

5
14

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO DE UMA TURBINA EÓLICA
DE EIXO HORIZONTAL ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
NUMÉRICA

José Fábio Rohr Sammarone

Orientador: Prof. Dr. Fábio Saltara

Fábio Saltara

São Paulo
2004

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Processo de otimização de uma turbina eólica de eixo
horizontal através de simulação numérica.**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Autor: José Fábio Rohr Sammarone

Orientador: Prof. Dr. Fábio Saltara

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica.

São Paulo
2004

ÍNDICE

Lista de figuras.....	iii
Lista de Tabelas.....	v
Lista de Abreviaturas e Símbolos.....	vi
Resumo.....	vii
1 Introdução.....	01
2 Fundamentação Teórica.....	04
2.1 Equações fundamentais da mecânica dos fluidos.....	04
2.2 Dados da turbina eólica.....	06
2.3 Teoria referente à turbina eólica.....	09
2.4 Variação dos ventos com a altura da nacelle.....	15
2.5 Turbulência e estatísticas.....	17
2.6 Análise para um volume de controle.....	19
2.6.1 Conservação da massa.....	20
2.6.2 Conservação do momento linear.....	21
2.6.3 Conservação do momento angular.....	22
2.6.4 Conservação da energia.....	22
2.7 Parâmetros operacionais e limite de Betz.....	24
2.8 Modelos utilizados para teste e suas simplificações	25
2.9 Cálculos pertinentes nos modelos.....	30
3 Simulação e Resultados.....	34
3.1 Simulações preliminares.....	34
3.1.1 Experimentação do método numérico.....	34
3.1.2 Resultados para os testes com as configurações avaliadas...	36

3.1.3	Sobre a configuração do programa utilizado.....	57
4	Conclusões.....	58
	Referências Bibliográficas.....	60

LISTA DE FIGURAS

2.1	Foto de uma turbina eólica Vestas.....	08
2.2	Foto ilustrativa da turbina modelo estudada.....	08
2.3	Esquema para energia do vento.....	09
2.4	Curvas de potência para uma turbina Vestas.....	13
2.5	Gráfico para uma turbina Vestas de 660kW.....	14
2.6	Função densidade de probabilidade para velocidade do vento.....	18
2.7	Análise para um volume de controle.....	19
2.8	Perfis SG6041 e SG6043.....	26
2.9	Curvas para aerofólio SG6041.....	28
2.10	Curvas para aerofólio SG6043.....	28
2.11	Modelo para ângulo de torção dos elementos de pá.....	31
2.12	Modelo para ângulo de conicidade do rotor.....	33
3.1	Contornos de pressão ao redor do cilindro.....	34
3.2	Contornos de magnitude da velocidade ao redor do cilindro.....	35
3.3	Linhas das trilhas das partículas fluidas.....	35
3.4	Gráfico dos resíduos em função do número de iterações.....	36
3.5	Malha para um rotor de 2 pás.....	37
3.6	Detalhe da malha para um rotor de 3 pás.....	37
3.7	Grid para teste do rotor de 2 pás.....	38
3.8	Grid para teste do rotor de 3 pás.....	38
3.9	Grid para teste do rotor de 4 pás.....	39
3.10	Gráfico comparativo dos resultados para rotores de diferentes nº de pás....	42
3.11	Contornos de pressão para rotor de 2 pás (intradorso).....	43
3.12	Contornos de pressão para rotor de 2 pás (extradorso).....	43
3.13	Contornos de pressão para rotor de 3 pás (intradorso).....	44
3.14	Contornos de pressão para rotor de 3 pás (extradorso).....	44
3.15	Contornos de pressão para rotor de 4 pás (intradorso).....	45

3.16	Contornos de pressão para rotor de 4 pás (extradorso).....	45
3.17	Gráfico comparativo dos resultados para diferentes perfis.....	47
3.18	Contornos de pressão para rotor de perfil SG6041 (intradorso).....	48
3.19	Contornos de pressão para rotor de perfil SG6041 (extradorso).....	48
3.20	Contornos de pressão para rotor de perfil SG6043 (intradorso).....	49
3.21	Contornos de pressão para rotor de perfil SG6043 (extradorso).....	49
3.22	Gráfico comparativo dos resultados para diferentes conicidades.....	52
3.23	Contornos de pressão para rotor de conicidade -5° (intradorso).....	52
3.24	Contornos de pressão para rotor de conicidade -5° (extradorso).....	53
3.25	Contornos de pressão para rotor de conicidade 0° (intradorso).....	53
3.26	Contornos de pressão para rotor de conicidade 0° (extradorso).....	54
3.27	Contornos de pressão para rotor de conicidade +5° (intradorso).....	54
3.28	Contornos de pressão para rotor de conicidade +5° (extradorso).....	55
3.29	Detalhes dos contornos de pressão para rotor de 3 pás.....	56
3.30	Vetores velocidade projetados em plano antes e após a turbina.....	57

LISTA DE TABELAS

2.1	Relação entre U_0 e W para turbina Vestas de 660kW.....	14
2.2	Parâmetros z_0 e m para diferentes terrenos.....	16
2.3	Ângulos de torção dos elementos de pá.....	32
2.4	Ângulo de conicidade para o rotor.....	33
3.1	Resultados para um rotor de 2 pás.....	41
3.2	Resultados para um rotor de 3 pás.....	41
3.3	Resultados para um rotor de 4 pás.....	41
3.4	Resultados para um rotor com perfil SG6041.....	46
3.5	Resultados para um rotor com perfil SG6043.....	47
3.6	Resultados para um rotor com -5° de conicidade.....	51
3.7	Resultados para um rotor com 0° de conicidade.....	51
3.8	Resultados para um rotor com +5° de conicidade.....	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

A	Área
C_p	Coeficiente de potência
C_T	Coeficiente de torque
g	Aceleração da gravidade
Γ	Circulação
KE	Energia cinética
λ	Tip speed ratio
μ	Viscosidade
p	Pressão
Q	Vazão
R_1	Raio do rotor
ρ	Massa específica
T	Torque
t	Tempo
τ	Tensão
U_0	Velocidade do vento ao longe
u	Componente da velocidade na direção x
v	Componente da velocidade na direção y
w	Componente da velocidade na direção z
Ω	Velocidade angular de rotação

RESUMO

O presente trabalho aborda o tema de otimização de turbinas eólicas através da utilização de simulação numérica. Este estudo tem como motivação o futuro promissor que esta fonte significa no contexto atual da matriz energética mundial. O que se busca fundamentalmente é a utilização do método numérico como meio para decisão a respeito de uma combinação otimizada de parâmetros geométricos e aerodinâmicos de uma turbina eólica. O texto apresenta a teoria básica necessária ao desenvolvimento do propósito, modelagem do problema, mostrando as considerações e simplificações feitas. O parâmetro mais importante avaliado no processo decisório da eficiência da turbina é o adimensional de potência; o coeficiente de potência. No capítulo sobre simulações e conclusões são apresentados gráficos e tabelas que permitem concluir passo a passo como se deram as etapas do processo de otimização. Ao final o leitor pode conferir os resultados do trabalho; a combinação otimizada dos parâmetros estudados para a turbina.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O objetivo principal deste trabalho destina-se ao estudo de uma turbina eólica de eixo horizontal e otimização dos parâmetros de projeto relacionados ao seu desempenho, do ponto de vista aerodinâmico/ geométrico. Fundamentalmente, busca-se um estudo a respeito do processo de otimização com a utilização de ferramentas numéricas para tal propósito. Não se tem neste trabalho a pretensão do projeto de uma turbina eólica otimizada visto que este seria um trabalho de um porte muito maior, com um grau de especificidade bastante grande, requerendo uma equipe de engenharia especializada e experiente, com a realização de ensaios bastante específicos e rigorosamente controlados.

O que se busca neste trabalho é a compreensão do processo de otimização através de um exemplo real de obtenção de energia renovável, não poluente e com grandes possibilidades de evolução num futuro próximo, dadas às condições de escassez dos combustíveis fósseis e problemas de poluição em larga escala que hoje ameaçam populações e meio ambiente, principalmente nos grandes centros urbanos do planeta. O estudo aqui realizado é mais focado para a eficiência da turbina sob o enfoque aerodinâmico/geométrico da turbina, levantando-se curvas de desempenho e selecionando-se a configuração de maior eficiência.

A motivação para um trabalho de otimização de uma turbina eólica emerge do contexto atual da matriz energética mundial. São freqüentes os atuais debates acerca da disponibilidade dos principais recursos energéticos utilizados como, por exemplo, o petróleo, amplamente responsável pela geração de energia na forma de

combustíveis usuais, termoeletricas, energia nuclear, dentre outras formas. Não somente têm se discutido acerca da disponibilidade destes recursos, mas também questões envolvendo os impactos causados pela larga utilização destes meios. São cada vez mais agravantes os problemas de poluição nos grandes centros urbanos devido à utilização em larga escala de combustíveis fósseis, acarretando graves problemas de inversão térmica e poluição que ocasionam problemas respiratórios na população e também ameaçando a integridade do meio ambiente. Dentro deste contexto, surge a figura da turbina eólica como uma fonte segura, renovável e não poluente de energia através da utilização do vento como força motriz.

Quanto ao método escolhido para a abordagem e análise do problema, pode-se argumentar que análises experimentais são de elevado custo e englobam dificuldades como a criação de protótipos para teste, vários ensaios, grande tempo despendido, sendo este e também o fator custo os grandes agentes que não estão a favor de testes experimentais. Nesse contexto mostra-se como uma forma eficaz e interessante de obtenção de dados, a simulação numérica dos problemas. A simulação numérica baseia-se na resolução das equações diferenciais que modelam um determinado problema físico. Soluções analíticas existem apenas para uma pequena coleção de problemas simples, no contexto aqui abordado, de mecânica dos fluidos. Conforme a geometria se torna mais complexa e menos simplificações são feitas para um determinado problema, maiores são as dificuldades para a resolução das equações diferenciais que modelam matematicamente o problema estudado. Os modelos teóricos baseiam-se em princípios de conservação de massa, quantidade de movimento e energia e geram equações diferenciais que para configurações detalhadas do problema são de difícil solução. Com o grande desenvolvimento computacional das últimas 3 décadas, muito tem se investido para criação de métodos computacionais que

solucionem de forma rápida e efetiva as equações não lineares complexas envolvidas com problemas de grande valor para a engenharia na área da mecânica dos fluidos. Vale ressaltar que a utilização somente do método numérico em detrimento de ensaios experimentais em túneis de vento, não é totalmente segura, visto que não é possível retratar com total fidelidade as condições reais que envolvem um determinado problema real. Portanto o método numérico atual torna-se um importante aliado à experimentação com o intuito de se reduzir o número de ensaios reais realizados, diminuindo-se assim os custos envolvidos, assim como o tempo gasto para tal.

A obtenção de resultados confiáveis com a utilização da dinâmica dos fluidos computacional (do inglês CFD – Computational Fluid Dynamics) depende não somente de um bom programa de simulação, mas também de conhecimentos do profissional que o utilizará. Cabe ressaltar neste ponto, que diversas podem ser as abordagens de um problema e cabe à experiência do usuário decidir qual o melhor método a ser escolhido e utilizado pelo programa. Neste ponto, são de grande importância os conhecimentos acerca dos métodos numéricos envolvidos para a obtenção de resultados confiáveis e mais próximos possíveis à realidade. Mostra-se necessária a explicação sobre o modelo utilizado e suas peculiaridades, justificando-se a cada etapa o caminho escolhido e as hipóteses simplificadoras feitas acerca do problema para sua resolução de forma confiável e efetiva.

A seguir, no capítulo sobre a fundamentação teórica, são apresentados os conceitos fundamentais ao estudo, relacionados à teoria sobre a física envolvida no problema e principais parâmetros de relevância em turbinas eólicas para o aspecto aqui estudado. Para as simulações dos problemas estudados, são utilizados os softwares Gambit (responsável pela criação da geometria e da malha de elementos finitos) e Fluent (responsável pela simulação numérica propriamente dita e geração de resultados).

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Equações fundamentais da mecânica dos fluidos

Para a abordagem efetiva do problema escolhido, será utilizado o método numérico que se baseia fundamentalmente na resolução das equações diferenciais que regem o sistema físico estudado. É importante ressaltar que quanto melhor a modelagem matemática do problema, melhores serão os resultados obtidos (mais próximos à realidade), e portanto mais confiáveis e úteis para a sua finalidade. A simulação numérica se baseia na solução das equações de conservação de massa (equação da continuidade), nas equações da conservação da quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes) e numa equação de estado que relaciona a pressão com a massa específica do fluido. Cabe ressaltar que dependendo do problema a ser estudado, efeitos de dissipação térmica podem ser relevantes e neste caso inclui-se uma equação de energia; também nesse caso, a equação de estado acaba tendo uma alteração, a saber: a pressão passa a não ser função somente da massa específica, mas também da temperatura. No problema aqui abordado, o fluido considerado é o ar, com propriedades avaliadas ao nível do mar e a 15°C, e efeitos de aquecimento são desprezados, não influenciando o problema de forma significativa. As equações de interesse para o problema abordado encontram-se explicitadas abaixo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

Equação da continuidade

Em coordenadas cartesianas, a equação da continuidade toma a forma abaixo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.2)$$

Equação de Navier-Stokes para propriedades constantes

Em coordenadas cartesianas, as equações de Navier-Stokes tomam a seguinte forma abaixo:

$$\text{direção x: } \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\text{direção y: } \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\text{direção z: } \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

Estas equações ainda podem ser reescritas em termos das tensões de cisalhamento e normais da seguinte forma:

$$\text{direção x: } \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right)$$

$$\text{direção y: } \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right)$$

$$\text{direção z: } \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right)$$

onde temos:

$$\begin{aligned}\tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) , & \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) , & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) , & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V}\end{aligned}$$

por fim, temos a equação de estado dada abaixo:

$$p = p(\rho) \quad (2.3)$$

2.2 Dados da turbina eólica

O problema abordado neste trabalho consiste na análise e otimização de uma turbina eólica de eixo horizontal avaliada em regime permanente, e condições nominais de vento e potência extraídas do catálogo do fabricante. A turbina exemplo para os testes é uma turbina de grande porte e potência de trabalho nominal de 850kW. A turbina avaliada possui 51m de diâmetro do rotor, 65m de altura da nacelle. Neste ponto entra o escopo deste trabalho propriamente dito. Serão consideradas as dimensões fornecidas pelo fabricante para as condições de vento especificadas e testadas algumas configurações de turbinas com parâmetros variáveis de projeto como, por exemplo, o número de pás do rotor (que terá variação entre 2, 3 e 4 pás), perfil da pá utilizado para os testes, ângulo de ataque e ângulo de cone (dado pelo enfilechamento das pás). Serão também levantadas as curvas de potência em função da “tip speed ratio”, ou seja, a relação entre a velocidade da ponta da pá pela velocidade do vento incidente ao longe, chegando-se portanto à geração de gráficos que possibilitem a

escolha da combinação de maior rendimento; ou seja, a combinação otimizada para o exemplo estudado. Cabe ressaltar que algumas simplificações são feitas para o modelo testado, portanto os resultados esperados de potência não são exatamente os fornecidos pelo fabricante, além do que o valor fornecido do fabricante diz respeito à potência elétrica gerada e aqui se trata da potência no eixo da turbina causada diretamente pelo vento. Também se faz necessária neste momento a percepção do fechamento de uma das variáveis de estudo; o diâmetro do rotor para uma potência da ordem apresentada acima, ou seja, 51m de diâmetro.

Um importante aspecto diz respeito às condições operacionais da turbina em questão que serão utilizadas para os testes numéricos. O valor nominal de potência está relacionado a uma condição operacional onde a velocidade do vento é de 15m/s. Quanto à rotação nominal, esta é de 28,5 rpm (de acordo com a carga do gerador afim de se manter a sincronicidade com a rede elétrica). As velocidades do vento de cut in e cut out são, respectivamente 4m/s e 25m/s. A velocidade de cut in significa a velocidade mínima do vento a partir da qual a turbina irá gerar algum valor de potência para uma velocidade do vento ligeiramente superior, já a velocidade de cut out significa a velocidade do vento para a qual freios de segurança são acionados no eixo da turbina para fins de se evitar problemas de velocidade muito alta de rotação gerando altos carregamentos nos componentes estruturais da turbina, colocando em risco sua integridade. Para efeito de simplificação do problema, as pás terão ângulo de ataque fixo (não regulável conforme o modelo da turbina explicitado acima). A turbina original mencionada acima possui 3 pás, porém para esta análise serão considerados os casos de 2, 3 e 4 pás, verificando-se os resultados e escolhendo-se a melhor configuração; a mais eficiente.



Figura 2.1: Foto de uma turbina eólica Vestas



Figura 2.2: Foto ilustrativa da turbina modelo estudada

2.3 Teoria referente a turbinas eólicas

Uma pergunta que surge neste momento refere-se ao quão eficaz pode ser extrair energia a partir do vento. Saber quanto de energia o vento pode oferecer é uma importante informação para se pensar em turbinas eólicas. A seguir são apresentados um modelo, seu equacionamento e conclusões a respeito do quanto de energia está disponível no vento.

A energia extraída do vento e utilizada como energia mecânica para girar o rotor de uma turbina eólica provém da energia cinética do vento. As pás da turbina têm por função utilizar essa energia cinética para movimentar seu rotor, fazendo com que a velocidade do vento após as pás seja reduzida, porém essa velocidade final não será nula (evidenciando desde já não ser possível extrair a totalidade da energia contida no vento, como será posteriormente demonstrado e quantificado pelo limite de Lanchester-Betz).

Energia disponível no vento:

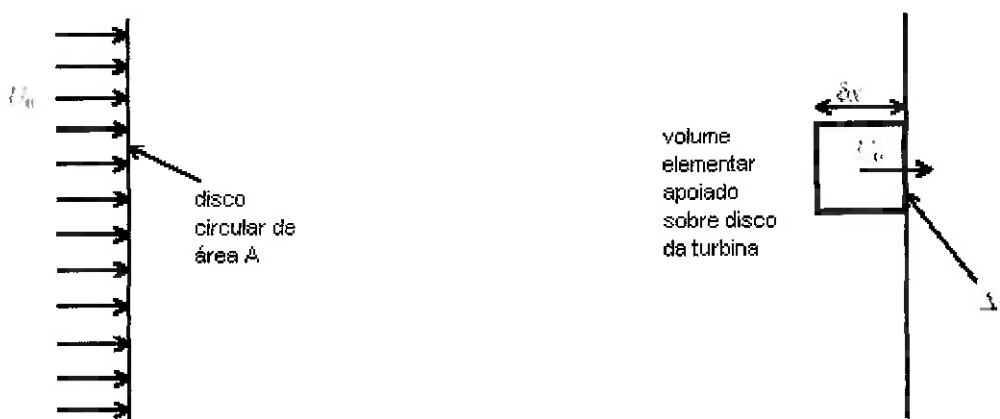


Figura 2.3: Esquema para energia do vento

Vale lembrar que a área do disco (swept area ou área varrida) vale: $A = \pi R_1^2$, onde R_1 representa o raio do rotor (comprimento da pá).

A energia cinética contida no volume elementar, vale:

$$KE = \frac{1}{2} \rho \Delta A \delta x U_0^2 \quad (2.4)$$

onde KE é a energia cinética considerada,

ρ é a massa específica do ar

ΔA é a área elementar

δx é o comprimento considerado na figura ($\delta x = U_0 \delta t$)

U_0 é a velocidade do vento normal à área do disco

do exposto acima e considerando toda a área do disco conclui-se:

$$\delta(KE) = \frac{1}{2} \rho A U_0^3 \delta t \quad (2.5)$$

da equação apresentada acima percebe-se a relação da energia cinética do vento com o cubo da velocidade.

Tomando-se o limite para $\delta t \rightarrow 0$ chegamos à seguinte relação:

$$\frac{dKE}{dt} = \dot{W}_{total} = \frac{1}{2} \rho A U_0^3 \quad (2.6)$$

onde $\dot{W}_{total}$ é a potência que passa pelo disco do rotor.

A potência apresentada acima corresponde, em tese, à máxima potência que seria possível retirar do vento, o que na prática não ocorre, pois para isto, o vento teria de ser desacelerado para o repouso, após sua passagem pela turbina, situação que não ocorre na realidade. Surge então a questão de qual seria o valor máximo de potência que poderia ser extraído do vento; o máximo teórico possível. Este valor será verificado ser de 59,3% do valor obtido acima pela

equação (2.6) e será provado a seguir. Este limite para a extração de energia eólica é conhecido como limite de Lanchester-Betz.

Com a finalidade de prosseguir com a análise da teoria referente a turbinas eólicas é conveniente definirmos parâmetros operacionais que representem a eficiência da turbina. Numa análise aerodinâmica (e em mecânica dos fluidos em geral) é comum a utilização de parâmetros adimensionais representativos importantes, neste estudo ocorrerá o mesmo. Estes parâmetros são de particular importância pois nos permitem a confecção de curvas relacionando adimensionais, portanto curvas gerais, aplicáveis a qualquer rotor geométrica e dinamicamente semelhante.

A esta altura será definido o coeficiente de potência como:

$$C_P = \frac{\dot{W}}{\frac{1}{2} \rho U_0^3 \pi R_1^2} \quad (2.7)$$

onde $\dot{W}$ representa a potência mecânica do rotor dada por sua rotação

$\dot{W} = T \cdot \Omega$ (torque x rotação).

Em suma este coeficiente representa a relação entre a potência efetivamente convertida em energia mecânica de rotação do rotor.

É este coeficiente apresentado acima que está limitado pela lei de Lanchester-Betz a um máximo de 59,3%, conforme será demonstrado posteriormente.

Outro importante adimensional representativo em uma análise de turbina eólica é a relação dada por:

$$\lambda = \frac{\Omega R_1}{U_0} = \frac{V_{tip}}{U_0} \quad (2.8)$$

onde :

λ é chamado de “tip speed ratio” e corresponde a uma relação entre a velocidade tangencial na ponta da pá do rotor e a velocidade do vento incidente na turbina ao longe.

Ω representa a rotação do rotor, dado em rad/s.

R_1 corresponde ao raio do rotor (comprimento da pá).

V_{np} corresponde à velocidade tangencial na ponta da pá.

U_0 representa a velocidade do vento ao longe na altura da nacelle do rotor.

Mais para frente será demonstrado que o “tip speed ratio” é um fator de grande importância para a manutenção do ângulo de ataque nas seções das pás do rotor. É interessante acrescentar neste momento que este adimensional comumente tem valores ótimos entre 4 a 6, portanto mostrando que a velocidade na ponta das pás chega a ser muito maior que a velocidade do vento incidente. O estudo desse fator é importante, pois geralmente o estudo de turbinas eólicas não leva em consideração casos de compressibilidade do ar, devido ao fato dos valores de velocidade da ponta não ultrapassarem (geralmente) 30% da velocidade do som, portanto levando a uma abordagem incompressível do problema tratado. De fato, não há evidências que mostrem ser interessante uma abordagem compressível quando estudada uma turbina eólica, pois valores acima de 30% da velocidade do som (limite da teoria incompressível) são muito raros e geralmente não tem aplicação prática para turbinas eólicas, vista que para os rotores de maior diâmetro, a velocidade angular é menor, mantendo portanto a velocidade da ponta da pá ainda dentro dos limites incompressíveis.

Um terceiro grupo adimensional a ser definido diz respeito à força de empuxo sobre a turbina (geralmente o empuxo é de menor importância para turbinas eólicas do que é para turbinas projetadas especificamente para a produção de empuxo, como as do caso aeronáutico, mas convém neste ponto a sua definição, pois este fator

possibilita o cálculo do empuxo horizontal sobre as turbinas). Denotando por F a força horizontal que age sobre a turbina, definimos o coeficiente de empuxo (thrust coefficient) como se segue:

$$C_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 \pi R_1^2} \quad (2.9)$$

A seguir são apresentados os gráficos e a tabela referente não a uma turbina Vestas de 850kW mas sim a uma turbina Vestas de 660kW, que também servem ao propósito por ilustrarem alguns conceitos apresentados e possuírem as mesmas condições operacionais. Os dados são os referentes à turbina de 660kW unicamente por ser uma turbina mais utilizada para estudos e existir maior disponibilidade de dados. Mais uma vez vale ressaltar que não há qualquer transtorno para o trabalho a análise dos conceitos para uma turbina de menor potência, visto que o que se busca aqui não é um valor específico de potência mas sim um coeficiente de potência ótimo.

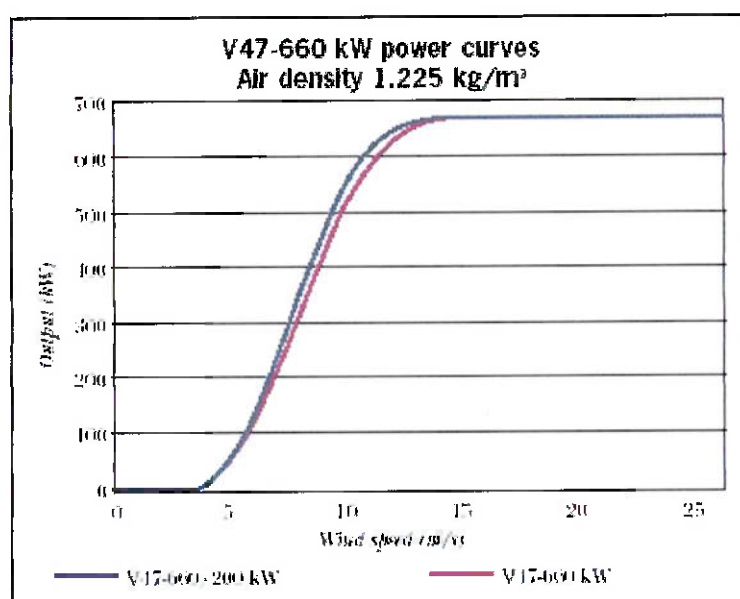


Figura 2.4: Curvas de potência para uma turbina Vestas

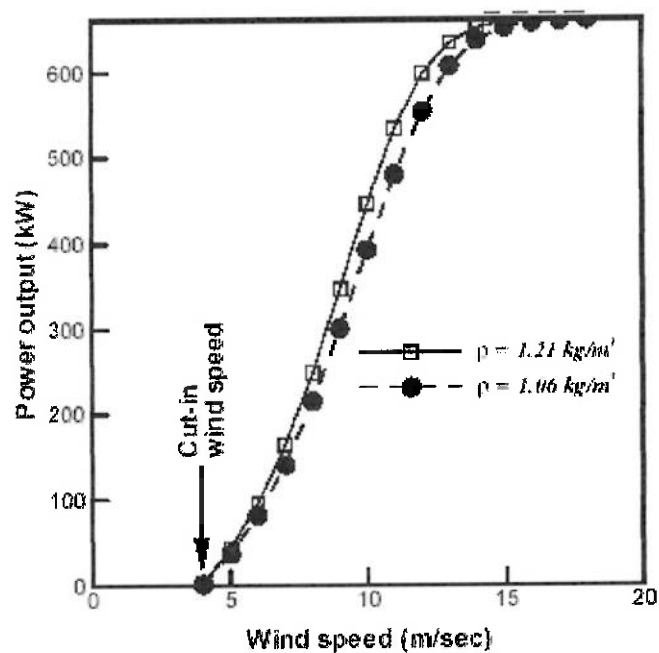


Figura 2.5: Gráfico para uma turbina Vestas de 660kW (comparação para diferentes massas específicas do ar)

U_0 (m/sec)	P (kW) for $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$	P (kW) for $\rho = 1.06 \text{ kg/m}^3$
4.0	2.7	0.6
5.0	43.1	36.2
6.0	95.4	81.8
7.0	164	141
8.0	248	215
9.0	346	300
10.0	446	392
11.0	534	480
12.0	598	554
13.0	634	607
14.0	651	637
15.0	657	652
16.0	659	657
17.0	660	659
18.0	660	660

Tabela 2.1: Relação entre U_0 e P para turbina Vestas de 660kW (para duas diferentes massas específica do ar).

Observando o último gráfico, percebe-se que existe uma relação ótima de “tip speed ratio” para a qual o coeficiente de potência é máximo, como se pode perceber através de um cálculo simples, o valor ótimo gira em torno de 4 a 6. Vale também ressaltar que devido ao gráfico ser adimensional, os dados referentes às duas massas específicas acabaram coincidindo.

2.4 Variação dos ventos com a altura da nacelle

Existe um conceito importante inerente às turbinas eólicas que diz respeito à relação existente entre o vento e a altura em relação ao solo. Aqui não estamos tratando de uma variação de potência numa turbina devido à altitude (que também existe, dado que quanto maior a altitude, mais rarefeito será o ar e, portanto menor sua massa específica, resultando em menor densidade de energia disponível para ser convertida pela turbina eólica) mas sim devido à altura (consideramos aqui que a altura na nacelle em relação ao solo é pequena se comparada com a altitude onde a turbina foi instalada, não resultando em variações das propriedades do ar). Alturas típicas de nacelle giram em torno de 20 a 75m, justificando a consideração de propriedades constantes do ar para essas pequenas diferenças de altura (não estamos falando aqui de diferenças de altitude da ordem de 5.000m, por exemplo, estas sim resultando em significativas mudanças das propriedades do ar).

Chamemos de U , a velocidade do ar que agora pode variar desde o solo até a altura da nacelle (sendo neste último caso considerada como sendo U_0). Existem duas expressões que relacionam o valor de U com a altura da nacelle h . Estas expressões são apresentadas abaixo:

$$U(h) = U(h_r) \left(\frac{h}{h_r} \right)^m \quad (2.10)$$

onde h_r representa uma altura de referência (usualmente 10m) e m é um expoente que depende da rudeza da superfície considerada.

A outra expressão relacionando a velocidade do vento com a altura é apresentada logo abaixo:

$$U(h) = U(h_r) \frac{\ln\left(\frac{h}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{h_r}{z_0}\right)} \quad (2.11)$$

Esta já é uma expressão mais precisa que a (2.10). Nela z_0 é o “comprimento da rudeza” ou “roughness length”. Valores típicos para estes parâmetros das expressões apresentadas acima, são mostradas na tabela abaixo.

tipo de terreno	z_0 (m)	m
water	0.001	0.01
open country	0.02	0.12
farmland with few trees etc	0.05	0.16
farmland with many trees, forests etc, villages	0.3	0.928

Tabela 2.2: Parâmetros z_0 e m para diferentes terrenos

Para as simulações, serão consideradas as velocidades do vento fornecidas como ponto operacional na altura na nacelle, desprezando-se os efeitos da variação da velocidade do vento com a altura, consideração pertinente pois nas pontas das pás a parcela mais significativa para a conversão de energia é a gerada pela velocidade do vento aparente sentida pela ponta da pá do rotor, já que esta gira com uma velocidade algumas vezes superior à velocidade do vento incidente.

2.5 Turbulência e estatísticas

Assim como em tudo na natureza, os ventos também não são constantes e estão sujeitos a variações; oscilações randômicas que constituem a turbulência e também devem ser modelados (para as simulações numéricas será utilizado um modelo de turbulência presente no Fluent; o $\kappa-\varepsilon$ RNG, para que se atinjam resultados mais próximos possíveis da realidade). Para a quantificação da turbulência na teoria de turbinas eólicas, é apresentada abaixo uma expressão correspondente à intensidade de turbulência, definida da seguinte forma:

$$I_u = \frac{\sqrt{u^2}}{U} = \frac{1}{U} \left[\int_0^T u^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

onde T representa o período de amostragem

u é o valor da flutuação da velocidade

U é o valor médio da velocidade do vento

Uma questão que surge a esse momento é de qual valor usar para T de modo a obter a intensidade de turbulência. O correto é usar um valor para T suficientemente grande para que qualquer acréscimo não altere o valor da intensidade de turbulência. Na prática, para turbinas deste tipo utiliza-se $T=10$ minutos.

A turbulência varia com a altura da nacelle, usualmente diminuindo com o aumento de h . Também varia com m e z_0 , sendo aumentada em aproximadamente 10% para superfícies lisas e em torno de 20% para superfícies mais “rugosas”; ásperas; rudes.

Para análises referentes a carregamentos, é útil conhecer a função densidade de probabilidade de um determinado valor de vento, assim como a função de probabilidade acumulada. A primeira informa

a respeito da ocorrência de uma determinada faixa de ventos, e a segunda informa quanto a probabilidade da velocidade do vento ser inferior a U . A figura abaixo mostra uma curva típica para a função densidade de probabilidade.

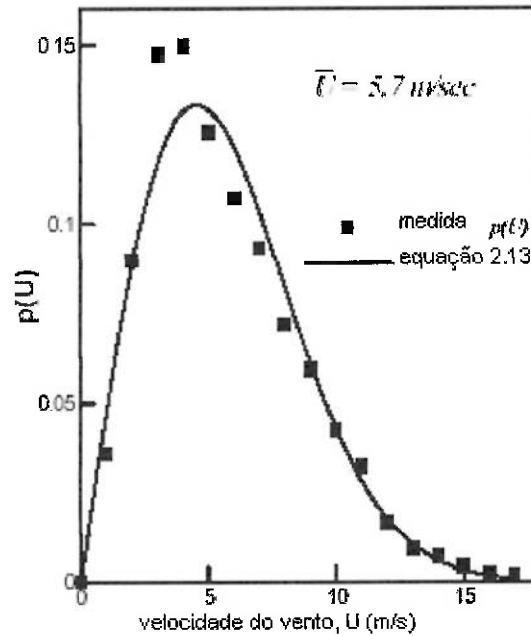


Figura 2.6: Função densidade de probabilidade para velocidade do vento

As formas das equações citadas acima (densidade de probabilidade e probabilidade acumulada) são apresentadas abaixo. As distribuições apresentadas abaixo são conhecidas como distribuições de Rayleigh.

$$p(U) = \frac{\pi U}{2\bar{U}^2} e^{-\pi \left(\frac{U}{2\bar{U}}\right)^2} \quad (2.13)$$

$$P(U) = 1 - e^{-\pi \left(\frac{U}{2\bar{U}}\right)^2} \quad (2.14)$$

a barra utilizada sobre o valor da velocidade denota o valor médio da grandeza.

A distribuição de Rayleigh é um caso especial da distribuição de Weibull que é comumente utilizada para se aproximar a distribuição de ventos.

2.6 Análise para um volume de controle

Considerando um caso de fluxo constante (regime permanente) e aplicando-se uma análise para um volume de controle que engloba a turbina, podemos então proceder para uma análise da conservação de massa, momento e energia de onde será possível obter algumas conclusões sobre o escoamento ao passar pela turbina eólica. O modelo estudado é apresentado logo a seguir:

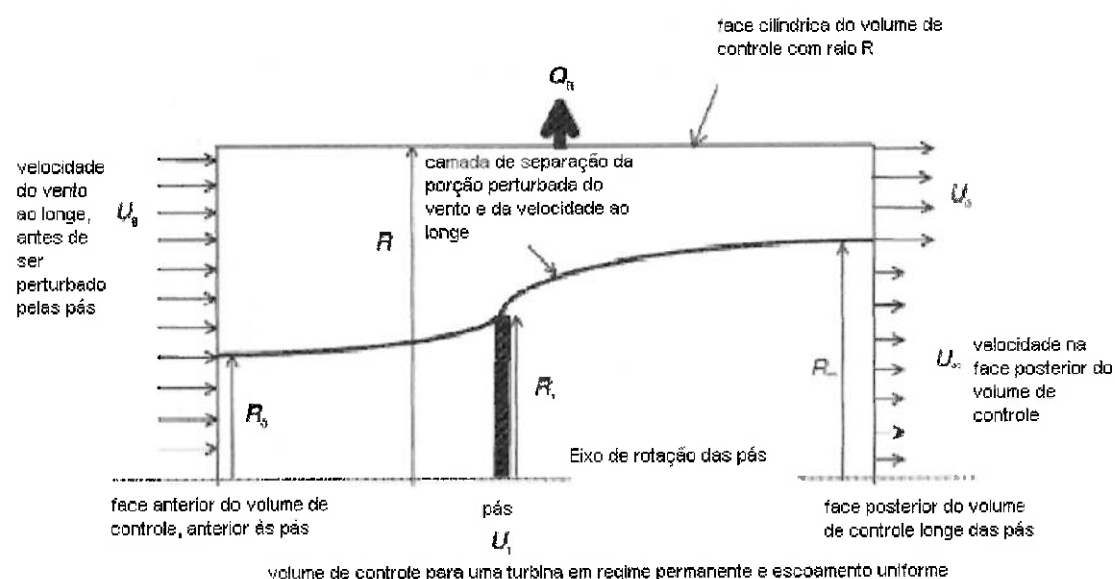


Figura 2.7: Análise para um volume de controle

2.6.1 Conservação da massa

Pela conservação da massa no volume de controle (regime permanente), consegue-se as seguintes relações:

$$\oint U \cdot dA = 0 \quad (2.15)$$

Reescrevendo esta equação em termos dos parâmetros mostrados na figura, temos as seguintes relações:

$$-U_0\pi R^2 + U_0\pi(R^2 - R_\infty^2) + U_\infty\pi R_\infty^2 + Q_R = 0 \quad (2.16)$$

onde Q_R refere-se à vazão que deixa o volume de controle pela superfície cilíndrica, de maneira genérica, Q representará a vazão volumétrica.

$$Q_R = (U_0 - U_\infty)\pi R_\infty^2 \quad (2.17)$$

É válido salientar que:

$$Q_0 = U_0\pi R_0^2 = Q_1 = U_1\pi R_1^2 = Q_\infty = U_\infty\pi R_\infty^2 \quad (2.18)$$

2.6.2 Conservação do momento linear

Utilizando a segunda lei de Newton é possível determinar a força horizontal que atua sobre a turbina, ou seja, o empuxo horizontal (thrust). A força horizontal que atua na turbina será denotada por F e é dada pela seguinte expressão:

$$F = -\rho \int U U dA \quad (2.19)$$

onde F é a força de empuxo horizontal de interesse nesta etapa.

Considerando-se cada uma das faces, chegamos à seguinte relação:

$$F = \rho U_0 U_0 \pi R^2 - \rho U_0 U_0 \pi (R^2 - R_\infty^2) - \rho U_\infty U_\infty \pi R_\infty^2 - \rho U_0 Q_R \quad (2.20)$$

substituindo Q_R por seu valor em (2.17), possibilita reescrever a equação da seguinte forma:

$$F = \rho U_\infty \pi R_\infty^2 (U_0 - U_\infty) = \rho Q (U_0 - U_\infty) \quad (2.21)$$

Alterando um pouco o modelo e pensando-o como um disco de espessura desprezível sendo que possui uma descontinuidade na pressão, e velocidade contínua, chegamos à seguinte expressão (que representa um caso ideal, no caso um rotor de infinitas pás, já que está sendo representado por um disco poroso):

$$F = (P_1 - P_2) \pi R_1^2 \quad (2.22)$$

2.6.3 Conservação do momento angular

Denotando por T o torque que age sobre o rotor da turbina, sendo N o número de pás do rotor, Γ a circulação em cada pá, W_∞ a velocidade de turbilhão na face posterior do volume de controle (velocidade tangencial de rotação do vento causada pelo rotor) e C_T o coeficiente de torque, chegamos às seguintes relações:

$$T = -\rho \int \mathbf{r} \times \mathbf{U} \mathbf{U} \cdot d\mathbf{A} \quad (2.23)$$

$$N\Gamma = 2\pi r_\infty W_\infty \quad (2.24)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 \pi R_1^3} = \frac{N\Gamma U_1}{\pi} \quad (2.25)$$

$$\dot{W} = T\Omega \quad (2.26)$$

2.6.4 Conservação da energia

De maneira análoga ao que vem sendo desenvolvido nos itens anteriores, agora procedemos à análise da conservação da energia no volume de controle, temos, portanto:

$$\dot{W} = \rho \int \frac{1}{2} \mathbf{U} \times \mathbf{U} \mathbf{U} \cdot d\mathbf{A} \quad (2.27)$$

$$\dot{W} = \frac{1}{2} \rho Q (U_0^2 - U_\infty^2) \quad (2.28)$$

Podemos obter uma equação alternativa da equação (2.28), aplicando a equação de Bernoulli, chegando na equação apresentada abaixo:

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho (U_0^2 - U_1^2) \quad (2.29)$$

$$P_2 = \frac{1}{2} \rho (U_1^2 - U_\infty^2) \quad (2.30)$$

$$\dot{W} = Q(P_1 - P_2) = U_1(P_1 - P_2)\pi R_1^2 \quad (2.31)$$

Das equações (2.22) e (2.31) obtemos:

$$\dot{W} = F U_1 \quad (2.32)$$

Se a equação acima for combinada com as equações (2.21) e (2.28) chega-se a seguinte igualdade:

$$U_1 = \frac{(U_0 + U_\infty)}{2} \quad (2.33)$$

2.7 Parâmetros operacionais e limite de Betz

Voltando ao quesito abordado anteriormente do coeficiente de potência, utilizando o “fator de indução axial” representado pela letra a , e observando as equações (2.18), (2.21), (2.32), (2.33) chegamos à seguinte igualdade:

$$C_P = \frac{\dot{W}}{\frac{1}{2} \rho U_0^3 \pi R_1^2} = 4U_1^2 \frac{(U_0 - U_1)}{U_0^3} = 4a(1-a)^2 \quad (2.34)$$

onde o fator de indução axial é definido da seguinte forma:

$$a = 1 - \left(\frac{U_1}{U_0} \right) \quad (2.35)$$

para maximizar o valor do coeficiente de potência, devemos ter

$\frac{dC_P}{da} = 0$, resultando no seguinte:

$$C_{P,MAX} = \frac{16}{27} \approx 0.593 \text{ quando } a = \frac{1}{3}, \frac{U_1}{U_0} = \frac{2}{3} \text{ e } \frac{U_{ex}}{U_0} = \frac{1}{3} \quad (2.36)$$

O número obtido acima de 0,593 é muito importante e corresponde à máxima energia disponível no vento para ser convertida (limite de Lanchester-Betz). Este valor não ocorre na prática, pois existem perdas e eficiências envolvidas nos elementos conversores de energia na turbina eólica.

Utilizando a definição do fator de indução axial, podemos definir, a partir das equações (2.21) e (2.27), o coeficiente de empuxo horizontal (thrust coefficient) da seguinte maneira:

$$C_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 \pi R_1^2} = 4a(1-a) \quad (2.37)$$

2.8 Modelos utilizados para teste e suas simplificações

Como o escopo do presente trabalho é a de estudo do processo de otimização de turbinas eólicas com o objetivo de se chegar a uma combinação ótima e não é um estudo específico de alguma turbina em particular, algumas simplificações tornaram-se possíveis e até mesmo necessárias.

Inicialmente, foi necessária a escolha dos componentes a serem ensaiados em CFD, para isso teve início a coleta de dados da geometria de uma turbina eólica, no caso foi escolhida como exemplo a turbina Vestas de 850kW. A partir dos dados disponíveis deste modelo, como por exemplo o diâmetro do rotor, corda da raiz da pá, uma simplificação que já pode ser mencionada a esta altura é a de que na turbina real existe uma variação da corda da pá à medida que o raio do rotor é percorrido, já para o modelo testado nas simulações o modelo possui corda constante ao longo de todo o raio do rotor. Variações na corda da pá ocorrem na realidade para fins de auxílio à inicialização de operação da turbina (problemas de partida) e também para fins de redução de ruído, sendo mais afiladas na ponta para este fim, problemas não abordados neste trabalho de otimização.

Quanto aos perfis utilizados para os ensaios, foram pesquisados vários e optou-se pelos perfis SG6041 e SG6043 que foram especialmente projetados e criados com finalidade de utilização em turbinas eólicas. Esses perfis foram desenvolvidos pelos professores Michael Selig (S) e Phillipe Giguere (G) da universidade de Illinois.

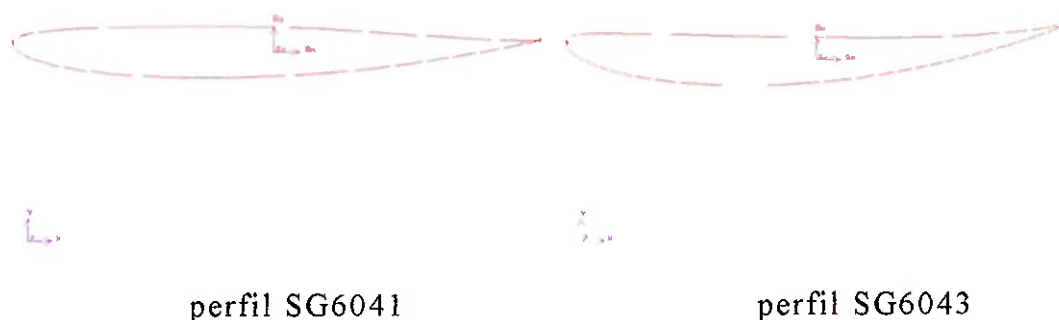


Figura 2.8: Perfis SG6041 e SG6043

Os dados operacionais da turbina foram baseados nos da turbina Vestas de 850kW, sendo sua rotação de 28,5 rpm (2,9845 rad/s) oferecendo sua potência nominal para uma velocidade do vento de 15m/s.

Outra importante simplificação diz respeito ao ângulo de ataque das pás. A turbina real possuiu controle deste ângulo, podendo alterá-lo para conveniência da situação operacional pertinente, já o modelo avaliado possuiu ângulo de ataque fixo baseado nas condições operacionais citadas anteriormente. Esta situação operacional descrita impõe que haja uma torção na pá ao longo do comprimento desta com o objetivo de que o ângulo de ataque em relação ao vento aparente seja mantido em toda a sua extensão para se evitar o stall da pá em algum ponto de seu comprimento. O cálculo da torção mostrado posteriormente para cada um dos elementos da pá baseia-se na condição mencionada anteriormente de operação, portanto para uma condição ótima onde o adimensional λ “tip speed ratio” esteja em torno de 5 (já que a condição menciona velocidade do vento de 15m/s e rotação de 2,9845 rad/s), fazendo com que a velocidade na ponta seja de $V_{tip} = 2.9845 \times 25.5 = 76.10m/s$ o que acarreta um “tip speed ratio” de $\lambda = 76.10/15 = 5.07$ onde o valor de 25.5m representa o comprimento da pá do rotor de diâmetro 51m. Cabe salientar que a velocidade da

ponta de 76.10m/s obtida através dos dados operacionais está abaixo dos limites da formulação incompressível do ar que seria em torno dos 100m/s, portanto sendo pertinente uma abordagem incompressível do problema estudado.

O processo de otimização inicia-se com a avaliação dos perfis a serem estudados, através de suas curvas do coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque e sua relação com o coeficiente de arrasto, visando-se a esse ponto otimizar o ângulo de ataque (não por método numérico neste caso, mas sim por conhecimento prévio das curvas características para estes dois aerofólios). A este ponto é interessante ressaltar que para a avaliação do desempenho da turbina através da análise das pás do rotor, a teoria permite o tratamento destas pás como aerofólios sendo necessário (caso fossem ser realizados cálculos analíticos para fins de obtenção das forças, arrasto e sustentação, na pá) a divisão destas pás em vários trechos, já que a velocidade em cada um deles varia de acordo com sua posição radial; do comprimento da pá.

Abaixo se encontram as curvas para estes dois aerofólios e a discussão do ângulo de ataque adotado para as simulações.

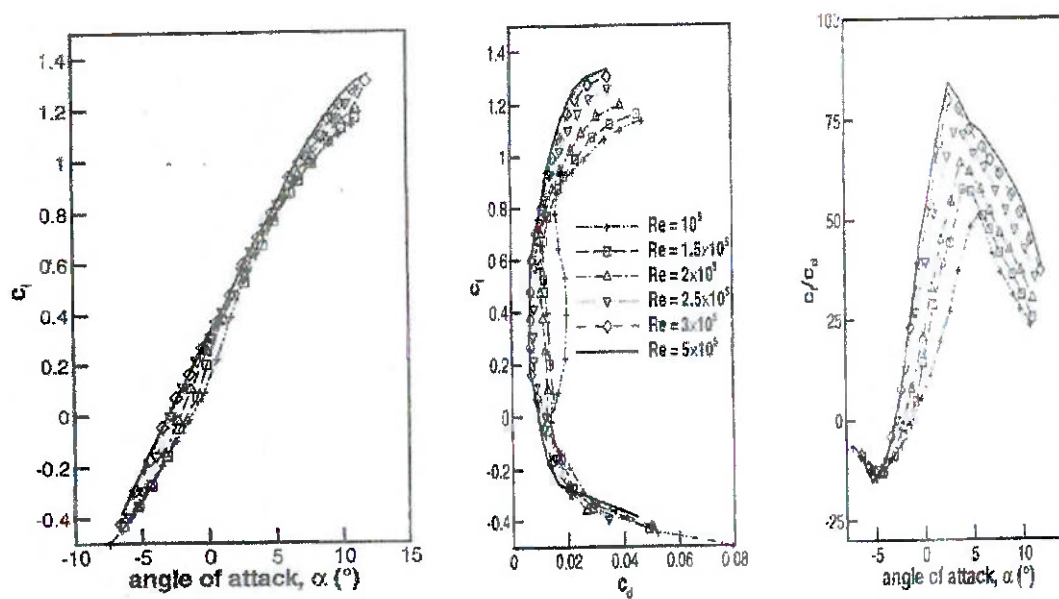


Figura 2.9: Curvas para aerofólio SG6041

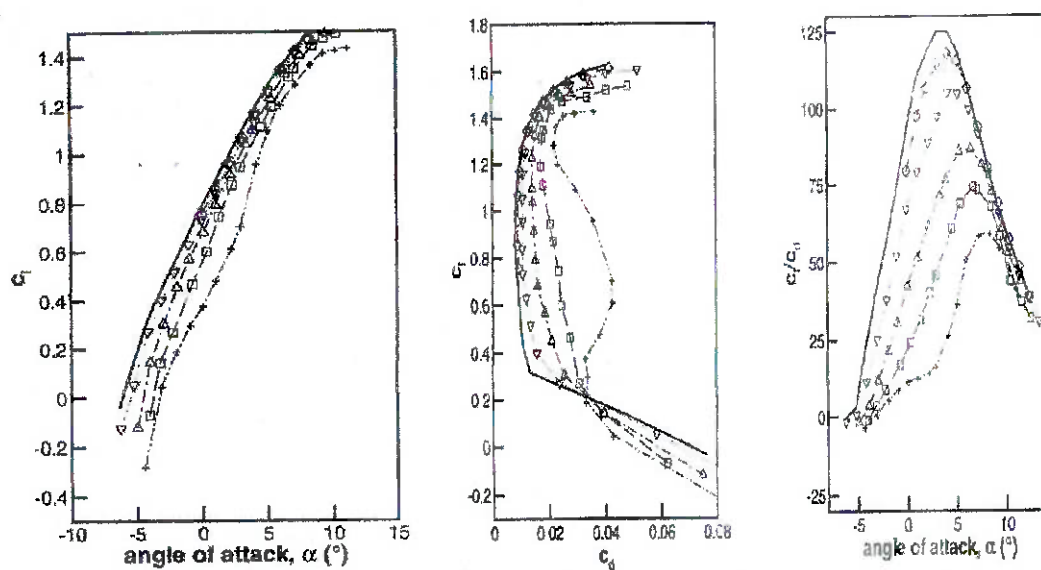


Figura 2.10: Curvas para o aerofólio SG6043

Através da observação das curvas apresentadas acima, fica claro que o ângulo de ataque otimizado para estes perfis fica em torno de 5° e este será o valor adotado para os testes das configurações em CFD. Portanto, passo a passo vão sendo definidos os parâmetros para os testes. Percebe-se também através dos gráficos que quanto maior o número de Reynolds, melhor fica a relação entre os coeficientes de sustentação e arrasto, ou seja, maior é o número representante desta relação.

Esta decisão a respeito do ângulo de ataque ser mantido em 5° não corresponde ao máximo valor do coeficiente de sustentação, porém representa a maior relação entre os coeficientes de sustentação e de arrasto, fato que é o mais relevante para turbinas eólicas, pois um alto arrasto diminuiu grandemente o torque no eixo da turbina, portanto uma otimização do ângulo de ataque corresponde à uma otimização da relação C_L/C_D .

As simulações também contaram com uma outra simplificação, o desprezo dos efeitos da nacelle, uma vez que para a simulação sua geometria não foi criada. Esta simplificação não acarreta grandes problemas aos resultados pois a maior parte da energia gerada pela turbina é devida ao vento incidente nas extremidades de suas pás, pois a velocidade aparente do vento é maior, assim como o braço de momento que gera o torque no eixo da turbina.

A este estágio inicia-se propriamente a confecção da geometria do rotor no software Gambit assim como a geração de sua malha de elementos finitos para posterior exportação para o software Fluent que faz efetivamente as simulações numéricas.

Os testes são realizados considerando-se propriedades constantes do ar estando a turbina localizada ao nível do mar a uma temperatura de 15°C .

Inicialmente optou-se pelos testes referentes ao número de pás do qual o rotor é constituído. Para isto se devem manter os demais fatores de estudo constantes, a saber, o perfil (SG6041 para os testes

iniciais) e o ângulo de cone (0° para os testes iniciais). Com esta configuração é possível avaliar o efeito isolado do aumento do número de pás (que varia de 2, 3 e 4). Assim o objetivo a este estágio é o da criação da curva $C_p \times \lambda$ para rotores de 2, 3 e 4 pás (λ variando de 2 a 7). Feito isto é então possível a determinação do rotor com número de pás otimizado dentre as opções possíveis nos testes (2, 3 e 4).

Após a determinação do número de pás otimizado para os rotores, chega o momento de avaliar o efeito isolado dos perfis das pás dos rotores. A esse momento, seleciona-se o rotor com número de pás mais favorável e varia-se o perfil de suas pás, novamente construindo-se as curvas de $C_p \times \lambda$ para λ variando de 2 a 7 (pois a faixa de estudo concentra-se em torno das condições operacionais citadas anteriormente, ou seja, $\lambda=5$).

De posse dos resultados já otimizados para o número de pás do rotor e para o perfil que deve ser utilizado, dentre as duas opções, parte-se para a determinação do efeito do ângulo de cone do rotor e averiguação sobre seu efeito benéfico ou não sobre o desempenho do mesmo já otimizado até então pelos testes anteriores. Por fim, de posse de todos os resultados das simulações é então possível a determinação da configuração mais adequada (de maior eficiência) dentre as opções apresentadas, alcançando-se enfim os objetivos deste trabalho.

2.9 Cálculos pertinentes nos modelos

Para a criação dos modelos a serem ensaiados utilizando-se o método numérico são necessários alguns cálculos, como por exemplo o ângulo de torção que deve ser dado às seções da pá, a medida que se percorre seu comprimento, afim de manter-se o ângulo de ataque constante e também as distâncias a serem dispostos os elementos de pá de forma a se conseguir a geometria da conicidade desejada.

A seguir são demonstrados os cálculos para a torção nos 6 elementos em que foi dividida a pá e em seguida são mostrados os cálculos para a distância que estes elementos devem se dispor ao longo de seu comprimento para a obtenção do ângulo de conicidade desejado.

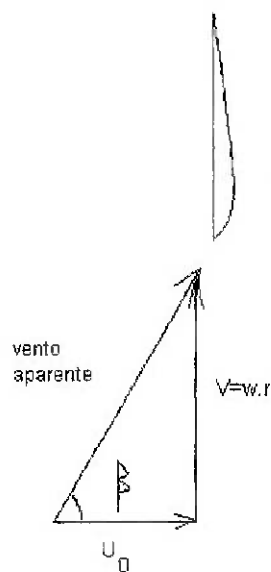


Figura 2.11: Modelo para ângulo de torção dos elementos de pá

O que buscamos neste momento é a obtenção do ângulo β representado na figura, ângulo este que deverá ser acrescido do ângulo de ataque (α) com o intuito de obtermos o ângulo de torção que mantém o ângulo de ataque constante ao longo do comprimento da pá, levando-se em consideração a velocidade variável (em função do raio) de cada elemento da pá. Da figura apresentada acima, é de fácil conclusão que:

$$\beta = \arctan\left(\frac{\Omega r}{U_0}\right)$$

onde r representa a distância do elemento de pá ao eixo do rotor. Também é importante lembrar uma consideração feita a este momento, a de que 2% do comprimento da pá encontra-se inserido na nacelle (que não é retratada no modelo) portanto o primeiro dos 6 elementos de pá encontra-se a 0,5m do eixo do rotor, enquanto os outros 5 encontram-se igualmente espaçados a cada 5m, portanto as distâncias de cada destes elementos é: 0,5m ; 5,5m ; 10,5m; 15,5m; 20,5m e 25,5m.

	α	β	$torção = \alpha + \beta$
Elemento1(0,5m)	5°	5,68°	10,68°
Elemento2(5,5m)	5°	47,58°	52,58°
Elemento3(10,5m)	5°	64,42°	69,42°
Elemento4(15,5m)	5°	72,03°	77,03°
Elemento5(20,5m)	5°	76,22°	81,22°
Elemento6(25,5m)	5°	78,85°	83,85°

Tabela 2.3: Ângulos de torção dos elementos de pá

Outro parâmetro geométrico utilizado para a criação do rotor foi o ângulo de conicidade. Para ser possível sua criação é necessário saber o posicionamento correto de cada uma das 6 seções que formam as pás, ao longo do eixo x (eixo do escoamento). A distância é calculada como se segue:

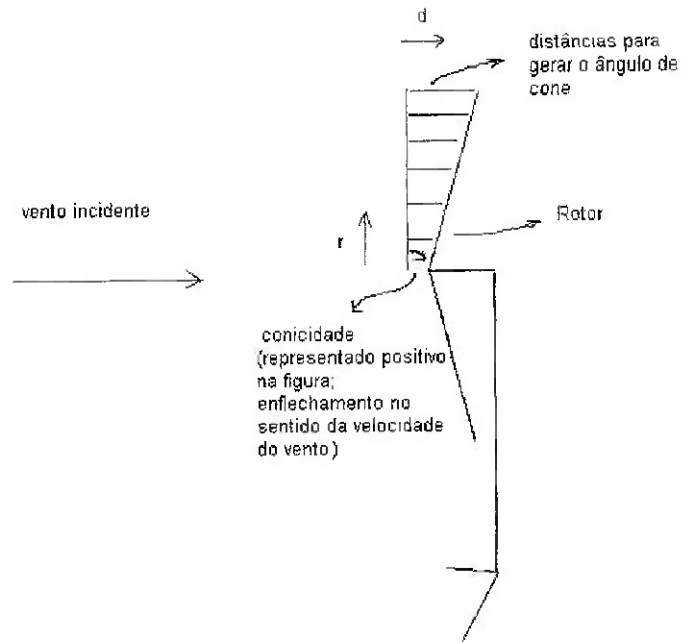


Figura 2.12: Modelo para ângulo de conicidade do rotor

$$\frac{d}{r} = \text{tg}(\text{conicidade}) \rightarrow d = r \cdot \text{tg}(\text{conicidade})$$

A tabela abaixo mostra os valores (com referência ao eixo x) para a criação da conicidade no software Gambit, responsável pela geração da geometria e malha.

Tabela para as distâncias de conicidade (valores em m)

	-5°	0°	5°
d1(0,5m)	-0,0437	0	0,0437
d2(5,5m)	-0,4812	0	0,4812
d3(10,5m)	-0,9186	0	0,9186
d4(15,5m)	-1,3561	0	1,3561
d5(20,5m)	-1,7935	0	1,7935
d6(25,5m)	-2,2310	0	2,2310

Tabela 2.4: Ângulo de conicidade para o rotor

CAPÍTULO 3

SIMULAÇÃO E RESULTADOS

3.1 Simulações preliminares (validação)

3.1.1 Experimentação do método numérico

As simulações realizadas nessa seção têm por finalidade o teste do método numérico para o caso de um escoamento externo ao redor de um cilindro (escoamento bidimensional) para através da sua análise, validar o método à medida que os resultados obtidos correspondem àqueles esperados pela teoria.

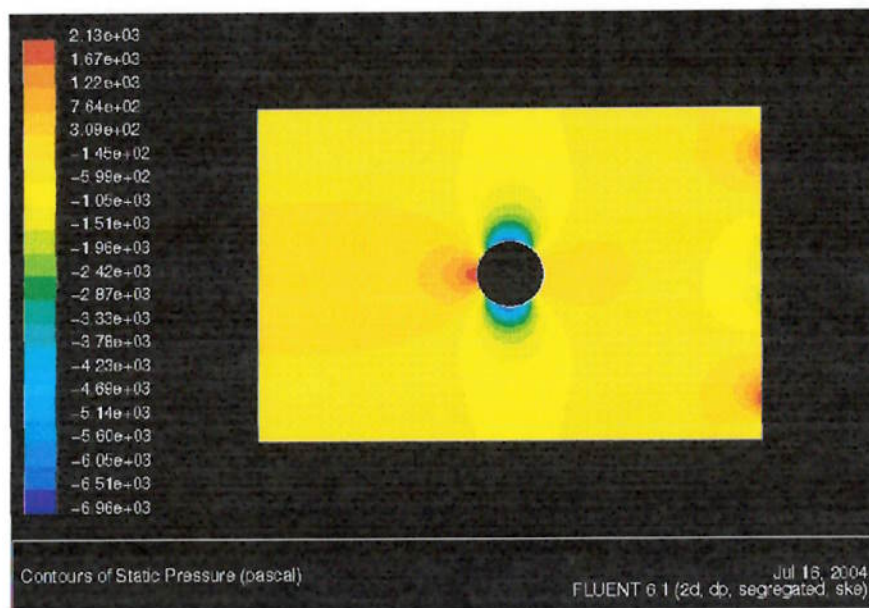


Figura 3.1: Contornos de pressão ao redor do cilindro (valores em Pascal)

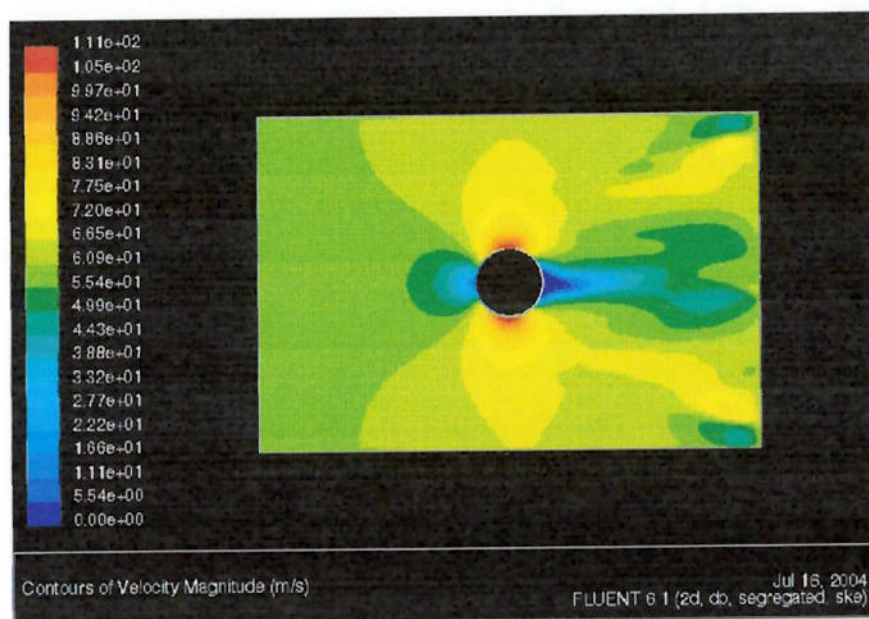


Figura 3.2: Contornos de magnitude da velocidade ao redor do cilindro

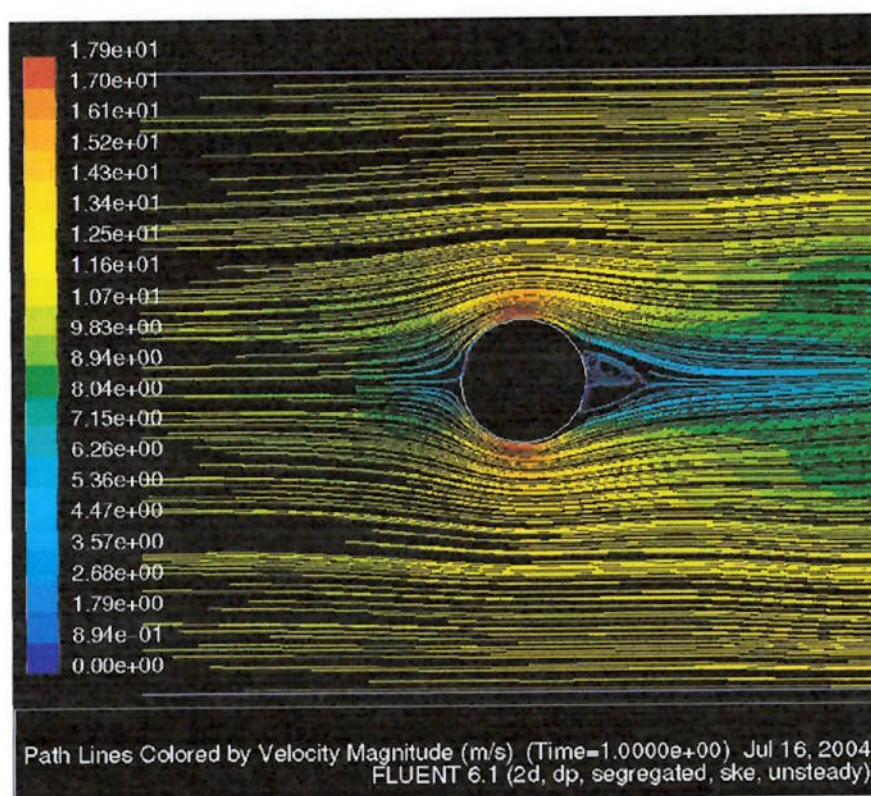


Figura 3.3: Linhas de trilhas das partículas fluidas (coloridas de acordo com a velocidade)

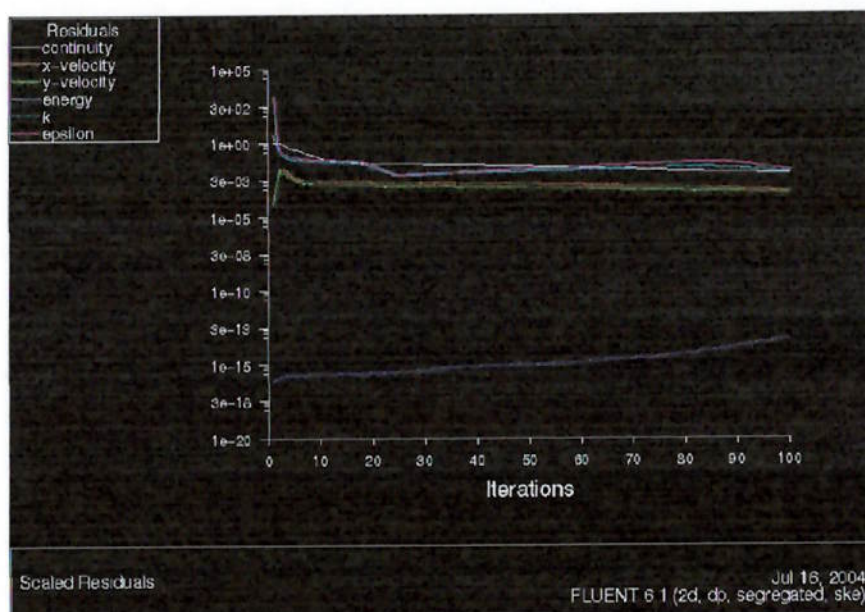


Figura 3.4: Gráfico dos resíduos em função do número de iterações

3.1.2 Resultados para os testes com as configurações testadas

A seguir encontram-se os resultados obtidos através das simulações numéricas realizadas. São apresentados os principais dados fornecidos após a utilização do programa e cálculo do coeficiente de potência.

Como explicado anteriormente, o primeiro teste consistiu na análise do efeito do número de pás do rotor (mantendo-se todos os demais fatores constantes, como o ângulo de ataque, corda, perfil e ângulo de conicidade). A primeira bateria de simulações constou da análise para um perfil SG6041, com ângulo de ataque de 5° e ausência de ângulo de conicidade. A tabela apresentada abaixo mostra os resultados obtidos, assim como o gráfico confeccionado, apresentado logo a seguir. Também são mostradas as telas do Gambit e Fluent revelando detalhes da malha gerada para algumas das configurações e também resultados para os rotores.

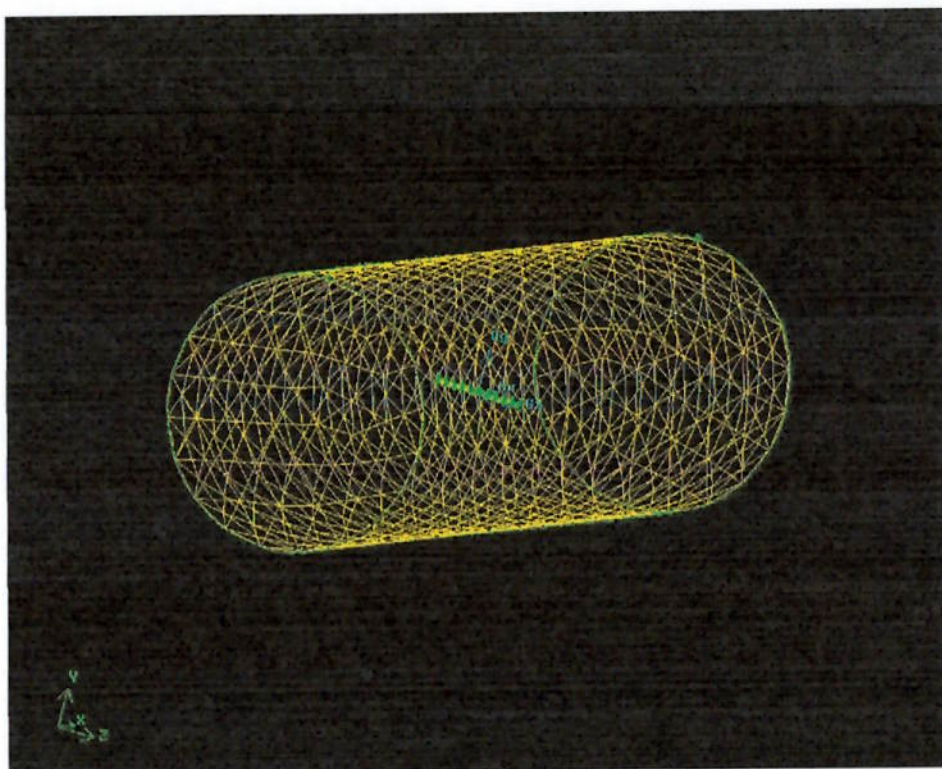


Figura 3.5: Malha para um rotor de 2 pás

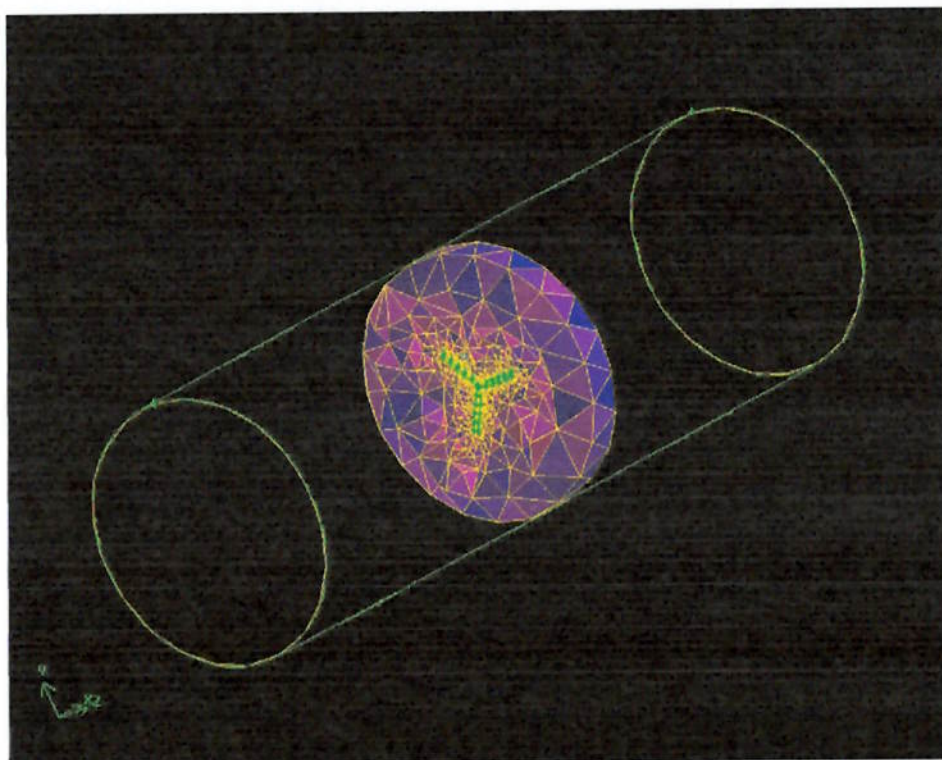


Figura 3.6: Detalhe da malha para um rotor de 3 pás

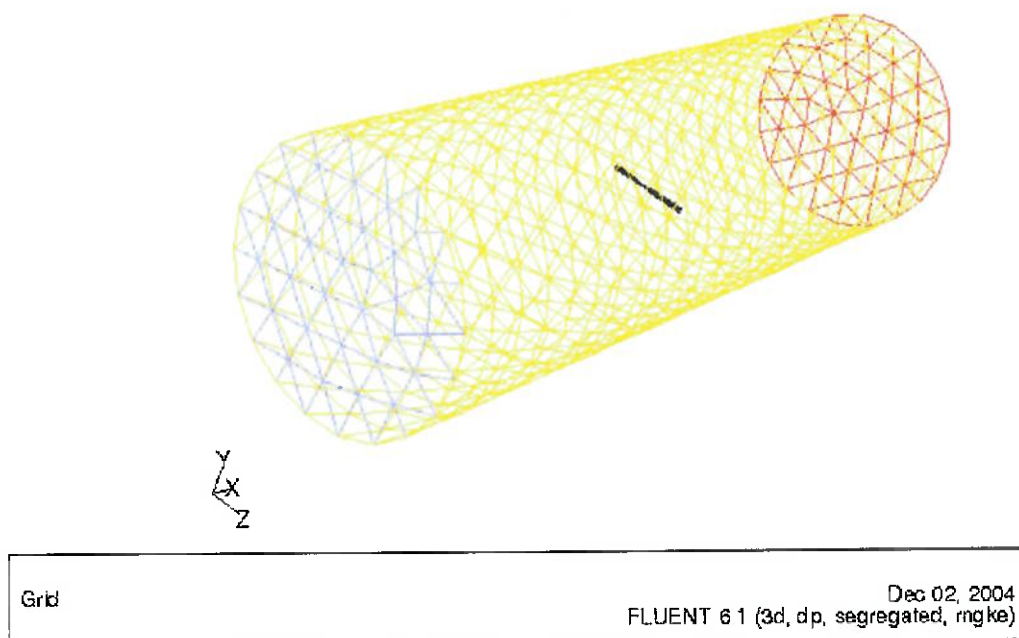


Figura 3.7: Grid para teste do rotor de 2 pás

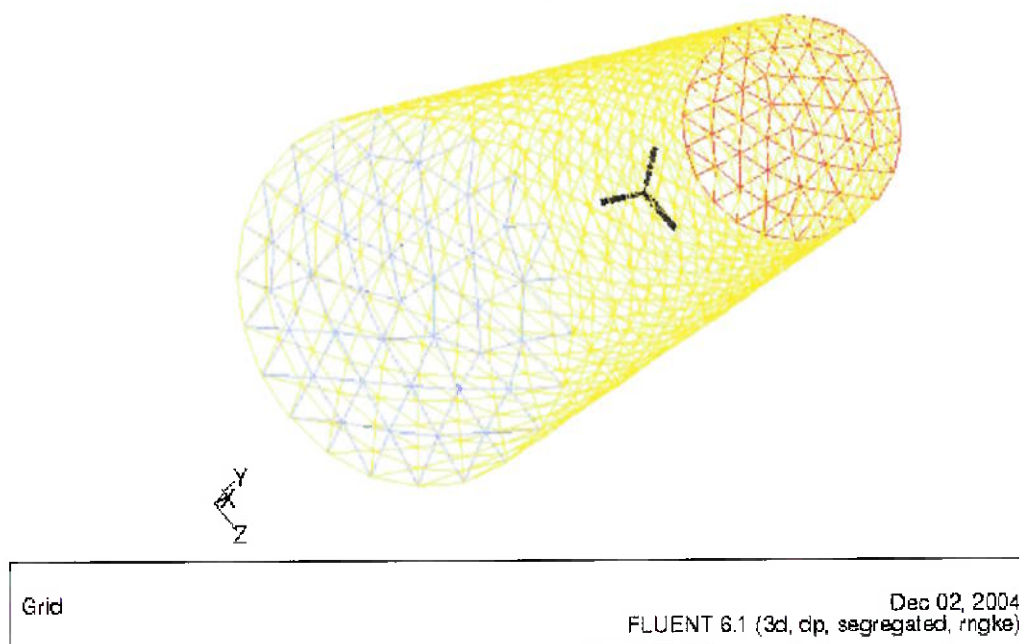


Figura 3.8: Grid para teste do rotor de 3 pás

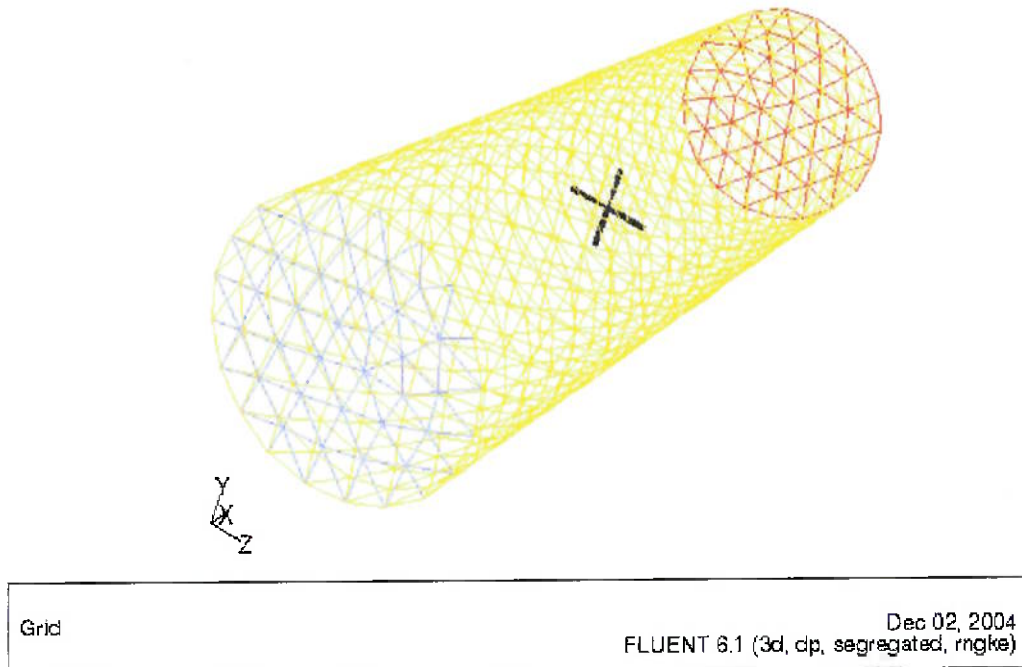


Figura 3.9: Grid para teste do rotor de 4 pás

Para a confecção da tabela a seguir, é pertinente lembrar alguns parâmetros importantes presentes, como calculá-los e observações importantes sobre como foram realizadas as simulações.

Os gráficos obtidos a seguir representam o coeficiente de potência em função da “tip speed ratio”. O coeficiente de potência é definido da seguinte maneira, relembrando:

$$C_P = \frac{\dot{W}}{\frac{1}{2} \rho U_0^3 \pi R_1^2}$$

onde $\dot{W}$ é a potência calculada como $\dot{W} = T \times \Omega$ onde T corresponde ao torque (no eixo x) obtido pela turbina devido à ação do vento em suas pás (conforme tabela) reportado diretamente pelo

programa Fluent e Ω representa a velocidade angular do rotor (de acordo com os dados operacionais, este valor é de $\Omega=2.9845$ rad/s. Já no denominador, temos a massa específica do ar (que nas condições reportadas é de $1,225$ kg/m³), a velocidade do vento incidente na altura do eixo da turbina (variável para cada simulação como será explicitado a seguir) e o raio do rotor $R_1 = 25.5m$.

O outro fator importante a ser lembrado é o λ “tip speed ratio” definido como se segue:

$$\lambda = \frac{\Omega R_1}{U_0}$$

que representa uma relação entre a velocidade na ponta da pá e a velocidade incidente do vento na altura do eixo da turbina.

Uma atenção especial a esse adimensional é particularmente importante pois a curva que será obtida será do coeficiente de potência em função desta relação e para a alteração do valor do “tip speed ratio”, a velocidade de vento incidente será alterada e o valor da rotação mantida, afim de se obter os valores desejados de λ . Logo em seguida calcula-se o coeficiente de potência, sendo então possível a plotagem do gráfico e conclusão dos resultados.

A tabela abaixo mostra os resultados obtidos para os testes com os números de pás e rotores equipados com perfil SG6041 sem conicidade.

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	1.728.995	0,07
25,36	3	1.050.607	0,15
19,02	4	611.840	0,21
15,22	5	329.641	0,22
12,68	6	100.969	0,12
10,87	7	5384	0,01

Tabela 3.1: Resultados para um rotor de 2 pás

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	2.695.461	0,12
25,36	3	1.471.200	0,22
19,02	4	936.107	0,32
15,22	5	455.690	0,31
12,68	6	168.195	0,20
10,87	7	11.510	0,02

Tabela 3.2: Resultados para um rotor de 3 pás

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	3.581.387	0,15
25,36	3	1.973.183	0,28
19,02	4	951.941	0,33
15,22	5	472.995	0,32
12,68	6	185.819	0,22
10,87	7	16.149	0,03

Tabela 3.3: Resultados para um rotor de 4 pás

Os resultados acima também podem ser expressos de forma gráfica, como se segue:

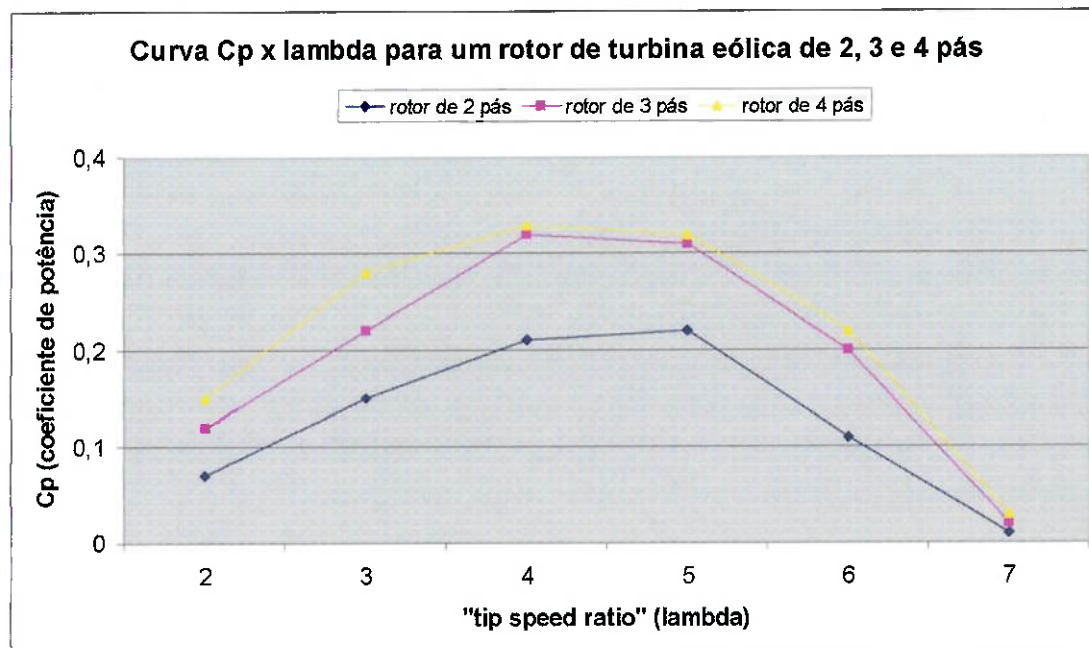


Figura 3.10: Gráfico comparativo dos resultados para rotores com diferentes números de pás

Abaixo encontram-se os resultados relativos à pressão e velocidade para os rotores de 2, 3 e 4 pás obtidos após simulação e convergência dos resultados (convergência caracterizada quando os resíduos atingiram $1E-03$).

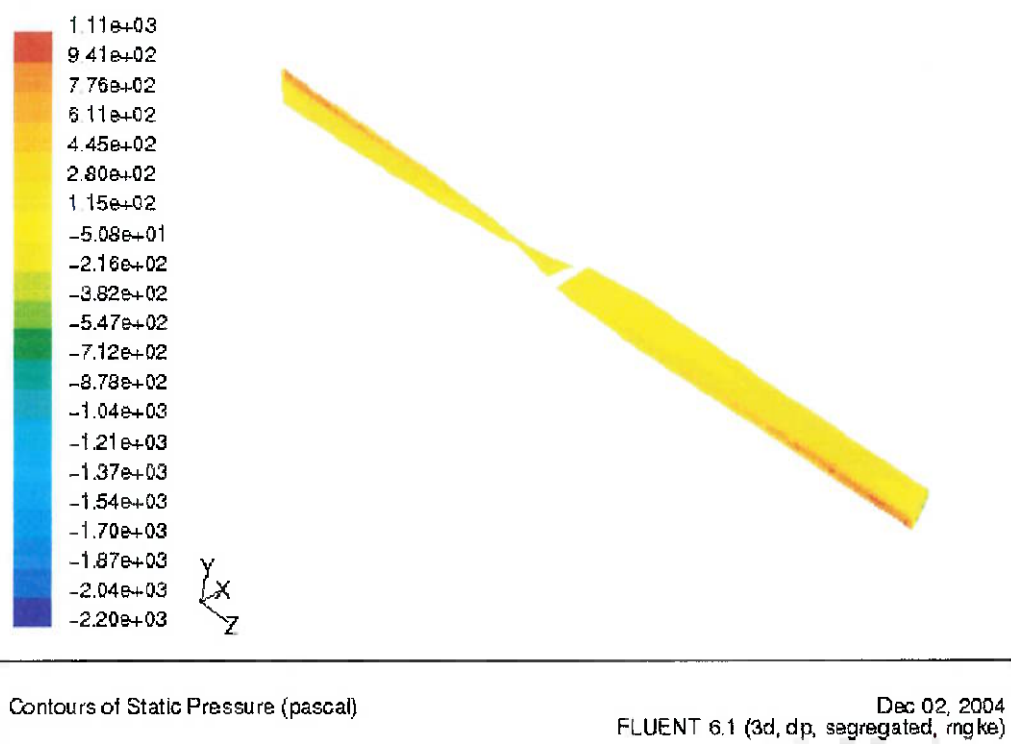


Figura 3.11: Contornos de pressão para rotor de 2 pás (intradorso)

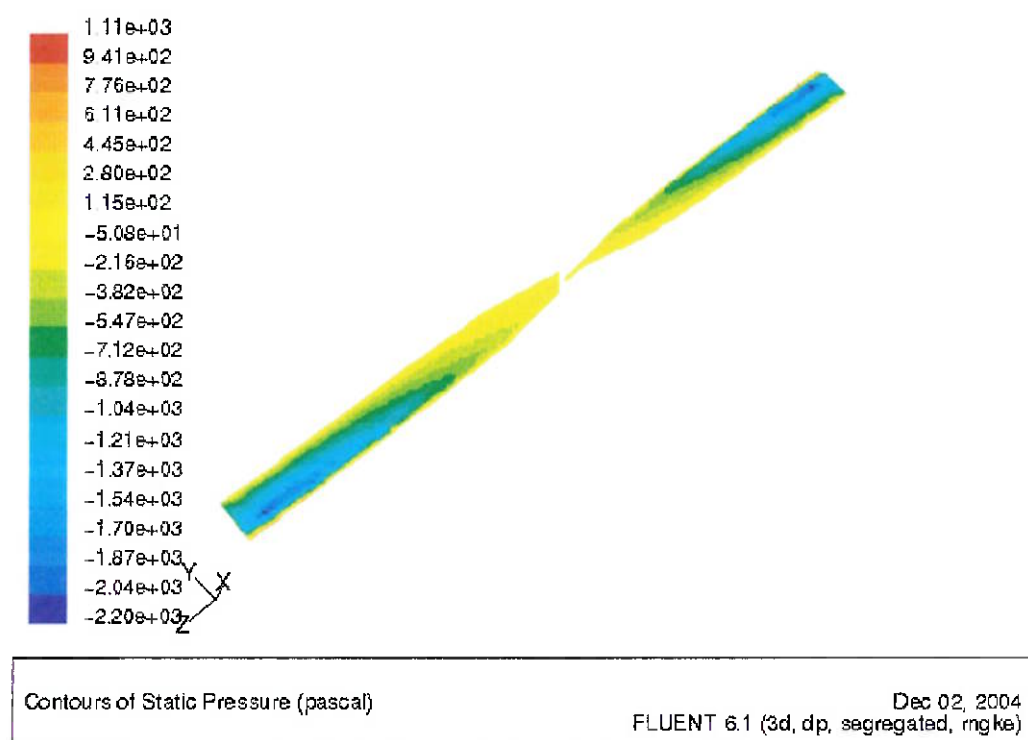
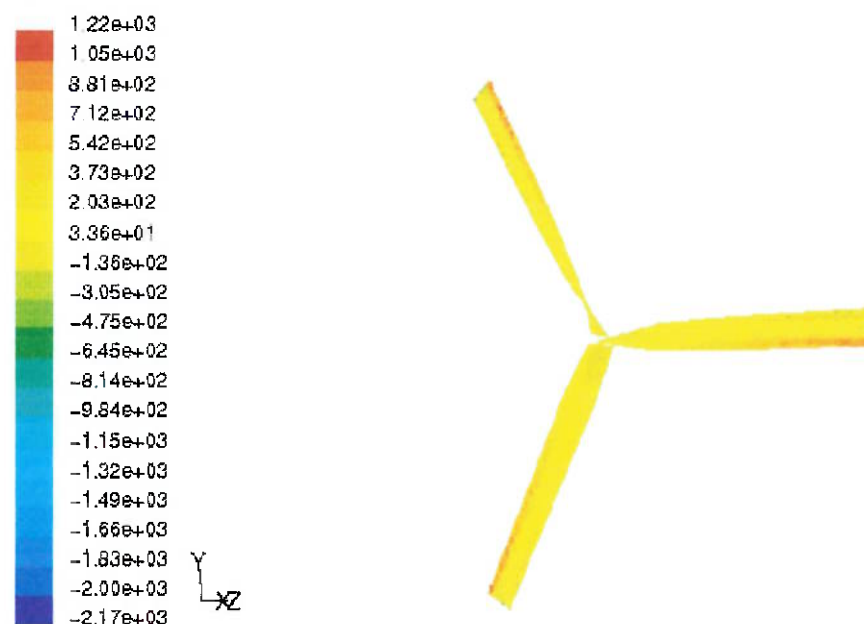


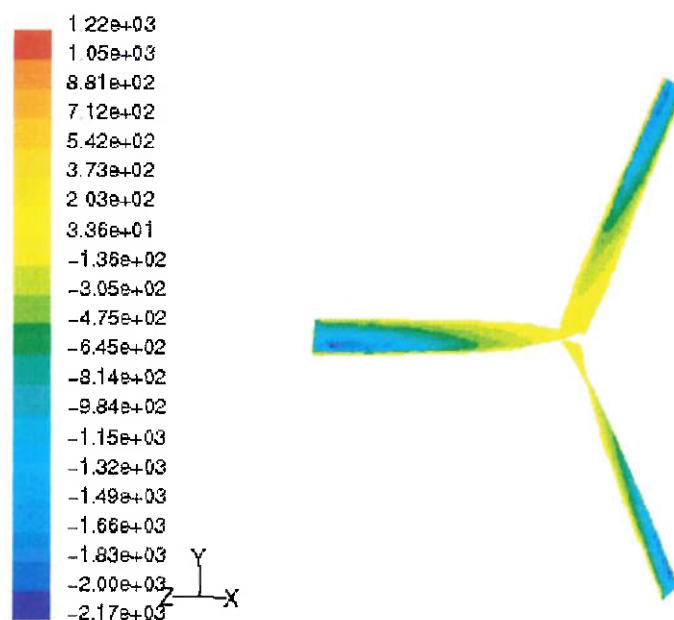
Figura 3.12: Contornos de pressão para rotor de 2 pás (extradorso)



Contours of Static Pressure (pascal)

Dec 02, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, mg ke)

Figura 3.13: Contornos de pressão para rotor de 3 pás (intradorso)



Contours of Static Pressure (pascal)

Dec 02, 2004
FLUENT 6.1 (3d, dp, segregated, mg ke)

Figura 3.14: Contornos de pressão para rotor de 3 pás (extradorso)

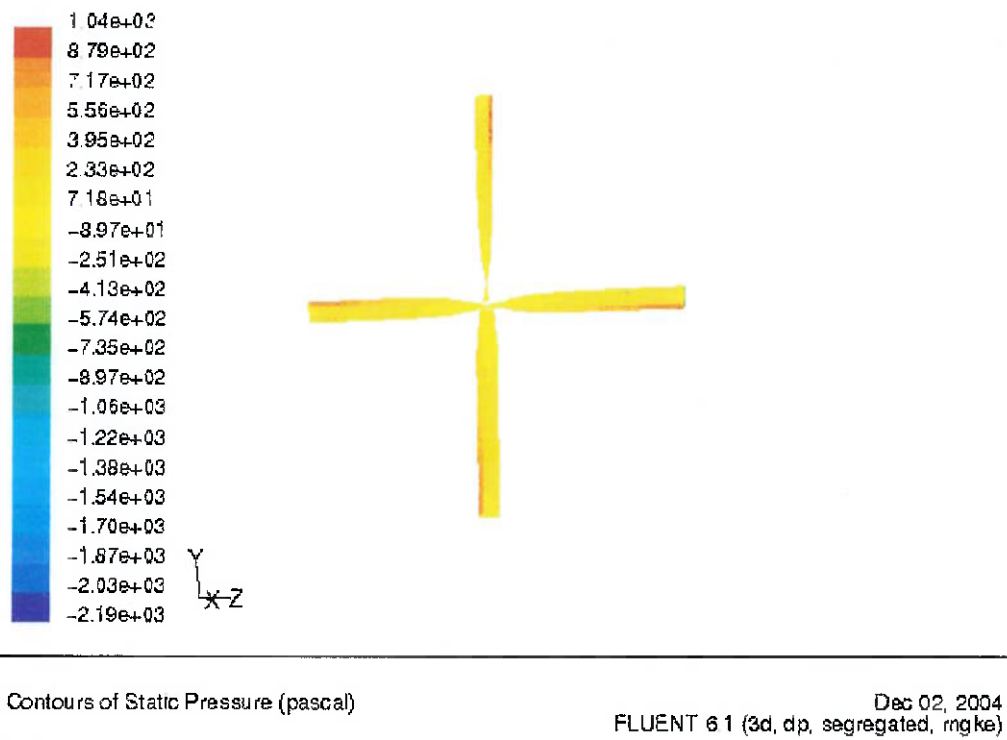


Figura 3.15: Contornos de pressão para rotor de 4 pás (intradorso)

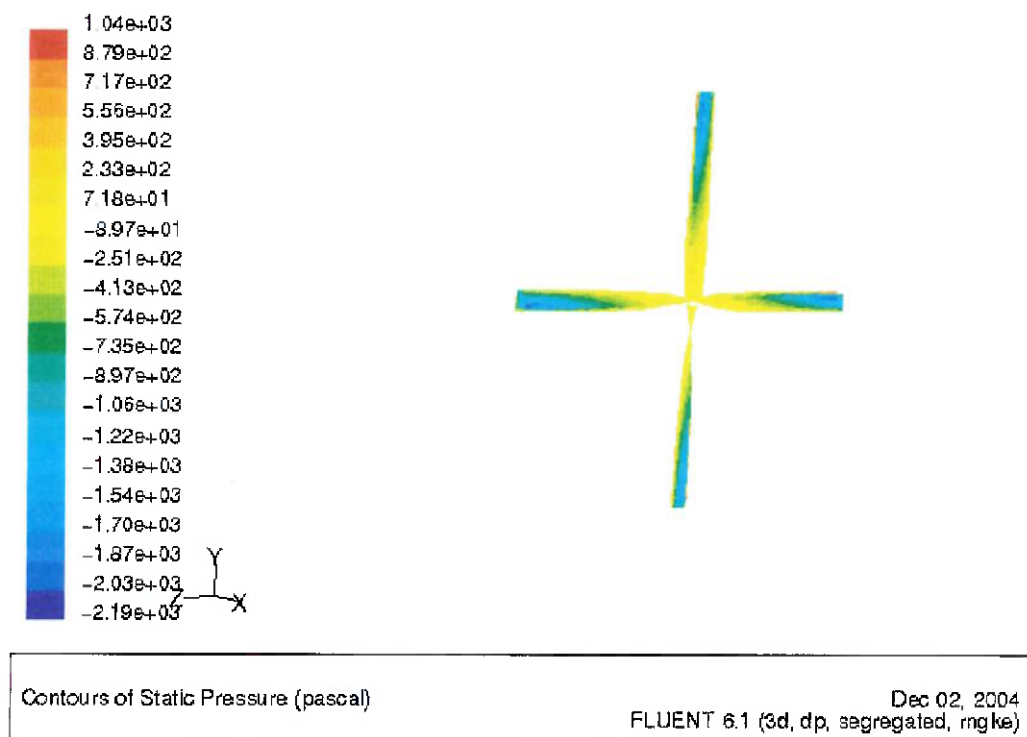


Figura 3.16: Contornos de pressão para rotor de 4 pás (extradorso)

Através da análise dos dados apresentados para esta primeira bateria de simulações, fica evidente que as turbinas avaliadas possuem ponto ótimo de operação para um “tip speed ratio” entre 4 e 5, no entanto existe uma grande diferença no coeficiente de potência quando comparamos os rotores de 2 e 3 pás por exemplo. Já comparando os rotores de 3 e 4 pás, não é verificada uma diferença significativa no coeficiente de potência. Portanto para a primeira conclusão acerca da otimização, pode-se concluir que rotores de 3 pás são melhores (já que não se justifica um custo adicional com uma pá para um ganho tão pequeno de potência) e portanto a partir deste estágio, o estudo prossegue apenas com rotores de 3 pás. Cabe à continuação do trabalho a obtenção dos demais parâmetros ótimos para a turbina.

Fixado que os rotores terão 3 pás, cabe à próxima etapa do estudo a verificação do efeito do perfil utilizado nos rotores testados. Nesta etapa, serão levantados os resultados através das simulações numéricas para rotores de 3 pás com perfil SG6041 e SG6043 e comparados para a conclusão sobre o perfil ótimo a ser utilizado na turbina eólica.

A seguir são apresentadas as tabelas com os resultados obtidos para o estudo do efeito do perfil.

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	2.695.461	0,12
25,36	3	1.471.200	0,22
19,02	4	936.107	0,32
15,22	5	455.690	0,31
12,68	6	168.195	0,20
10,87	7	11.510	0,02

Tabela 3.4: Resultados para rotor com perfil SG6041

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	3.389.784	0,14
25,36	3	2.034.297	0,30
19,02	4	1.262.564	0,44
15,22	5	621.151	0,42
12,68	6	297.950	0,35
10,87	7	88.534	0,16

Tabela 3.5: Resultados para rotor com perfil SG6043

Abaixo é mostrado o gráfico referente à segunda bateria de simulações, analisando o efeito do perfil usado nas pás do rotor, onde é possível a comparação de resultados referentes aos dois perfis testados, além dos contornos de pressão no intradorso e extradorso das pás dos rotores.

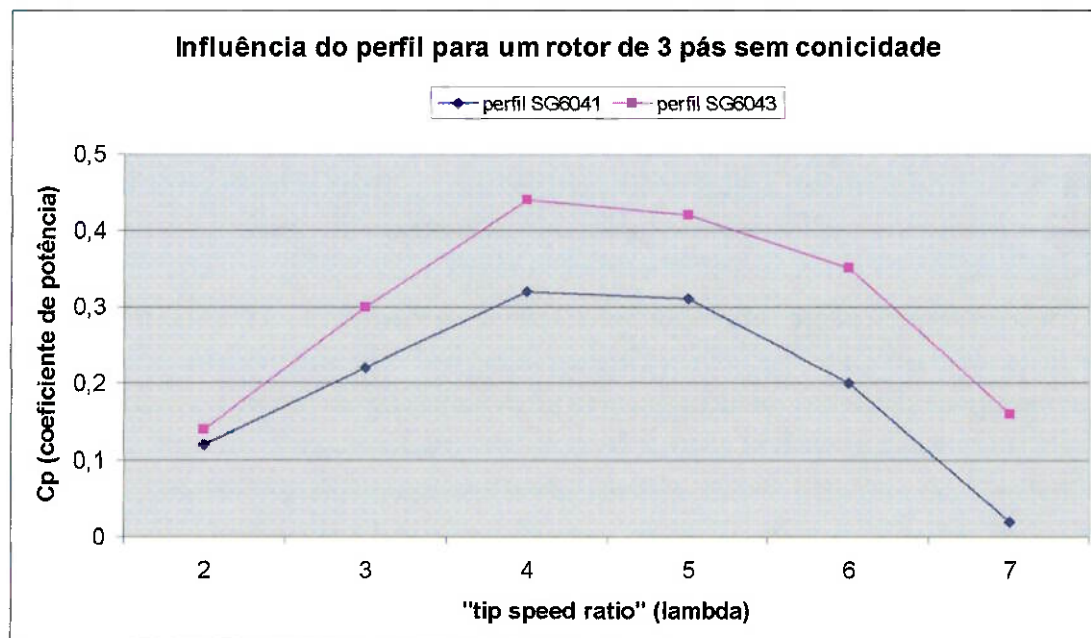


Figura 3.17: Gráfico comparativo dos resultados para diferentes perfis

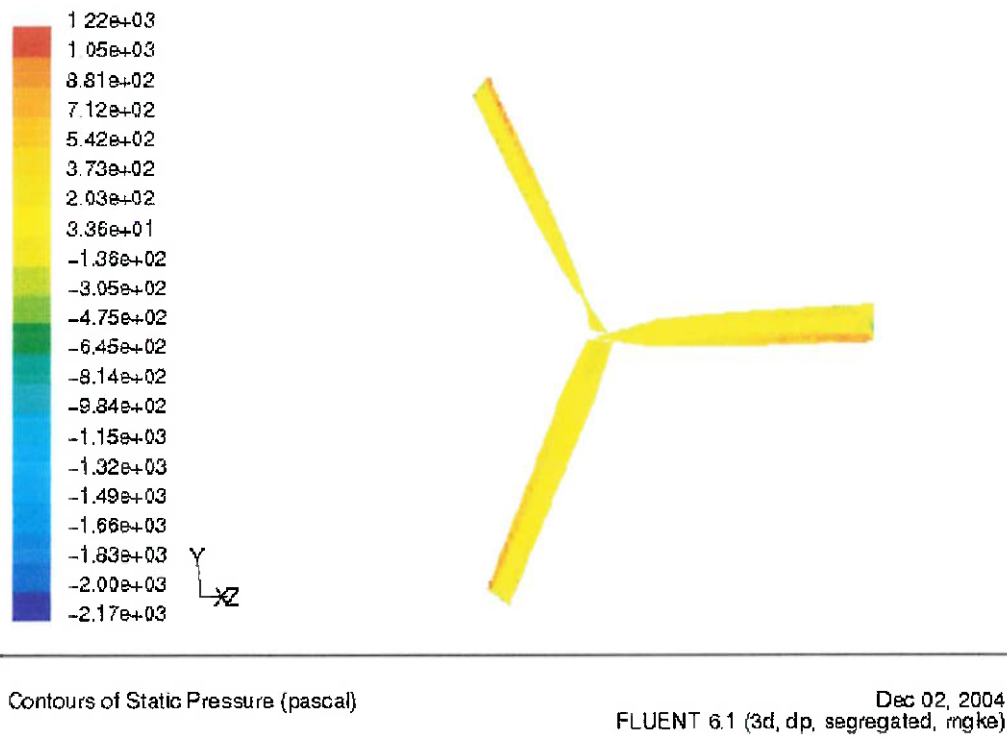


Figura 3.19: Contornos de pressão para rotor de perfil SG6041 (intradorso)

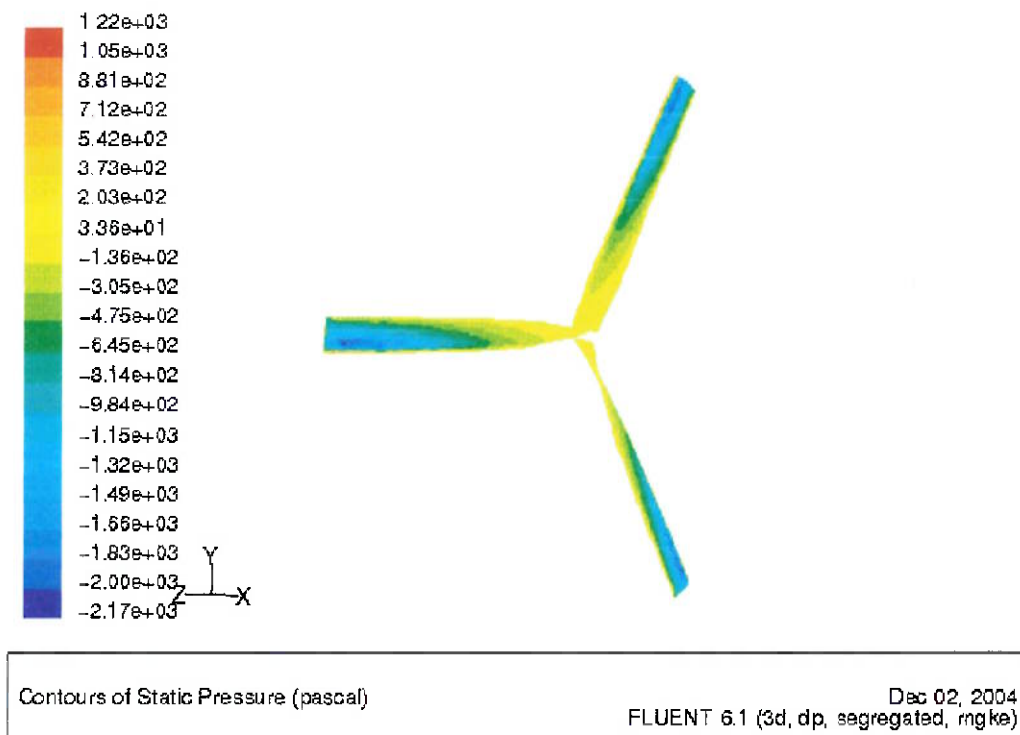


Figura 3.19: Contornos de pressão para rotor de perfil SG6041 (extradorso)

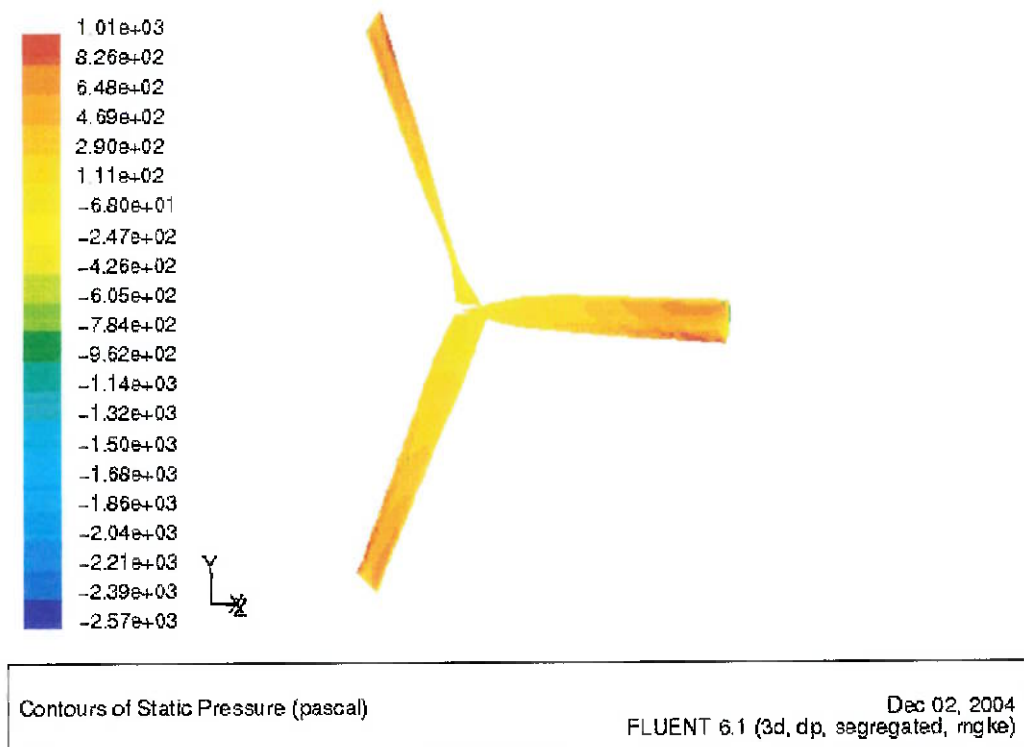


Figura 3.20: Contornos de pressão para rotor de perfil SG6043 (intradorso)

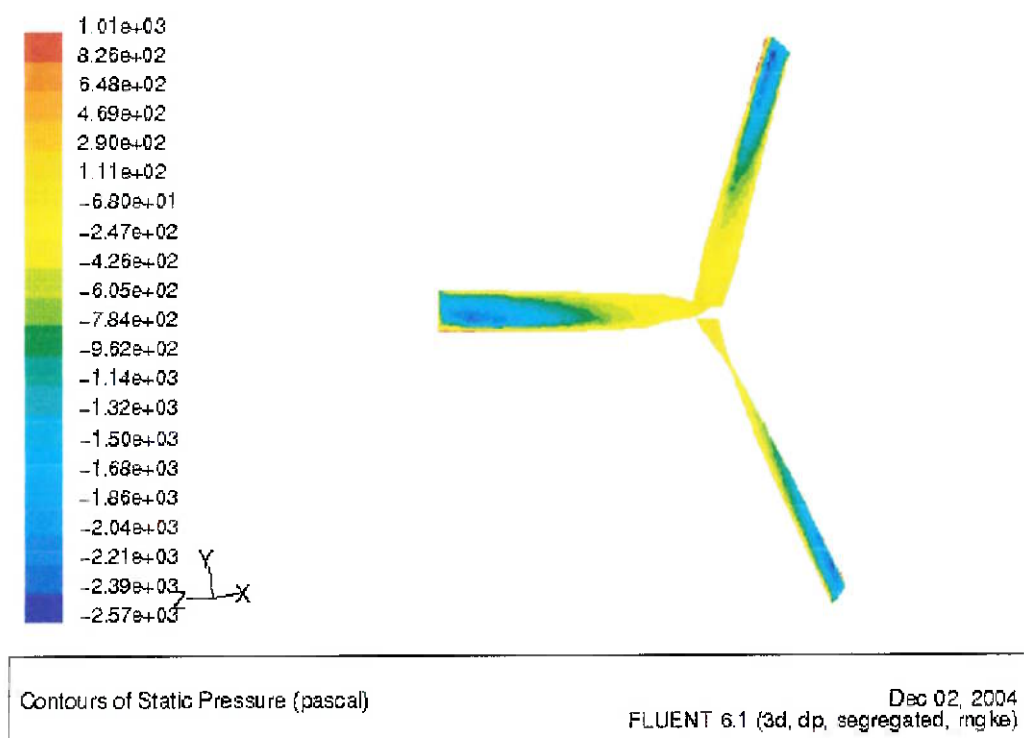


Figura 3.21: Contornos de pressão para rotor de perfil SG6043 (extradorso)

Através da observação dos resultados desta etapa percebe-se uma significativa melhora de desempenho ao se optar pelo perfil SG6043 em detrimento do perfil SG6041, para um mesmo “tip speed ratio”. Portanto revelou ser o perfil SG6043, um perfil ótimo em relação ao SG6041. Foi observado um rendimento superior de até 37% do melhor perfil em relação ao perfil inferior para o ponto de máximo rendimento de ambos. O melhor perfil obteve um coeficiente de potência superior a 40% enquanto que o perfil inferior ficou na faixa dos 30%, para “tip speed ratio” entre 4 e 5 (da condição operacional). Esta fase do processo de otimização revelou ser de grande importância para o processo a escolha do perfil mais adequado. Vale lembrar que ainda podem existir combinações com rendimentos melhores, já que os resultados mais favoráveis estão em torno de 45% e de que o limite de Lanchester-Betz é de 59,3%.

Terminada a segunda bateria de teste já vai sendo sabida a melhor configuração que até agora é de rotor de 3 pás equipadas com pás de perfil SG6043 com 5° de ângulo de ataque. Nesta terceira fase de testes foram avaliados os efeitos da conicidade (positiva e negativa) para este rotor, mantendo-se os demais parâmetros constantes (comprimento das pás, perfil, diâmetro do rotor, etc.). Neste ponto é importante definir a convenção aqui adotada para ângulo de cone positivo e negativo. É considerado ângulo de cone positivo aquele causado pelo enflechamento das pás do rotor no sentido do vento (sentido em que o vento incidente gira a turbina e gera potência) e de negativo aquele enflechamento no sentido oposto.

A seguir são apresentados os resultados obtidos pelas simulações numéricas para rotores de 3 pás equipadas com perfis SG6043 com testes para valores de conicidade de -5°, 0° e +5°. Abaixo encontram-se as tabelas com os resultados obtidos.

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	3.261.294	0,14
25,36	3	1.939.132	0,28
19,02	4	1.134.083	0,39
15,22	5	678.930	0,45
12,68	6	363.580	0,42
10,87	7	156.757	0,29

Tabela 3.6: Resultados para um rotor com -5° de conicidade

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	3.389.784	0,14
25,36	3	2.034.297	0,30
19,02	4	1.262.564	0,44
15,22	5	621.151	0,42
12,68	6	297.950	0,35
10,87	7	88.534	0,16

Tabela 3.7: Resultados para um rotor com 0° de conicidade

$U_0(m/s)$	λ	$T(N.m)$	C_p
38,05	2	3.467.814	0,15
25,36	3	2.075.355	0,30
19,02	4	1.228.711	0,42
15,22	5	718.261	0,48
12,68	6	358.379	0,42
10,87	7	123.885	0,23

Tabela 3.8: Resultados para um rotor com 5° de conicidade

Abaixo é possível observar estes resultados de forma gráfica, além dos contornos de pressão para os rotores de diferentes conicidades.

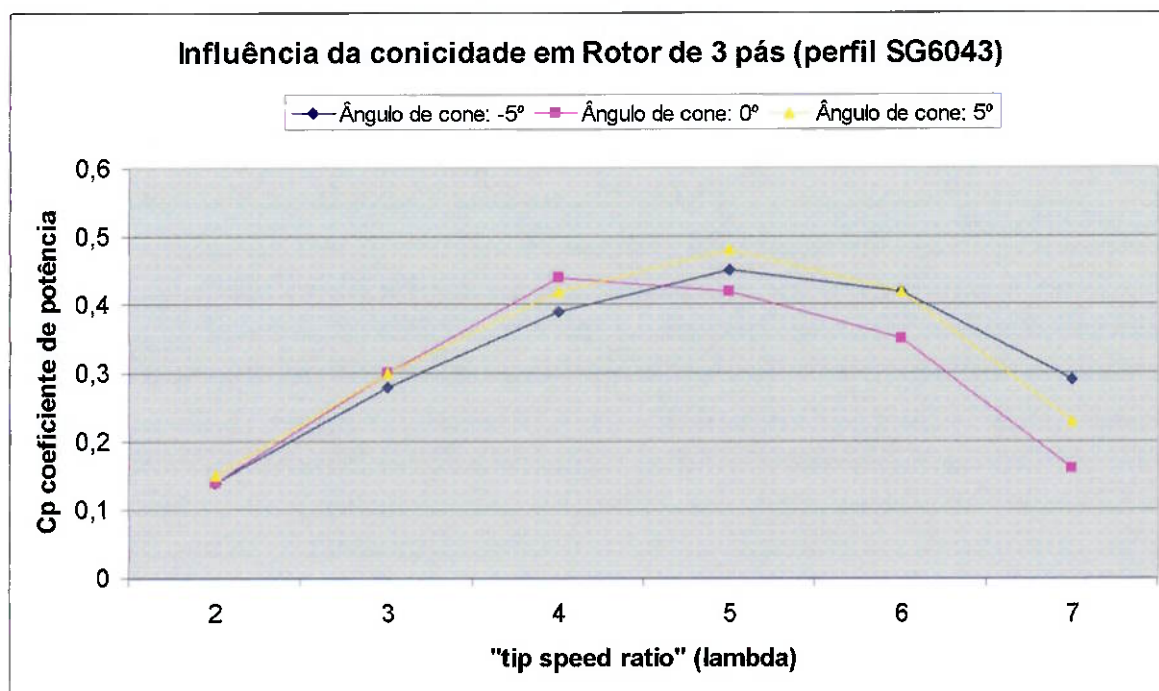


Figura 3.22: Gráfico comparativo dos resultados para diferentes conicidades

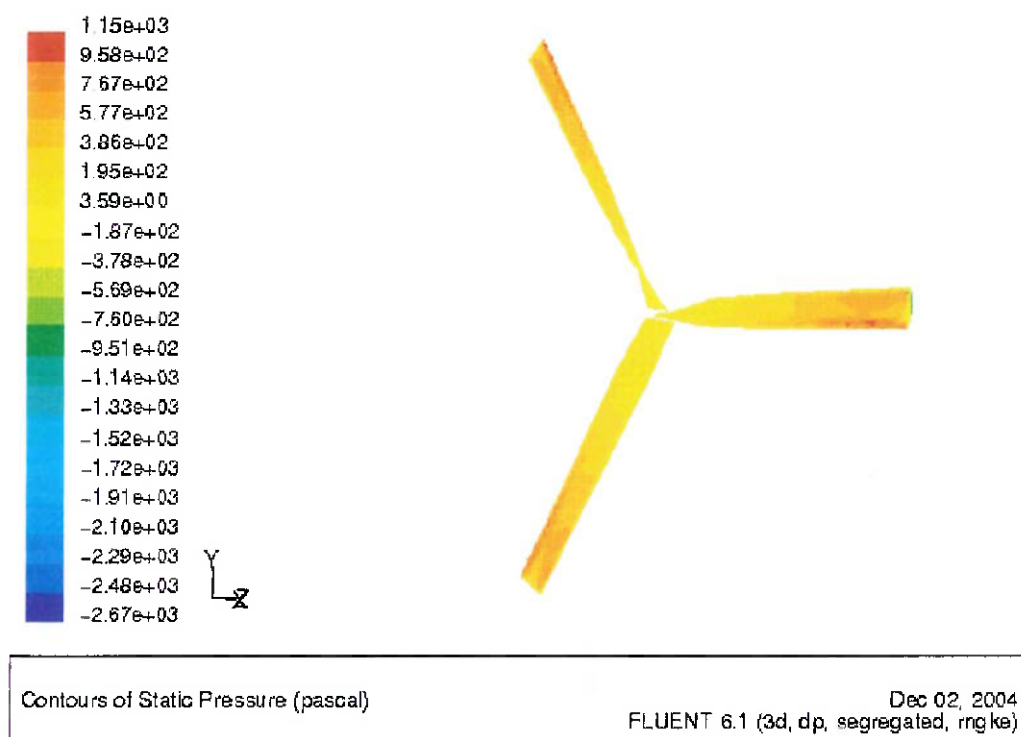


Figura 3.23: Contornos de pressão para rotor de conicidade -5° (intradorso)

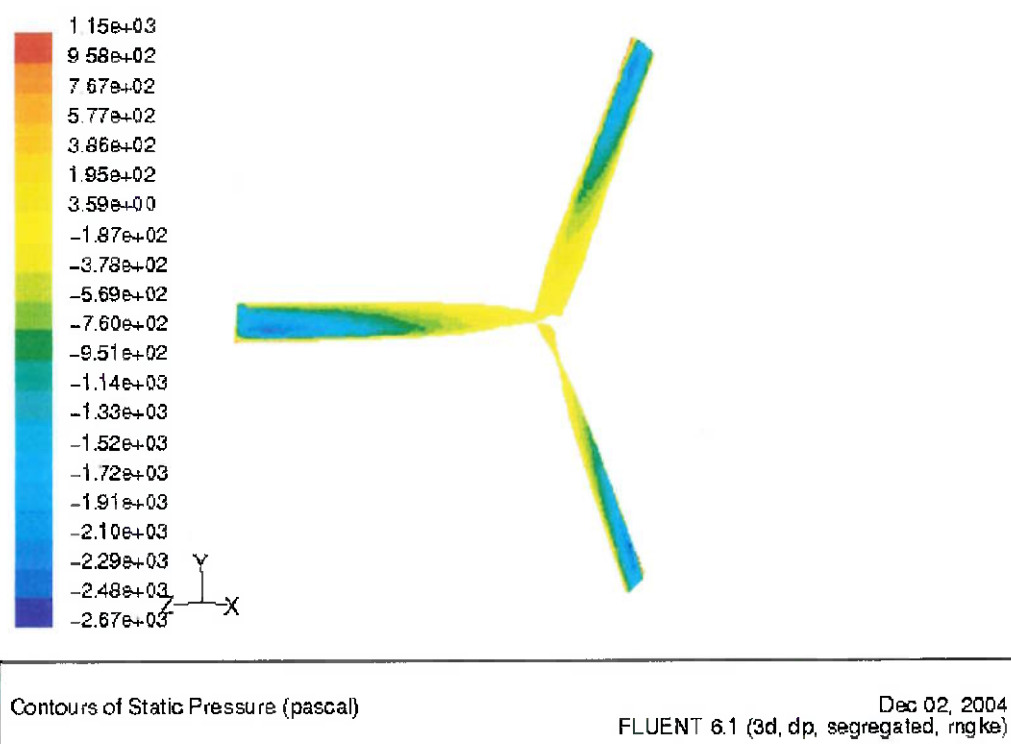


Figura 3.24: Contornos de pressão para rotor de conicidade -5° (extradorso)

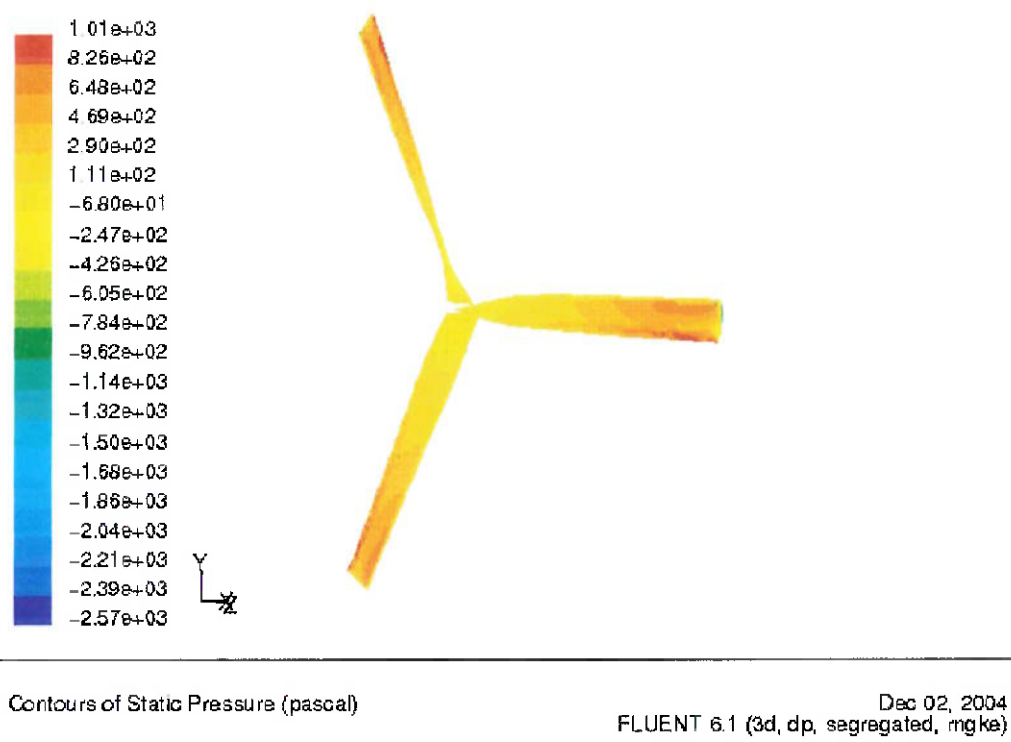


Figura 3.25: Contornos de pressão para rotor de conicidade 0° (intradorso)

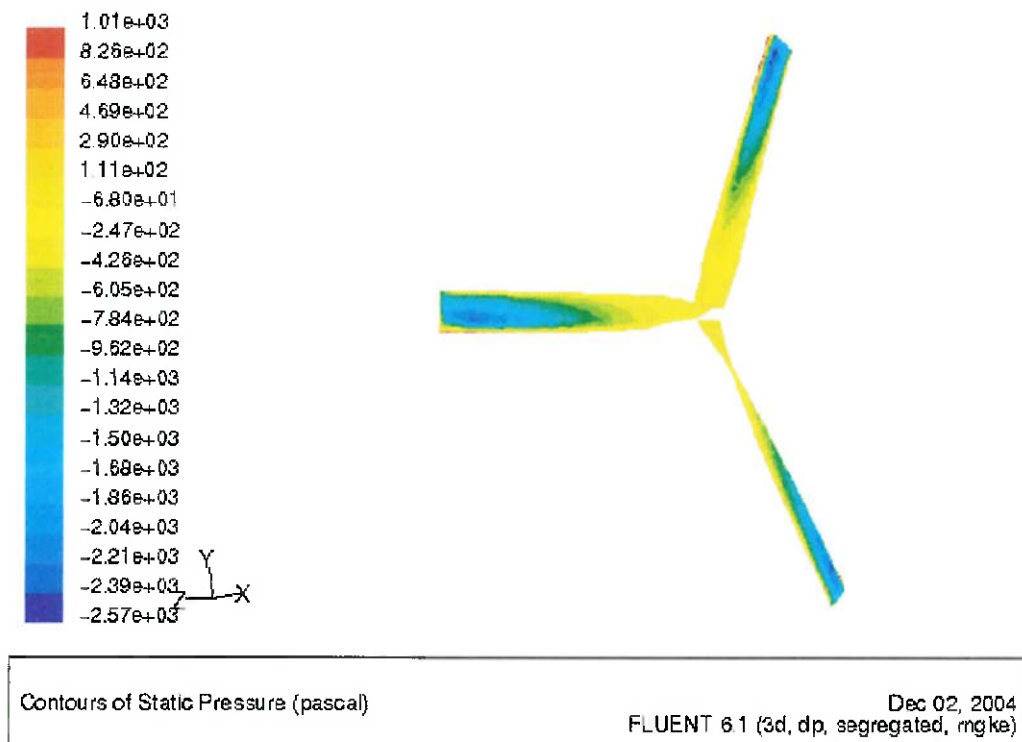


Figura 3.26: Contornos de pressão para rotor de conicidade 0° (extradorso)

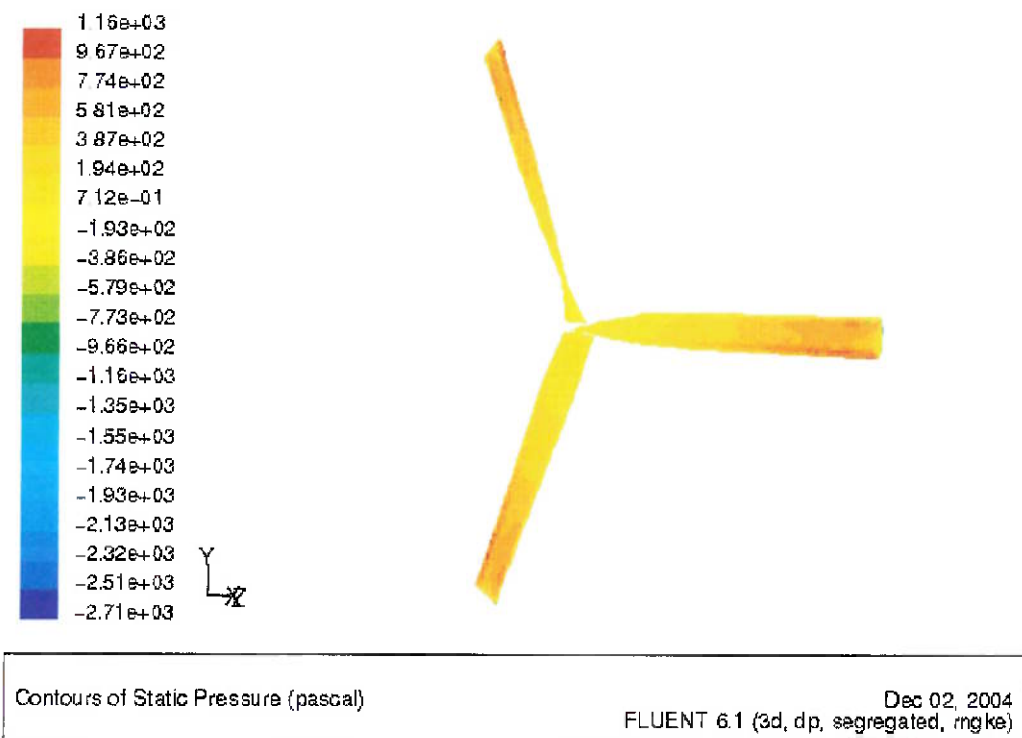


Figura 3.27: Contornos de pressão para rotor de conicidade 5° (intradorso)

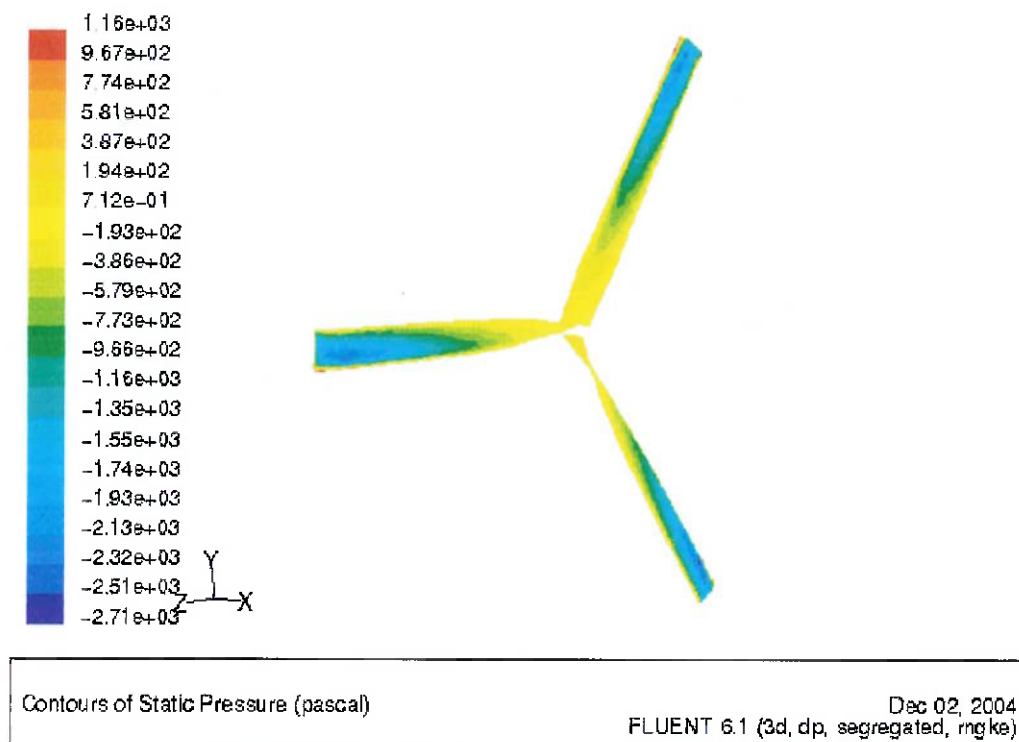


Figura 3.28: Contornos de pressão para rotor de conicidade 5° (extradorso)

A partir dos resultados obtidos para a influência da conicidade, percebe-se que esta tem pouca influência no rendimento das configurações testadas, porém como buscamos a combinação otimizada, a escolha fica para o rotor com conicidade de 5°, já que seu desempenho é ligeiramente superior aos demais testados, para um “tip speed ratio” em torno de 5.

Abaixo são apresentados os contornos de pressão em detalhe para um rotor de 3 pás, evidenciando detalhes de sua geometria. Na figura abaixo é possível observar, por exemplo, a torção dos elementos de pá de forma a manter o ângulo de ataque constante.

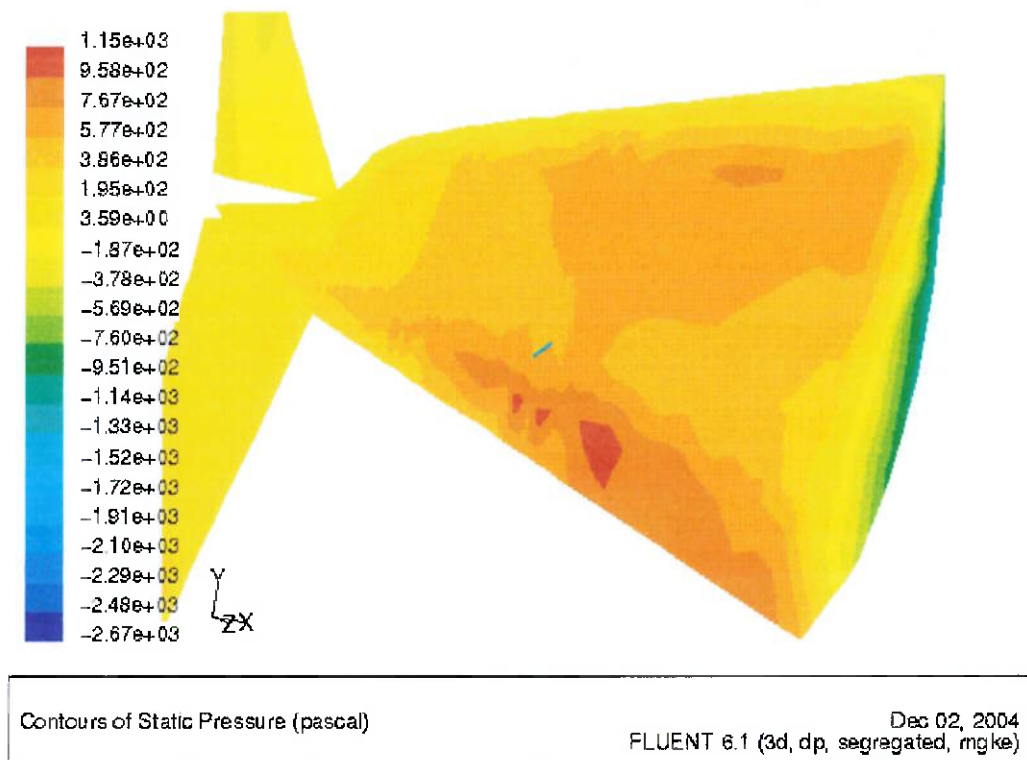


Figura 3.29: Detalhes dos contornos de pressão para rotor de 3 pás

A seguir são apresentados os vetores de velocidade na entrada e na saída do escoamento (velocity inlet e outflow respectivamente), onde é possível notar o efeito turbilhão (swirl) causado no escoamento devido a presença da turbina girante. Os vetores encontram-se projetados no plano de entrada e saída.

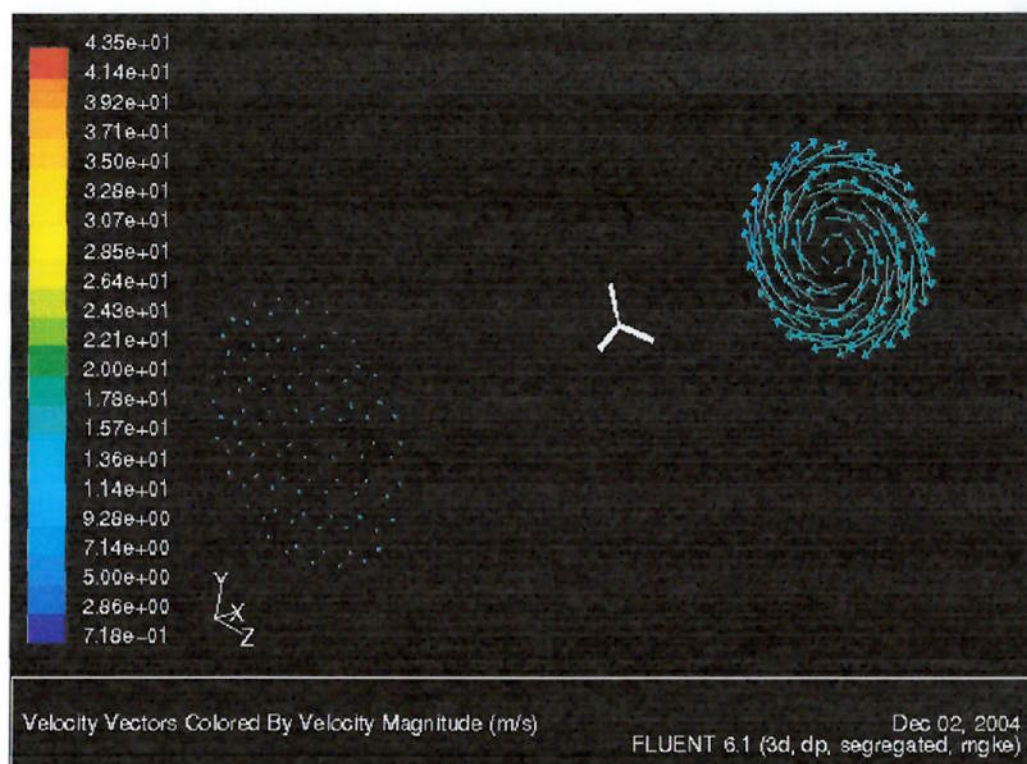


Figura 3.30: Vetores velocidade projetados em plano antes e após a turbina (efeito turbilhão)

3.1.3 Sobre a configuração do programa utilizado

As informações necessárias para as simulações realizadas no Fluent encontram-se descritas abaixo:

- Fluent 3D.
- Formulação de velocidade absoluta.
- Método upwind.
- Moving Reference Frame (movimento rotacional do rotor da turbina).
- Algoritmo SIMPLE.
- Coeficientes de subrelaxação originais.
- Modelo de turbulência utilizado $k - \varepsilon$ RNG.