

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO TORQUE ESTÁTICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE CINCO PÁS VIA
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO

por

Beatriz Passerino Gluz

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DO TORQUE ESTÁTICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE CINCO PÁS VIA
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO

por

Beatriz Passerino Gluz

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Adriane Prisco Petry

Comissão de Avaliação:

Prof. Francis H. Ramos França

Prof. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 16 de Novembro de 2015.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em especial aos meus pais, *Liliana Maria e João Carlos*, e minha irmã, *Micaela*, por todo suporte e apoio durante esses anos de graduação.

À *Profª Dra. Adriane Prisco Petry*, pela excelente orientação, pelos ensinamentos recebidos, pela dedicação e oportunidades que me proporcionou.

Ao *Eng. Saulo Garré* pela ajuda e tempo dispendido em meu auxílio, e demais colegas e engenheiros do LMF/UFRGS, pelos conselhos e auxílio com o desenvolvimento do trabalho.

Por fim, agradeço também a meus amigos pela amizade e compreensão durante toda a graduação, e em especial, a *Gustavo S. John* pelo apoio incondicional nesta etapa importante.

Gluz, B. P. **Avaliação do Torque Estático de uma Turbina Eólica de Cinco Pás Via Simulação Numérica do Escoamento**. 2015. 24p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

Este trabalho avalia o torque estático de uma turbina eólica de eixo horizontal de cinco pás através de simulação numérica e analisa a qualidade dos resultados obtidos, considerando a metodologia numérica adotada, a partir de comparações com resultados experimentais. Esta análise é realizada utilizando os *softwares* SolidWorks para o desenho dos componentes do problema, Icem CFD para a discretização do domínio e Fluent para a resolução numérica das equações governantes, as equações da continuidade e de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS). O modelo de turbulência empregado é $k-\omega$ SST. A qualidade da malha é determinada através de um estudo de refinamento de malha, utilizando os critérios GCI e y^+ . A malha escolhida é simulada quatro vezes, em regime permanente. Os parâmetros do primeiro caso são selecionados de forma a reproduzir as condições do experimento. Os resultados do torque estático do primeiro caso são comparados aos dados experimentais, apresentando uma diferença percentual de 10,6%, e os campos de pressão e velocidades encontrados se mostram consistentes com o fenômeno. Estabelecido esses resultados, os próximos três casos são simulados, variando-se a intensidade de turbulência. O torque estático de cada caso é obtido, os valores crescem conforme aumenta-se o nível de turbulência. Os resultados indicam uma melhora no desempenho da turbina.

PALAVRAS-CHAVE: Turbina eólica de eixo horizontal, Torque estático, Desempenho, Dinâmica de fluidos computacional.

Gluz, B. P. **Evaluation of the Static Torque of a Wind Turbine with Five Blades Via Numerical Simulation of Flow**. 2015. 24p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015

ABSTRACT

In this work is assessed the static torque of a horizontal axis wind turbine with five blades through numerical simulation, and the quality of the results is analysed, considering the adopted numerical methodology, based on comparisons with experimental results. This analysis is performed using the softwares SolidWorks for the design of the problem components, Icem CFD for the discretization of the domain and Fluent for the numerical solution of the governing equations, the equations of continuity and of Navier-Stokes averaging Reynolds (RANS). The employed turbulence model is $k-\omega$ SST. The quality of the mesh is determined by a study of mesh refinement using y^+ and GCI criteria. The chosen mesh is simulated four times, in steady state. The parameters of the first case are selected so as to reproduce the experimental conditions. The results of the static torque of the first case are compared to the experimental data, with a percentage difference of 10.6%, and the pressure and the velocity fields found are shown to be consistent with the phenomenon. Established these results, the following three cases are simulated, varying the intensity of turbulence. The static torque of each case is obtained, and the values grow as the turbulence level increases. The results indicate an improvement in the performance of the turbine.

KEYWORDS: Horizontal axis wind turbine, Static torque, Performance, Computational fluid dynamics.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
4. FUNDAMENTAÇÃO.....	2
4.1. Energia Eólica.....	2
4.2. Turbinas Eólicas.....	2
4.3. Potência e Torque.....	3
4.4. Aerodinâmica de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal.....	4
5. METODOLOGIA.....	5
5.1. Descrição do Problema.....	5
5.3. Modelagem Matemática.....	8
5.4. Modelo de Turbulência.....	9
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	9
6.1. Simulação e Experimento.....	9
6.2. Qualidade de Malha.....	9
6.3. Comparação com Experimento.....	10
6.4. Resultados Variando a Intensidade de Turbulência.....	12
7. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
ANEXO A.....	16
ANEXO B.....	17

1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos últimos anos, com o aquecimento global e o aumento na conscientização ambiental, a energia eólica tem ganhado destaque no cenário energético mundial, dentre as fontes de energia limpas e renováveis existentes. Por promover baixo impacto ambiental e possibilitar a extração de energia em quase qualquer região do planeta, a utilização de energia eólica se tornou uma das principais práticas sustentáveis na geração de energia elétrica.

Tendo em vista esta tendência, o presente trabalho dá continuidade ao trabalho de Garré, 2015, pertencente a um projeto CNPQ, o qual foi inicialmente idealizado por Verдум, 2013. O projeto consiste na concepção, construção e estudo de uma unidade de microgeração de energia eólica para aplicações urbanas.

A microgeração de energia, que é a produção de energia em pequena escala, com dispositivos de pequeno porte, para consumo próprio por indivíduos ou comunidades, se tornou uma alternativa para o aproveitamento da disponibilidade de energia eólica, particularmente em áreas urbanas. Algumas das outras vantagens da microgeração incluem: redução de perdas por transmissão (pois a geração ocorre próximo ao local de consumo), maior independência da rede elétrica, possibilidade de instalação em localidades remotas e não atendidas pela rede (além das áreas urbanas), entre outras.

Conhecer o desempenho das turbinas é fundamental para o sucesso dos sistemas implantados, contudo o levantamento da curva de potência em campos de teste tem diversos desafios, como a variação da velocidade e direção do vento, além do custo elevado. Particularmente durante o desenvolvimento do projeto, em que diferentes configurações são propostas. A previsão do desempenho em condições reais de instalação, próximo ao consumo, como em meios urbanos e terrenos complexos, consiste em novo desafio. O uso da dinâmica dos fluidos computacional pode contribuir tanto para etapa de projeto das máquinas como para a previsão de produção de energia em instalações reais.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho visa a alcançar os seguintes objetivos:

- Simular o experimento conduzido por Garré, 2015, comparar os dados obtidos numericamente com os experimentais e analisar a qualidade dos resultados obtidos com a metodologia numérica adotada, como ferramenta para avaliar o desempenho de pequenas turbinas eólicas.
- Realizar simulações utilizando a mesma geometria com parâmetros diferentes de intensidade de turbulência do escoamento e analisar o efeito no desempenho da turbina.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na Dinâmica de fluidos computacional (“CFD – Computational Fluids Dynamics”), muita pesquisa tem sido direcionada para melhorar a exatidão e aplicação das ferramentas numéricas disponíveis [Miller *et al*, 2013]. Na área de energia eólica, a aplicação de simulações numéricas é muito utilizada para estudar fenômenos aerodinâmicos e seus efeitos no comportamento e no desempenho de turbinas eólicas, devido à possibilidade de analisar em detalhe o comportamento do escoamento do fluido através do rotor [Hau, 2013]. A análise numérica se tornou um fator importante no projeto de um aerogerador, principalmente quando os custos de testes experimentais se tornam proibitivos.

A comparação entre métodos experimentais e numéricos, com o objetivo de validar a metodologia numérica ou complementar dados obtidos experimentalmente, é algo visto em diversos trabalhos sobre desempenho de turbinas eólicas. Dobрева, 2011, realizou um estudo comparativo do desempenho de uma turbina de eixo vertical entre simulações numéricas em 2D e em 3D com dados obtidos experimentalmente, e encontrou que a simulação em 2D apresentava valores mais altos de potência que os dados experimentais, e a simulação da turbina em 3D apresentava valores subdimensionados de potência e torque. Os resultados subdimensionados de potência e torque em simulações em 3D, utilizando o modelo $k-\omega$ SST, também foram verificados no trabalho de Luz, 2012. Outra pesquisa comparou dois modelos de turbulência, $k-\epsilon$ e $k-\omega$ SST com dados de uma turbina real para avaliar o que melhor modela os fenômenos aerodinâmicos, que resultou ser $k-\omega$ SST [Ameur e Peter, 2011]. O uso de simulação numérica e dados experimentais também é visto em problemas envolvendo esteiras aerodinâmicas, como o estudo realizado por Fleck, 2012, e em projetos de otimização de pás, combinando análise elementos finitos e CFD [Maheri *et al*, 2006].

O uso de métodos computacionais para estimar o desempenho de turbinas eólicas não é algo novo. Contudo, devido às dificuldades de conseguir dados a partir de experimentos com turbinas reais e de trabalhar com modelos em escala, existem desafios em analisar o desempenho de alguns tipos novos de turbinas, que fujam das formas convencionais.

4. FUNDAMENTAÇÃO

4.1. Energia Eólica

O início da utilização da energia eólica pelo homem remonta há aproximadamente 5500 anos atrás, com o advento da navegação à vela no Mediterrâneo. Estima-se que usos adicionais para a energia do vento tenham surgido há 2500 anos, com a origem dos moinhos [Sorensen, 1991].

Os moinhos foram os dispositivos precursores das turbinas eólicas atuais, pois possuem uma geometria semelhante a uma turbina eólica de eixo horizontal. Durante a idade média, os moinhos se tornaram parte essencial da estrutura de agricultura da época, sendo extremamente importantes na economia rural. Contudo, com a disseminação do uso de combustíveis fósseis e de eletricidade, moinhos passaram a ser substituídos por outros dispositivos, que contavam com fontes energéticas mais confiáveis [Burton, 2011].

A ideia de utilizar a energia do vento para produzir energia elétrica começou a ser explorada em torno do fim do século XIX, mas o interesse era pequeno, e se limitava ao armazenamento de energia por residências remotas que não pudessem usufruir da rede elétrica. Ao longo do século seguinte, no entanto, pesquisas e experimentos voltados para produção de energia elétrica através de aerogeradores voltaram a ganhar forças, e continuam desde então.

O primeiro dispositivo capaz de converter a energia do vento em energia elétrica, isto é, a primeira turbina eólica geradora de energia, foi construída por Charles Brush em 1888, e fornecia 12kW de potência, em corrente contínua. Outra máquina notável foi a turbina eólica de eixo horizontal de Smith-Putnam, com 1250 kW de potência, construída em 1941. A turbina possuía um rotor de 53m de diâmetro, e foi a maior turbina existente por pelo menos 4 décadas. [Burton, 2011; Sorensen, 2011]

4.2. Turbinas Eólicas

Atualmente, o aumento de interesse por outras fontes de energia favoreceu o desenvolvimento e a pesquisa de novos modelos de turbinas eólicas. No entanto, é possível agrupar as turbinas existentes em duas grandes categorias: turbinas de eixo vertical e turbinas de eixo horizontal.

- Turbinas Eólicas de Eixo Vertical: turbinas que possuem eixo perpendicular à direção do escoamento. Principais modelos de turbinas dessa categoria são as do tipo Savonius e as do tipo Darrieus. Em geral, possuem 2 ou 3 pás, e tem porte médio a pequeno.
- Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal: o eixo de rotação das pás é paralelo à direção do escoamento do vento. Existe uma grande variedade de modelos, mas os mais comuns são as turbinas de três pás, utilizadas em parques eólicos e de grande porte.

4.3. Potência e Torque

A potência disponível P_w contida em uma massa de ar escoando a uma velocidade V_1 através de uma área A é definida por (4.1) [Gasch e Twele, 2012]:

$$P_w = \frac{\rho}{2} A V_1^3 \quad (4.1)$$

Na qual ρ é a massa específica do ar. A extração desta energia por uma máquina implica a redução da velocidade do escoamento passando por ela, por consequência, a extração de toda energia disponível não é possível, pois levaria a um bloqueio da massa de ar pela turbina, impossibilitando a passagem do escoamento e a extração contínua de energia. Este problema foi formulado por Betz, que encontrou um valor para o limite máximo de potência que pode ser retirada de uma massa de ar, o qual ocorre quando a velocidade final do escoamento atinge 1/3 do valor da velocidade inicial. Esse resultado ficou conhecido como coeficiente de potência de Betz, e tem um valor aproximado de 59,3%. Esse coeficiente representa o limite físico da potência que pode ser extraída e o valor máximo que o coeficiente de potência de uma turbina pode assumir. A figura (4.1) apresenta uma turbina ideal com ar escoando por ela.

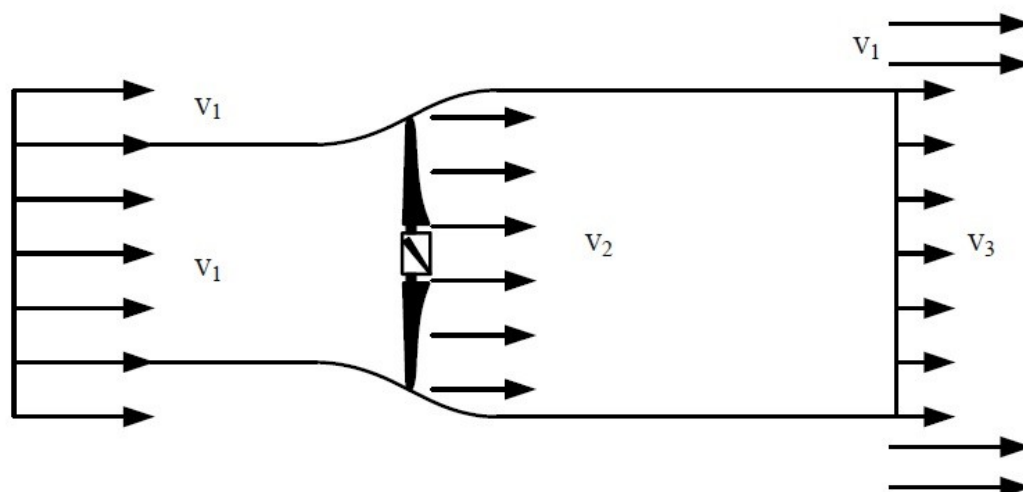


Figura 4.1: Velocidade do escoamento antes, durante e após passagem por uma turbina ideal. (Fonte: Gasch e Twele, 2012)

A equação (4.2) define o coeficiente de potência C_p , que é a razão entre a potência extraída e a disponível:

$$C_p = \frac{P_{ext}}{\frac{\rho}{2} V_1^3 A} \quad (4.2)$$

O torque da turbina também pode ser definido a partir de seu coeficiente C_Q , como pode ser visto na equação (4.3).

$$Q = C_Q \frac{\rho}{2} V_1^2 A \quad (4.3)$$

Uma vez que a potência é o torque pela rotação do rotor, a relação entre o coeficiente de potência e o coeficiente de torque da turbina pode ser descrito em função da razão da velocidade de ponta de pá (λ). As equações (4.4) e (4.5) definem, respectivamente, essas relações.

$$C_p = \lambda \cdot C_Q \quad (4.4)$$

$$\lambda = \frac{\Omega R}{V_1} \quad (4.5)$$

em que R é o raio do rotor e Ω é a velocidade angular deste.

4.4. Aerodinâmica de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal

As turbinas eólicas podem operar tanto através da força aerodinâmica de sustentação quanto a de arrasto, mas as turbinas de eixo horizontal utilizam a força de sustentação, isto é, a rotação das pás da turbina é ocasionada pela força de sustentação. A figura (4.2) apresenta as forças e velocidades atuantes em uma seção de uma pá.

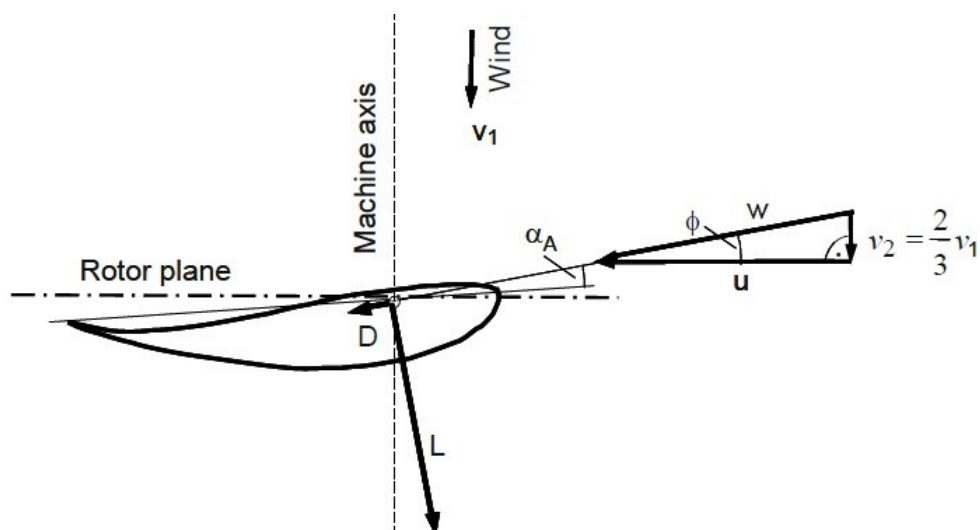


Figura 4.2: Triângulo de velocidades em um elemento de pá, e forças de sustentação e arrasto resultantes. (Fonte: Gasch e Twele, 2012)

As forças D e L representam, respectivamente, a força de arrasto e a força de sustentação que atuam nas pás. A força de sustentação dL presente em um elemento de pá está descrita na equação (4.6), e a força de arrasto dD , na equação (4.7).

$$dL = \frac{\rho}{2} w^2 c dr C_L(\alpha_A) \quad (4.6)$$

$$dD = \frac{\rho}{2} w^2 c dr C_D(\alpha_A) \quad (4.7)$$

em que [Gasch e Twele, 2012]:

- w é a velocidade resultante entre a velocidade tangencial do rotor e a velocidade do escoamento;
- c é o comprimento de corda do elemento de pá;
- α_A é o ângulo de ataque do perfil;
- C_L é o coeficiente de sustentação do elemento;
- C_D é o coeficiente de arrasto do elemento.

Estas forças podem ser decompostas direção tangencial e axial, considerando o plano de rotação da turbina. A componente tangencial dU é definida em (4.8), e a axial dT em (4.9):

$$dU = \frac{\rho}{2} w^2 c dr [c_L \sin(\varphi) - c_D \cos(\varphi)] \quad (4.8)$$

$$dT = \frac{\rho}{2} w^2 c dr [c_L \cos(\varphi) + c_D \sin(\varphi)] \quad (4.9)$$

Nas quais dr é a espessura do elemento de pá, e φ é o ângulo formado entre w e u , que é a velocidade tangencial do elemento de pá, como pode ser visto na figura(4.1). O ângulo φ também pode ser definido como (4.10):

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2}{3} \frac{R}{\lambda r}\right) \quad (4.10)$$

Com r sendo o raio do elemento estudado. A integração das equações (4.8) e (4.9) leva às forças atuantes nas pás, e permitem o cálculo do torque de um rotor com n pás (4.11):

$$Q = n \int r \cdot dU \quad (4.11)$$

5. METODOLOGIA

5.1. Descrição do Problema

A geometria da turbina utilizada para a discretização do problema se encontra na figura (5.1). A turbina foi construída por Garré, 2015, para experimento no túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, do LMF/UFRGS. Algumas de suas características são:

- Diâmetro do rotor: $D = 0,5$ m;
- Número de pás: $n = 5$;
- Diâmetro de hub: $D_H = 0,05$ m;
- Perfil das pás: NACA – 0012;
- Ângulo de ataque das pás: $\alpha_A = 10^\circ$;
- Velocidade nominal: $V_N = 10$ m/s;
- Razão de velocidade de ponta de pá de projeto: $\lambda = 3$

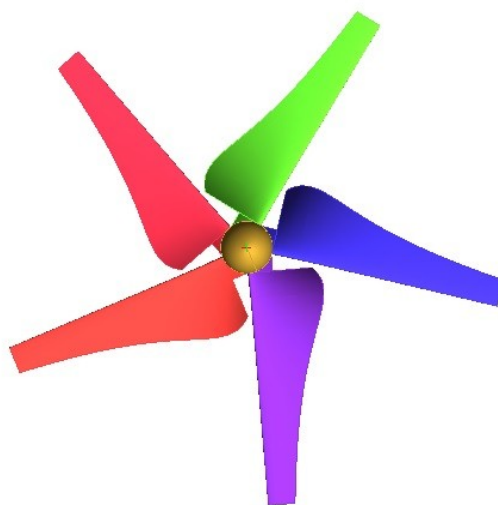


Figura 5.1: Geometria da turbina de cinco pás.

As pás são projetadas segundo a metodologia de Betz e a teoria do elemento de pá BEM (*Blade Element/ Momentum*), utilizando-se o perfil NACA-0012, representado na figura (5.2). O número de pás da turbina foi uma escolha de projeto que visa reduzir o valor da velocidade angular, consequentemente reduzindo o ruído aerodinâmico. O ângulo de torção das pás foi calculado para uma velocidade nominal de 10 m/s, e considerando um ângulo de ataque de 10° e um λ igual a 3.

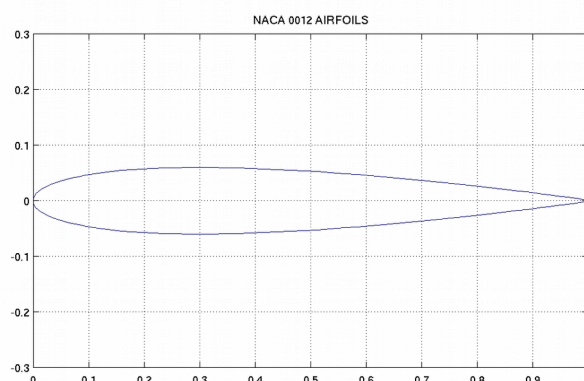


Figura 5.2: Perfil NACA-0012, utilizado no projeto das pás. (Fonte: Applied Aerodynamics Group – University of Illinois at Urbana-Champaign)

O domínio do problema baseou-se no túnel de vento existente nas instalações do Laboratório de Mecânica dos Fluidos, modelado como um paralelepípedo de seção quadrada de 1 m x 1 m, e comprimento total de 7 m. A turbina foi posicionada no centro da seção de passagem de ar, a 2 m da entrada, de acordo com o experimento realizado por Garré, 2015.

O desenho tridimensional das partes da turbina, o desenho do domínio, a montagem das partes da turbina e o posicionamento relativo ao domínio foram efetuados no *software* SolidWorks.

O domínio foi discretizado utilizando-se o *software* comercial ICFM CFD, da Ansys. Essa discretização resultou em uma malha híbrida, sendo composta por camadas de volumes do tipo prismas nas regiões próximas às paredes do corpo da turbina, e volumes tetraédricos não estruturados na porção restante do domínio. Três malhas foram geradas a partir da mesma geometria, cada uma com quantidades diferentes de volumes elementares, e refinamentos variados. As malhas foram denominadas como MG (Malha Grossa) para a malha com menor número de elementos, MF (Malha Fina) para a malha com maior número de elementos e MM (Malha Média) para a última malha. Após a análise de qualidade, duas malhas foram descartadas, e apenas MF foi utilizada nas simulações subsequentes. A malha escolhida para as simulações possui 12 camadas prismáticas nas regiões das pás e do hub, e volumes com um tamanho máximo de 40mm nas paredes do domínio e 3mm nas pás. A figura (5.3) apresenta em detalhes a malha do problema.

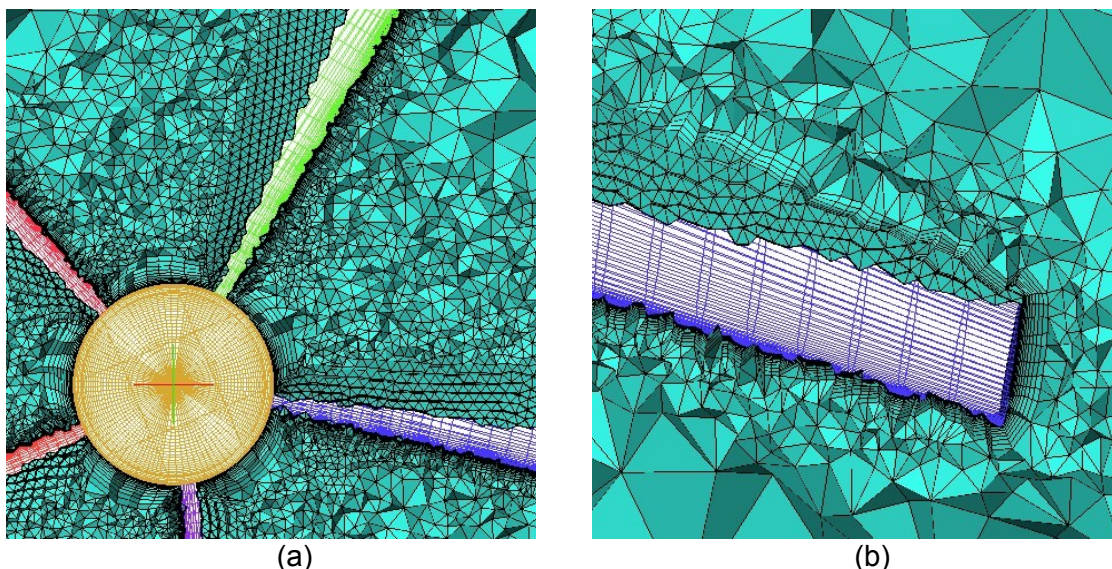


Figura 5.3: Detalhes da malha: (a) detalhe da transição de prismas para tetraedros na malha; (b) detalhe das camadas de prismas nas pás.

5.2. Parâmetros da Simulação

A simulação é executada em regime permanente, considerando uma velocidade de entrada uniforme de escoamento de ar. A condição de contorno da saída do escoamento é pressão constante e igual a 1,0 atm. As paredes do domínio e dos componentes da turbina foram representadas pela condição de não-deslizamento. O critério de convergência da simulação é de resíduos na ordem de 10^{-5} . A figura (5.4) apresenta a progressão dos resíduos ao longo da simulação do primeiro caso.

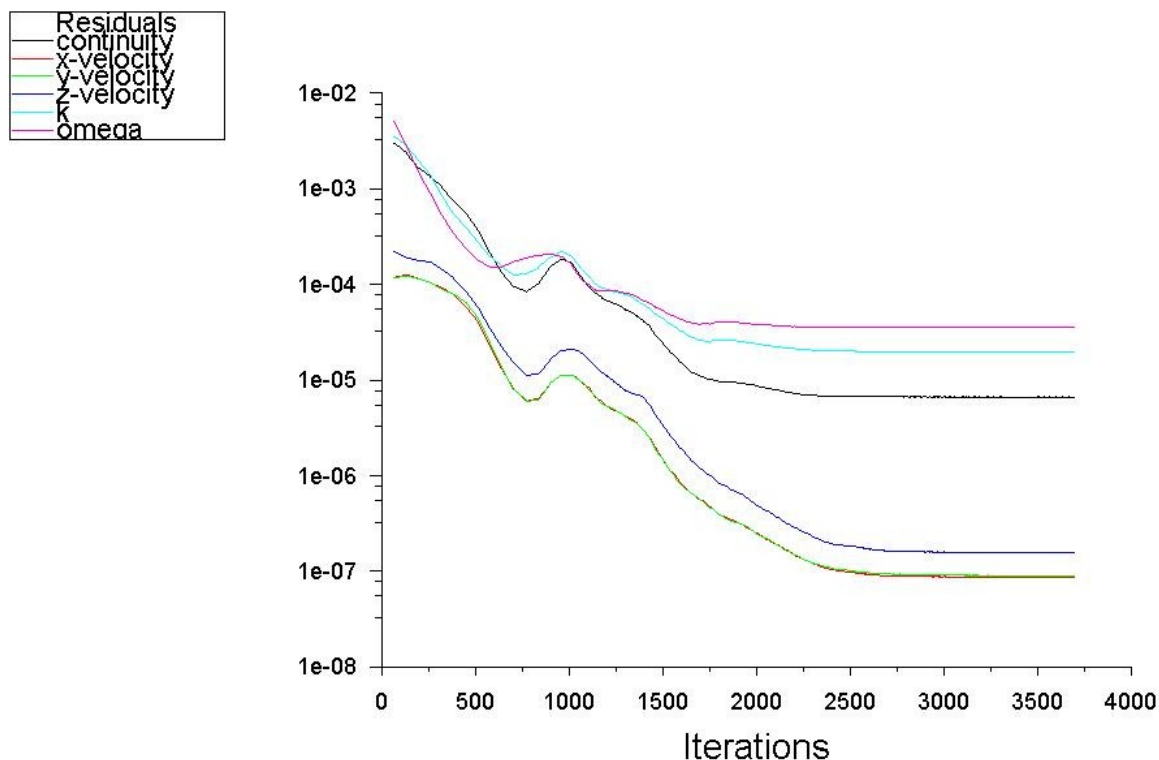


Figura 5.4: Resíduos utilizados como critério de convergência da simulação.

Para a primeira simulação, considerou-se uma intensidade de turbulência de 5%, que se considerou uma boa aproximação das condições encontradas em um túnel aerodinâmico. Os valores de intensidade de turbulência foram alterados para as duas últimas simulações, para melhor reproduzir situações de escoamento externo.

O *software* utilizado, FLUENT 13.0, emprega o método de volumes finitos para a resolução das equações governantes, transformando estas em um sistema de equações algébricas que pode ser resolvido iterativamente. O método dos volumes finitos baseia-se na conservação do balanço de cada propriedade em um volume elementar, garantido desta forma estabilidade numérica superior em relação a outros métodos para aplicações em CFD.

5.3. Modelagem Matemática

Para a modelagem matemática do problema, utilizaram-se as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds RANS (do inglês “*Reynolds-averaged Navier-Stokes*”), para descrever o escoamento turbulento de um fluido. Nas equações RANS, as variáveis da solução são decompostas em duas partes, uma contendo o valor médio da variável e outra contendo as flutuações desta. Abaixo, a equação da continuidade (5.1) e a equação do momento (5.2), escritas na forma RANS, na notação indicial com convenção do somatório de Einstein [Fluent Theory Guide, 2010].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{u}_i) = 0 \quad (5.1)$$

Em que \bar{u}_i é o componente médio da velocidade do escoamento, u'_i é a flutuação da variável e x é a direção do escoamento.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{u}'_i \bar{u}'_j \quad (5.2)$$

5.4. Modelo de Turbulência

Na metodologia RANS, em virtude da decomposição das variáveis e presença de termos não lineares nas equações que descrevem o fenômeno, as equações médias resultantes possuem termos que dependem das flutuações de velocidade, o tensor de tensões de Reynolds. Ou seja, existem mais incógnitas do que equações, conhecido como problema de fechamento. Para resolver esta questão, são empregados modelos de turbulência.

O modelo de turbulência escolhido para a modelagem do problema em análise é o modelo k- ω SST (do inglês “*Shear Stress Transport*”), desenvolvido por Menter, 1994. Este modelo funciona combinando os modelos k- ω e k- ϵ juntos. Ele resolve as equações da energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação específica ω , assim como no modelo k- ω , mas possui, entre outras modificações, uma função de mistura embutida, que permite que o modelo se comporte como o robusto k- ω na região próxima às superfícies, e como k- ϵ nas regiões afastadas [Fluent Theory Guide, 2010].

Atualmente, o modelo k- ω SST é um dos mais utilizados em aplicações de simulações de fenômenos aerodinâmicos em turbinas eólicas, devido à robustez de sua solução tanto próximo à parede quanto em escoamento livre, o que confere resultados melhores em tempos de processamento menores [Ameur e Peter, 2011]. No ANEXO B encontra-se o equacionamento deste modelo.

Com a resolução do campo de velocidades e pressão através das equações governantes, é possível encontrar o torque estático da turbina ao integrar as forças de pressão e viscosas sobre as pás, como pode ser visto na equação (5.3).

$$\vec{Q}_A = \vec{r}_{AB} \times \vec{F}_p + \vec{r}_{AB} \times \vec{F}_v \quad (5.3)$$

Em que [Fluent Theory Guide, 2010]:

- A é o centro especificado do momento;
- B é a origem da força;
- r_{AB} é o vetor momento;
- F_p é a força de pressão;
- F_v é a força viscosa.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1. Simulação e Experimento

A geometria da turbina utilizada nas simulações constituiu numa aproximação quase exata da utilizada no experimento, bem como o domínio escolhido, de modo a tornar a comparação factível. Os dois componentes não incorporados na geometria simulada são o tripé onde a turbina estava apoiada e o nacele da turbina original, devido à complexidade que estes acrescentariam à simulação.

6.2. Qualidade de Malha

Para avaliar a qualidade de malha da turbina, utilizam-se dois critérios para comparação. O primeiro é y^+ , cuja definição pode ser vista em (6.1), que diz respeito ao refinamento da malha nas regiões próximas às superfícies. Ele mede a resolução da malha na região próxima às paredes da turbina, e indica se o comportamento do fluido está sendo bem representado.

$$y^{+} = \frac{\rho \Delta y}{\mu} \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (6.1)$$

Em que τ_w é tensão cisalhante na parede e Δy é a distância até a parede do nó da malha [Fluent Theory Guide, 2010]

O y^{+} é um valor adimensional que indica se a distância, baseada na velocidade da célula de fluido local, da superfície da geometria ao primeiro nó da malha está dentro da região onde ocorre a camada limite do escoamento. Caso a malha seja pouco refinada nessa região, e o valor de y^{+} for muito alto, o modelo de turbulência utilizado pode introduzir erros ao cálculo e resultar em problemas de convergência e resultados errôneos. Para o modelo de turbulência utilizado, $k-\omega$ SST, é ideal que os valores de y^{+} nas paredes das pás estejam abaixo de 10, preferencialmente numa faixa de valores de 5 a 8, aproximadamente.

O segundo critério para análise da qualidade de malha é o método GCI (do inglês “Grid Convergence Index”), desenvolvido por Roache, 1994, que utiliza uma comparação de dados de um conjunto de malhas para determinar a independência das malhas.

Este método considera o espaçamento médio dos nós de cada malha para comparar e atribuir um erro ao valor de uma variável escolhida da simulação. Neste trabalho, é utilizado como variável o coeficiente de torque da turbina, obtido a partir de (4.3). O equacionamento do método GCI pode ser visto no ANEXO A. Na tabela (6.1), encontram-se os valores de y^{+} e do índice obtido por GCI para cada malha.

Tabela 6.1: Comparação entre as diferentes malhas usando dois critérios de qualidade, Y^{+} e GCI.

Malhas	Nº Volumes	y^{+} Máximo	C_Q	GCI
Malha Fina (MF)	3.251.062	6,3	0,05628	0,00132%
Malha Média (MM)	1.832.039	22,0	0,05833	0,10827%
Malha Grossa (MG)	1.120.540	55,7	0,05428	–

Os valores percentuais do índice GCI são comparativos entre malhas fina e média, e média e grossa. Pode-se perceber pela tabela que os valores de GCI já apresentavam bons resultados mesmo para as malhas menos refinadas. Sendo assim, o critério determinante de qualidade malha foi o valor de y^{+} . A única malha com y^{+} aceitável ($<10,0$) nas pás é a Malha Fina (MF). As simulações subsequentes foram realizadas apenas com MF.

6.3. Comparação com Experimento

As simulações foram realizadas nas máquinas disponíveis pelo LMF (Laboratório de Mecânica dos Fluidos), UFRGS, e cada uma das quatro simulações levou aproximadamente 20 horas para ser completada, totalizando 80 horas de simulação. Os parâmetros utilizados para a primeira simulação foram escolhidos de modo a aproximar as condições do experimento conduzido por Garré, 2015. As três simulações subsequentes foram executadas com parâmetros diferentes para analisar o desempenho da turbina em outras condições consideradas relevantes para o estudo.

As figuras (6.1) e (6.2), abaixo, apresentam, respectivamente, o campo de pressão e velocidade resultantes da primeira simulação. As imagens são consistentes com o fenômeno estudado, o que corrobora com a validade dos resultados.

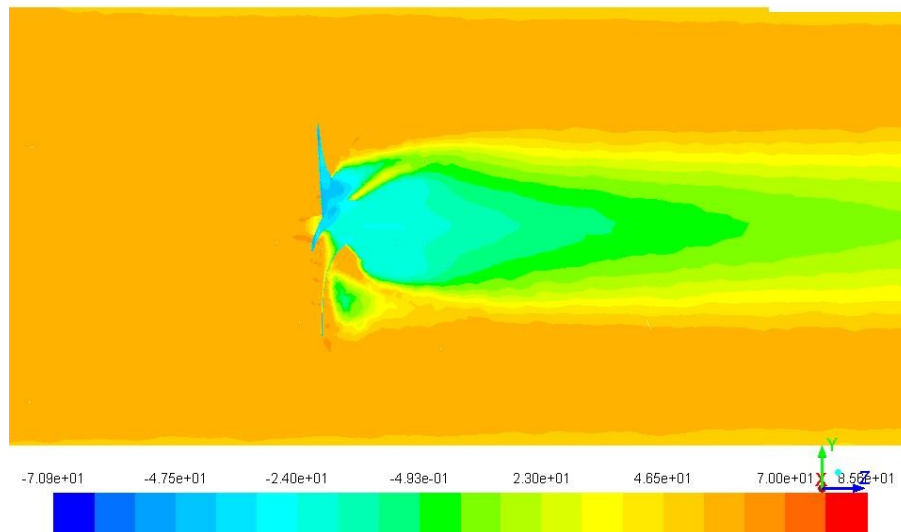


Figura 6.1: Campo de pressão total em um trecho do domínio, na seção de simetria. Observa-se uma perda de pressão que o escoamento apresenta após passar pela turbina. Valores em Pascal.

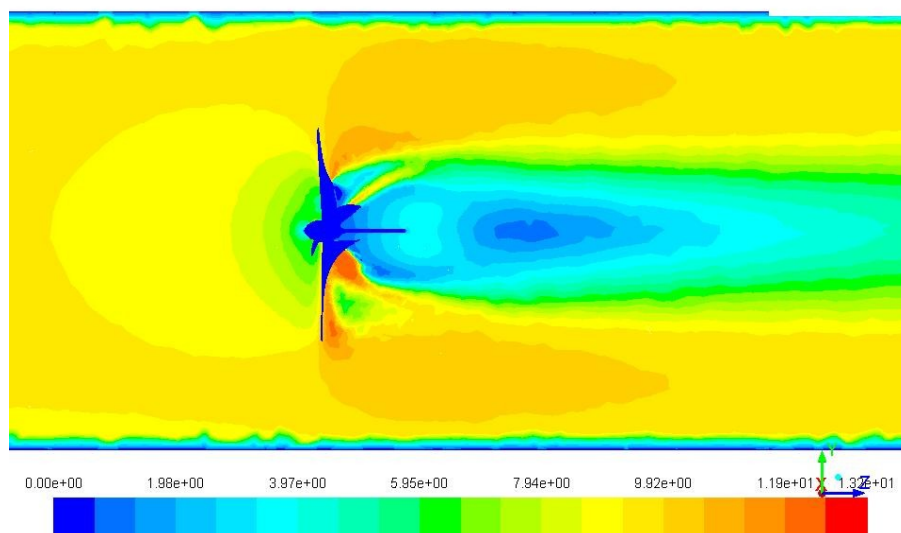


Figura 6.2: Campo de magnitude de velocidade (m/s) em um trecho do domínio, na seção de simetria. Observa-se aumento da velocidade na periferia do domínio, e uma redução no eixo central, tanto a jusante quanto a montante da turbina.

Os resultados apresentados pela primeira simulação foram consistentes com os dados obtidos experimentalmente. O valor encontrado para o torque estático foi 10,6% abaixo da média do experimento (Garré, 2015) e de 33,6% abaixo do teórico simplificado. O resultado subdimensionado do torque estático está de acordo os dados encontrados na literatura do assunto, considerando uma modelagem e simulação em 3D e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST [Dobrova, 2011]. A tabela (6.2) contém alguns dos resultados relevantes vistos na primeira simulação e sua contrapartida experimental.

Tabela 6.2: Valores de torque estático e coeficiente de torque estático teórico simplificado, experimental e simulado, e diferenças percentuais com relação ao de projeto.

	V_0 (m/s)	T_w (N.m)	T_{Est} (N.m)	Diferença % T_{Est}	C_T
Teórico Simplificado			0,188	-	0,0739
Experimento	9,2	2,545	0,16	14,9%	0,0629
Simulação 1			0,143	23,9%	0,0562

T_w na tabela 6.2 é o torque teoricamente disponível na massa de ar, e é o valor utilizado para o cálculo do coeficiente de torque. A velocidade inicial V_0 do escoamento de 9,20 m/s foi uma média estimada por Garré, 2015, em seu trabalho, uma vez que o perfil de velocidades não é uniforme na seção de entrada do túnel. Observa-se que existem diferenças entre as condições do experimento e da simulação. O perfil de velocidade do túnel não é uniforme, por esta razão está em desenvolvimento um bocal de admissão para o túnel, além disto a intensidade de turbulência de entrada do túnel não foi determinada até o momento, utilizando-se o valor de 5% na simulação. Diante destas diferenças, considera-se adequado o resultado obtido numericamente.

Contudo, esses fatos introduzem incertezas que contribuem para as diferenças entre as soluções. A escolha do modelo de turbulência também aparenta influenciar a exatidão dos resultados. Luz, 2012, ao comparar os modelos Spalart – Allmaras e k- ω SST com dados experimentais, encontrou diferenças, respectivamente, de 15% e 25% nos valores de potência e torque dinâmico para uma mesma turbina, o que indica que o modelo mais adequado não está determinado.

6.4. Resultados Variando a Intensidade de Turbulência

As três simulações realizadas após a comparação com o experimento de Garré, 2015, têm o intuito de analisar o desempenho da turbina em sua velocidade nominal de 10 m/s. Utilizou-se o percentual de intensidade de turbulência de 5%, 10% e 20%, que aproximam a simulação de condições encontradas em meios urbanos, uma vez que a turbina foi pensada como uma aplicação de micro-geração urbana. A intensidade de turbulência I é dada pela equação (6.2).

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} \quad (6.2)$$

Com u' sendo as flutuações da velocidade, e \bar{u} a velocidade média do escoamento. Verificou-se que os valores de torque observados são coerentes com as alterações em cada caso, havendo um acréscimo percentual de 2,7% entre o primeiro e o segundo caso, e de 5,2% entre o segundo e o terceiro. A tabela (6.3) contém alguns dados relevantes dessas simulações.

Tabela 6.3: Dados e resultados das simulações variando a intensidade de turbulência I .

	V (m/s)	I	T_w (N.m)	T_{Est} (N.m)	Diferença % T_{Est}	C_T
Teórico Simplificado		-		0,217	-	0,0721
Caso 2	10	5%	3,01	0,169	22,1	0,0561
Caso 3		10%		0,174	19,8	0,0578
Caso 4		20%		0,183	15,7	0,0608

Esses resultados indicam que a turbina possivelmente apresenta um desempenho melhor em situações em que ocorre maior intensidade de turbulência. Esse é um bom indicativo, considerando que terrenos mais complexos apresentam níveis maiores de

turbulência, como é o caso de ambientes urbanos. As figuras (6.3), (6.4) e (6.5) apresentam os níveis de turbulência distribuídos ao longo de um trecho do domínio para cada simulação.

Figura 6.3: Níveis de turbulência considerando uma intensidade de turbulência inicial de 5%.

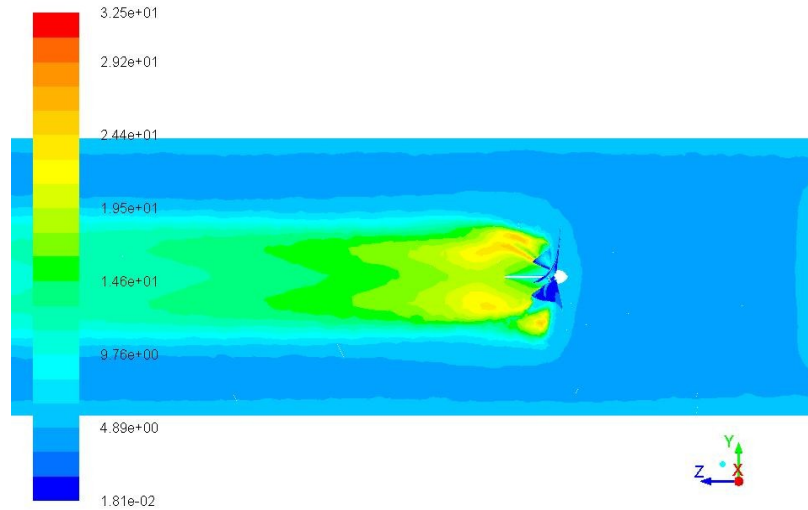


Figura 6.4: Níveis de turbulência considerando uma intensidade de turbulência inicial de 10%.

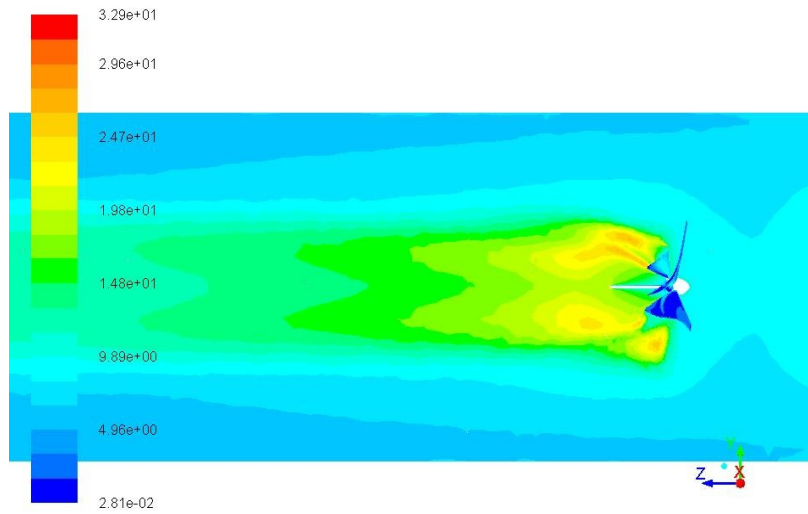
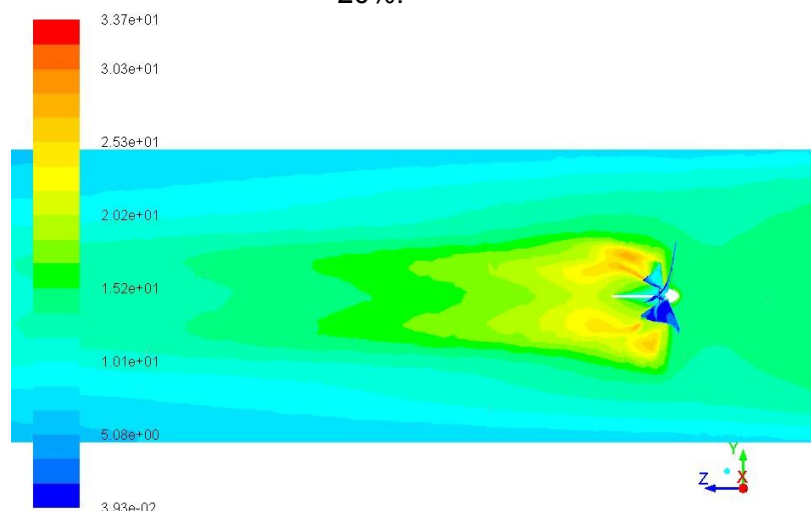


Figura 6.5: Níveis de turbulência considerando uma intensidade de turbulência inicial de 20%.



7. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho foi realizado com objetivo de aferir o uso de métodos numéricos na análise de desempenho de uma turbina com cinco pás de pequeno porte, através da comparação dos resultados com dados obtidos experimentalmente. Posteriormente, realizaram-se mais 3 simulações numéricas utilizando parâmetros diferentes de intensidade de turbulência e velocidade para gerar novos resultados da performance da turbina para o torque estático. Utilizou-se o método RANS nas equações de conservação de massa e de quantidade de movimento, e estas foram resolvidas com o método dos volumes finitos. Para o tratamento da turbulência utilizou-se o modelo $k-\omega$ SST. A discretização atendeu aos critérios de qualidade e independência de malha impostos e foi considerada satisfatória para a precisão requerida na obtenção dos resultados. Os resultados obtidos foram coerentes e apresentam boa concordância com outros trabalhos numéricos comparativos realizados por outros autores. Os campos de pressão e velocidade da primeira simulação estão condizentes com o esperado. Com isso, pode-se concluir que a modelagem matemática do problema e os parâmetros da simulação estão adequados para a análise proposta, e puderam ser utilizados nas simulações seguintes.

As três simulações realizadas posteriormente tiveram o objetivo de verificar o desempenho da turbina em parâmetros diferentes de turbulência. Considerou-se relevante essa análise por reproduzir mais precisamente as condições de aplicação da turbina, em terrenos urbanos ou complexos usualmente são encontrados altos níveis de intensidade de turbulência. Optou-se por utilizar a velocidade de 10 m/s por esta ser a velocidade nominal para a qual a turbina foi projetada. A intensidade da turbulência foi ajustada em 5%, 10% e 20% para cada análise. Os valores de torque estático encontrados nas simulações aumentam de acordo com o nível de turbulência, o que pode indicar que, em parte, a diferença entre o resultado experimental e o resultado numérico se deve à incerteza associada ao nível de turbulência do túnel aerodinâmico.

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, alguns pontos foram levantados, os quais podem derivar novos estudos. Em particular, a simulação dinâmica da turbina para determinar o torque dinâmico e a potência para diferentes velocidades e utilizando outros modelos de turbulência além de $k-\omega$ SST. Outra possibilidade é realizar um estudo aprofundado da influência da intensidade de turbulência na performance e na integridade estrutural da turbina em rotação. Por último, detalhar melhor a geometria ao incluir a estrutura de apoio da turbina, nacelle e pé nas simulações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ameur K.; Peter. E. J. “**2D and 3D Numerical Simulation of the Wind-Rotor/ Nacelle Interaction in an Atmospheric Boundary Layer**”. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 99, pp 833–844, 2011.

Ansys. “**Ansys Fluent 13.0 Theory Guide**”. Ansys, 2010.

Burton, T.; Jenkins, N.; Sharpe, D.; Bossanyi, E. “**Wind Energy Handbook**”. Wiley, 2nd edition, 2011.

Dobрева, I. F. M.; “**CFD and PIV Investigation of Unsteady Flow Through Savonius Wind Turbine**”. Energy Procedia, pp 711–720, 2011.

Fleck, G. D. “**Simulação de Grandes Escalas para Análise Numérica da Esteira Aerodinâmica de Turbina Eólica NREL UAE PHASE VI**”. Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2012.

Garré, S. “**Avaliação Experimental do Desempenho Aerodinâmico de Pequenas Turbinas Eólicas Confeccionadas em Prototipagem 3D**”. Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2015.

Gasch, R.; Twele, J. “**Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**”. Springer, 2nd edition, 2012.

Hau, E. “**Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**”. Wiley, 3rd edition, 2013.

Luz, J. L. R. “**Análise Numérica do Desempenho da Turbina Eólica de Eixo Horizontal NREL UAE PHASE VI**”. Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2012.

Maheri, A.; Noroozi, S.; Toomer, C.A.; Vinney, J. “**WTAB, a Computer Program for Predicting the Performance of Horizontal Axis Wind Turbines with Adaptive Blades**”. Renewable Energy, Vol. 31, pp 1673–1685, 2006.

Menter, F. R.; “**Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**”. AIAA Journal, Vol. 32, pp 1598–1605, 1994.

Miller, A.; Byungik, C.; Roy, I.; Gerald, C. “**Review of Computer-aided Numerical Simulation in Wind Energy**”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 25, pp 122 – 134, 2013.

Roache, P. J.; “**Perspective: a Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies**”. ASME J. Fluids Engineer, vol. 116, pp 405 – 413, 1994.

Sørensen, B. “**History of Renewable Energy Technology**”. Energy Policy, pp 8 – 12, 1991.

Sørensen, J. N. “**Aerodynamics Aspects of Wind Energy Conversion**”. Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 43, pp 427 – 448, 2011.

Verdum, V. “**Projeto de Aerogerador com Segurança Inerente para Aplicação Urbana**”. Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2013.

ANEXO A

A metodologia para obter o Índice de Convergência de Malha (GCI) esta descrita conforme aplicou-se no trabalho. Este índice é baseado na generalização da extrapolação de Richardson, usando a comparação de soluções discretas em espaçamentos de três ou mais malhas distintas, representadas pelos subíndices i , j e k .

A razão de refinamento de malha r pode ser obtida a partir da equação (1):

$$r_{ji} = \frac{h_j}{h_i} \quad (1)$$

Na qual h é o tamanho representativo de malha, ou espaçamento entre nós, definido em (2) para malhas com três dimensões.

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta V_i \right]^{1/3} \quad (2)$$

Em que N é o número total de elementos e ΔV_i é o volume de cada um. Aplicando-se (2) em (1), obtemos a equação (3), que depende somente do número total de elementos contidos em duas malhas i e j de mesmo volume.

$$r_{ji} = \left(\frac{N_i}{N_j} \right)^{1/3} \quad (3)$$

Para calcular o índice GCI, é necessário ainda encontrar a ordem aparente de convergência p , através das equações (4), (5), (6) e (7).

$$p = \frac{1}{\ln(r_{ji})} \left| \ln \left(\frac{\varepsilon_{kj}}{\varepsilon_{ji}} \right) + q(p) \right| \quad (4)$$

$$\varepsilon_{ji} = \varphi_j - \varphi_i \quad (5)$$

A variável φ utilizada neste trabalho é o coeficiente de torque estático da turbina, C_Q ,

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{ji}^p - s}{r_{kj}^p - s} \right) \quad (6)$$

$$s = \operatorname{sgn} \left(\frac{\varepsilon_{kj}}{\varepsilon_{ji}} \right) \quad (7)$$

Estando em posse de p , calcula-se o erro relativo e_a (8), para obter o índice de convergência de malha, ou GCI, com a equação (9).

$$e_a^{ji} = \left| \frac{\varphi_i - \varphi_j}{\varphi_i} \right| \quad (8)$$

$$GCI^{ji} = \frac{1.25 e_a^{ji}}{r_{ji}^p - 1} \quad (9)$$

ANEXO B

O modelo k- ω SST é um modelo de duas equações, definidas em (B.1) e (B.2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{G}_k - Y_k + S_k \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (\text{B.2})$$

Nas quais:

- Γ_k e Γ_ω são os termos de difusividade efetiva;
- \bar{G}_k é o termo de produção de k, que é a energia cinética turbulenta;
- G_ω é o termo de produção de ω , que é a taxa de dissipação específica;
- Y_k é o termo de dissipação de k;
- Y_ω é o termo de dissipação de ω ;
- D_ω é um termo de difusão cruzada, devido à combinação dos modelos k- ϵ e k- ω ;
- S_k e S_ω são termos fonte.

Os termos de difusividade efetiva das equações (B.1) e (B.2) são definidos abaixo em (B.3) e (B.4) [Fluent Theory Guide, 2010].

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (\text{B.3})$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (\text{B.4})$$

Em que:

- σ_k e σ_ω são os números de Prandtl turbulentos;
- μ_t é a viscosidade turbulenta.

Já os termos de produção de k e ω , estão representados em (B.5) e (B.6),

$$\bar{G}_k = \min(G_k, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (\text{B.5})$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{V_t} \bar{G}_k \quad (\text{B.6})$$

G_k é calculado segundo o modelo k- ω convencional, e α é um coeficiente dependente do número de Reynolds e uma função de mistura F_1 , dada pela equação (B.7).

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (\text{B.7})$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega y^2} \right] \quad (\text{B.8})$$

Com $\sigma_{\omega,2} = 1,168$.

Os termos de dissipação de k e de ω , são definidos em (B.9) e (B.10), nas quais β e β^* são coeficientes que dependem do número de Reynolds e de uma função de compressibilidade.

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (\text{B.9})$$

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (\text{B.10})$$

Por fim, o termo de difusão cruzada, que é introduzido pela transformação do modelo k - ε em equações baseadas em k e ω , é definido por (B.11).

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{B.11})$$