A.1, é pequeno onde existem volumes de controle menores e grande onde volumes de controle são maiores;
- Apresenta ótimo funcionamento quando as malhas são bem uniformes, já que elementos pequenos têm passos de tempo pequenos que podem diminuir a taxa de convergência;
- A maioria de malhas na camada limite não funcionam adequadamente com o *Local Timescale Factor* devido aos volumes de controle na camada limite que tendem a ser pequenos em comparação aos volumes de controle no núcleo do escoamento.

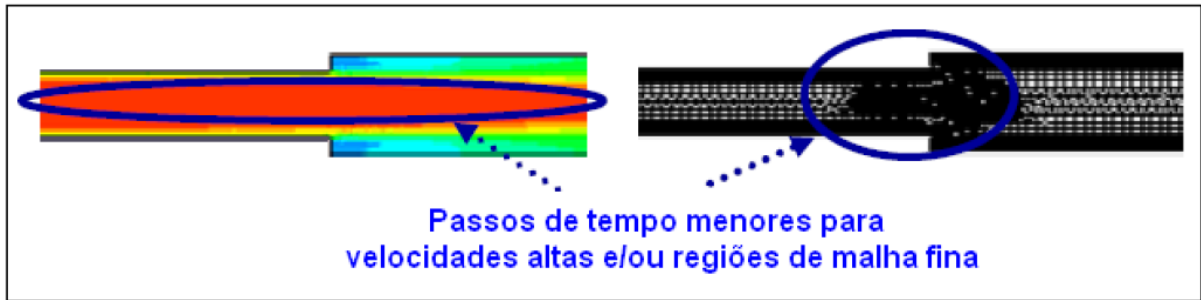


Figura A.1 - Influência da velocidade e da malha no LTF (Navarro, 2011)

Considerando os pontos mencionados anteriormente, é possível afirmar que a opção de trabalhar com o *Local Timescale Factor* pode causar problemas de convergência dependendo da física do problema e as características da malha. Portanto a sua escolha deve ser feita com muito cuidado para garantir uma solução numérica correta do problema e aproveitar assim as vantagens desta metodologia.

Análise de incertezas experimentais

B.1 INTRODUÇÃO

Quando se apresentam resultados experimentais é necessário descrever as incertezas envolvidas. Estas incertezas estimam a confiabilidade dos resultados obtidos e definem os limites do intervalo dentro da qual os resultados de um experimento devem recair. Fogal *et al.* (2002) descreve com detalhes o procedimento e toda a formulação matemática para o cálculo das incertezas dos resultados experimentais.

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:

$$\Delta R_n = \frac{\partial R_n}{\partial X_i} \Delta X_i \quad (\text{B.1})$$

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

$$\Delta R_n = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R_n}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.2})$$

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_n . Todos os termos possuem a mesma forma: a derivada parcial de R_n em relação a X_i , multiplicada pela incerteza desta variável.

B.2 ANÁLISE DE INCERTEZA DAS VARIÁVEIS DE INTERESSE

Diâmetro

As dimensões características das saídas da caixa de distribuição de ar foram medidas com o auxílio de uma trena modelo Starret 0,001 – 3 m. A incerteza associada a estas medições é a metade do valor de sua precisão. Portanto a incerteza de leitura no diâmetro é 0,5 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 Minipa MDT-2238A 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

O torque do ventilador foi medido utilizando um sensor da marca HYDAC com incerteza de $\pm 0,1$ N.m.

Potência de entrada

A potência de entrada necessária para manter a rotação do ventilador é definida pela multiplicação do torque e rotação. A incerteza da potência de entrada pode ser calculada como:

$$\Delta Pot_{in} = [(n \cdot \Delta T)^2 + (T \cdot \Delta n)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.3})$$

Potência de saída

A potência de saída é definida pela multiplicação da vazão e pressão nas saídas. A incerteza associada ao cálculo da potência de saída pode ser estimada por:

$$\Delta Pot_{out} = [(Q \cdot \Delta P)^2 + (P \cdot \Delta Q)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (B.4)$$

Pressão

A medida de pressão nas saídas da caixa de distribuição de ar foi obtida 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.

Velocidade

A velocidade nas saídas foi medida utilizando um anemômetro Dwyer Série 471 com incerteza de $\pm 0,1$ m/s.

Vazão

A vazão foi calculada pela multiplicação da velocidade e área da seção transversal. A incerteza associada ao cálculo da vazão pode ser estimada por:

$$\Delta Q = [(V \cdot \Delta A)^2 + (A \cdot \Delta V)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (B.5)$$

Eficiência

A eficiência é definida pela razão entre a potência de saída pela de entrada. A incerteza associada ao cálculo da eficiência pode ser estimada por:

$$\Delta Ef = \left[\left(\frac{\Delta Pot_{out}}{Pot_{in}} \right)^2 + \left(-\frac{Pot_{out}}{Pot_{in}^2} \cdot \Delta Pot_{in} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (B.6)$$