

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

ESTUDO DO MODELO PARK MODIFICADO APLICADO
A TURBINAS DE EIXO VERTICAL SAVONIUS

por

Herberth Birck Fröhlich

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 2013

ESTUDO DO MODELO PARK MODIFICADO APLICADO
À TURBINAS DE EIXO VERTICAL SAVONIUS

Por

Herberth Birck Fröhlich

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.^a Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof.^a Adriane Prisco Petry

Comissão de Avaliação:

Prof. Paulo Schneider

Prof. Flávio Van der Laan

Prof.^a Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 29 de Novembro

A meu pai, *in memoriam*.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe, por me deixar fazer minhas próprias escolhas.

Aos meus irmãos Aléxia e o pequeno grande Alonso, aos quais me esforço para ser um bom exemplo.

Aos meus familiares, em especial aos meus tios Miriam e Oury e meus primos Francis, Janaína e Rodrigo, por terem me acolhido tão bem nestes últimos anos.

À minha namorada, Pam, por me tornar uma pessoa melhor.

Aos meus amigos que, mesmo espalhados por vários estados, sempre estiveram por perto.

Ao professor Bardo E. J. Bodmann, pela incitação e motivação à pesquisa acadêmica através de conselhos e bons exemplos.

À professora Adriane Prisco Petry, por todo apoio, confiança e atenção recebidos por mim nestes últimos anos de graduação.

Ao CESUP-UFRGS, sem o qual este trabalho não seria realizado em tempo hábil.

“Conhecimento é um só.”

Bardo E. J. Bodmann

FRÖHLICH, H. B. **Estudo do Modelo PARK Modificado Aplicado à Turbinas de Eixo Vertical Savonius**. 2013. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Uma modificação do modelo PARK, utilizado originalmente na predição de esteiras em parques eólicos de turbinas de eixo horizontal, obtida a partir de resultados de simulações numéricas, é desenvolvida neste trabalho. Essa modificação dá-se por meio da criação de uma nova constante de decaimento, denominada k_s , aplicada exclusivamente à turbinas de eixo vertical Savonius. A constante, no valor de 2,017, proveniente do modelo semiempírico obtido, é utilizada na predição de velocidades à jusante de rotores não estáticos. A aplicação de k_s faz-se em dois rotores postos em série, paralelamente à direção do vento incidente. Comparando as potências para o segundo rotor por meio da velocidade predita pelo modelo e por simulações, um erro percentual baixo é encontrado, não chegando a 2%, fazendo deste modelo uma boa alternativa para análise de configurações de conjuntos de turbinas eólicas para microgeração.

PALAVRAS-CHAVE: Mecânica dos Fluidos Computacional, esteira de vento, modelo PARK modificado, turbina Savonius, energia eólica.

FRÖHLICH, H. B. **Study of Modified PARK Model Applied to Savonius Vertical Axis Turbines**. 2013. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

In this work a modification of the traditional PARK model is developed. This model is originally used to predict wind wakes of horizontal axis wind turbines. This modification is based on results obtained by numerical simulations. It is given through the creation of a new decay constant, named k_s , applied to Savonius vertical axis wind turbines. This constant, with a value of 2.017, obtained from the semi-empirical model, is used for the prediction of downstream velocities of non-static rotors. The application of k_s is made in two rotors placed in a row, parallel to the direction of incident wind. When comparing powers of the second rotor, calculated by the velocity predicted by the model and its simulation, a low percentage error is found. This percentage is within 2%, making this model a good alternative for the analysis of sets of configurations of wind turbines for microgeneration.

KEYWORDS: Computational Fluid Dynamics, wind wake, modified PARK Model, Savonius turbine, wind energy.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. METODOLOGIA.....	2
4.1. MODELO PARK EM TURBINAS DE EIXO VERTICAL	2
4.2. MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO	4
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	8
5.1. OBTENÇÃO DA CONSTANTE DE DECAIMENTO k_s	8
5.2. MODELO VERSUS SIMULAÇÕES DE TURBINAS EM SÉRIE	10
5.3. SOBRE AS LIMITAÇÕES DO MODELO	12
6. CONCLUSÕES	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	13
APÊNDICE I.....	15
APÊNDICE II.....	17
APÊNDICE III.....	19

1. INTRODUÇÃO

A energia eólica tornou-se importante pelo seu conhecido potencial de produzir energia elétrica sem contribuir com alterações climáticas. A energia eólica também é considerada uma das mais promissoras fontes naturais de energia principalmente por ser renovável, sustentável e possuir espectro de aplicação geograficamente amplo. Tratando-se de microgeração de energia, que segundo a resolução normativa 482 da ANEEL, 2012, caracteriza-se por centrais com potência instaladas de até 100kW, uma alternativa é a utilização de turbinas de eixo vertical Savonius.

Turbinas Savonius apresentam simplicidade construtiva, alto torque na partida, baixo custo e, principalmente, aceitação de vento de qualquer direção. Essas turbinas não apresentam tanto ruído como turbinas de eixo horizontal e podem ser inseridas em pequenos espaços ou até mesmo em áreas urbanas. Exemplos de utilização desse tipo de turbina são a movimentação de moinhos, na geração de energia elétrica em áreas isoladas, e em sistemas de compensação e venda de energia sobressalente em edifícios verdes ou sustentáveis. Seu aspecto menos atrativo é a baixa eficiência dessa turbina: entre 15-20%, evidenciada por estudos de Akwa, 2010, valor que corresponde a aproximadamente um terço do limite de Betz, que é de 59,3% [Shigetomi et al., 2011].

A despeito da aceitação de vento de qualquer direção, a disposição das turbinas pode privilegiar longos períodos de tempo sob ventos unidirecionais. Logo, o modo como elas são arrançadas pode ter grande influência quando postas de maneira que a esteira causada pelos rotores à frente afete os demais, diminuindo a potência retirada do vento. A predição da distribuição da velocidade na esteira aerodinâmica das máquinas é fundamental para o melhor projeto de disposição de turbinas em um arranjo com vários aerogerados. Diversos modelos analíticos são empregados para esta predição [Wenzell, 2010]. Dentre os vários modelos possíveis de predição de comportamento de esteira, o modelo PARK, mencionado por Custodio, 2007 e Wenzell, 2010, inicialmente desenvolvido para turbinas de eixo horizontal, foi o escolhido por ser simples e de fácil aplicação e implementação computacional.

2. OBJETIVOS

A proposta principal é modificar o modelo de esteira PARK para aplicação em turbinas de eixo vertical Savonius. A principal alteração refere-se à criação de uma nova constante de decaimento referente ao decréscimo da velocidade à jusante do rotor. Em seguida, o modelo será comparado a simulações numéricas de turbinas em série com diferentes condições de operação.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A região à jusante das turbinas eólicas, denominada região de esteira, é de interesse pois ali ocorrem reduções de velocidade e alterações da intensidade de turbulência, acarretando na perda de rendimento e até mesmo em falhas estruturais das turbinas posicionadas nesta região do escoamento [Wenzell, 2010].

Um dos modelos analíticos utilizados para prever o comportamento de esteiras é o modelo PARK [Jensen, 1983]. Considerado simples por negligenciar os efeitos de esteira próximos ao rotor e ser axissimétrico, pode ser facilmente implementado computacionalmente. Esse modelo é utilizado em turbinas de eixo horizontal e é baseado na expansão linear da esteira a uma taxa k , chamada de constante de decaimento, que respeita a equação de conservação da quantidade de movimento. Essa constante é função da altura do cubo da turbina ao solo e da rugosidade média da superfície. Em alguns casos, a constante também é relacionada com a intensidade de turbulência do escoamento [Choi e Shan, 2013].

Diversos trabalhos de melhoria do modelo PARK tradicional e também da sua adaptação para utilização em turbinas de eixo vertical H e Darrieus são encontrados na literatura. Em seu trabalho, Chen e Orgawal, 2011, utilizam o modelo PARK em turbinas de

eixo vertical com a mesma constante de decaimento do modelo original e Saeidi et al., 2013, desenvolvem um modelo de esteira para turbinas de eixo vertical H com o método de dois discos atuantes. Com relação à implementação de turbinas em meios urbanos, podemos citar o trabalho de Mertens, 2006, que analisa a influência de prédios e outros bloqueios.

Especificamente para turbinas Savonius, há estudos recentes como o de Shigetomi et al., 2012, que utiliza visualização de partículas de velocidade por câmeras (PIV – *Particle Image Velocimetry*) para identificar regiões onde o efeito de bloqueio age de maneira benéfica. O efeito de bloqueio caracteriza-se pelo aumento local da velocidade do escoamento passando pelas pás da turbina, em relação à velocidade não perturbada do ar, causada pela redução na área de passagem do escoamento devido à presença do corpo da turbina [Rae e Pope, 1984]. Esse efeito também é analisado por Sun et al., 2012, que, por CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional, em inglês, *Computational Fluid Dynamics*), realiza comparações entre coeficientes de potência para configurações de turbinas próximas. Por fim, Dobrev e Massouh, 2012, relacionam PIV, CFD e resultados experimentais em túneis de vento para estudar o comportamento do escoamento nas pás em diversos ângulos de posicionamento.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentado o equacionamento do modelo PARK original, adaptado à turbinas de eixo vertical Savonius. As constantes adequadas a esteira de turbinas Savonius são obtidas com base nos dados do campo de velocidades decorrentes de simulações numéricas do escoamento em torno de uma turbina. Os aspectos relacionados à construção das malhas, condições de contorno, modelos de turbulência e pós-processamento são apresentados. A relação entre o modelo aplicado e o CFD é discutida nos capítulos de resultados e discussões.

4.1. MODELO PARK EM TURBINAS DE EIXO VERTICAL

A proposta do modelo PARK tradicional foi seguida, de acordo com o esquema ilustrado na Figura 4.1. De maneira geral, a camada de vento incide na turbina e nas regiões próximas. Por conservação, o vento tende a aumentar a velocidade em algumas regiões para preservar a vazão, causando diminuição em outras. A velocidade inicial tende a estabilizar conforme a distância ao primeiro rotor cresce.

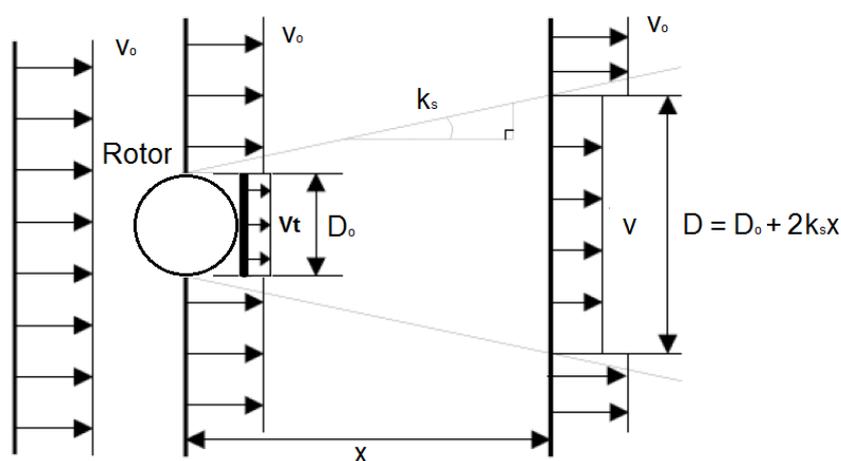


Figura 4.1 - Perfil de esteira do modelo PARK [adaptado de Wenzell, 2010].

No desenvolvimento do modelo considera-se que não há variação na taxa de energia que atravessa o volume de controle. A Lei de Conservação da Quantidade de Movimento,

A Equação 4.3 é utilizada no capítulo de resultados e discussões onde será relacionada com os resultados obtidos na simulação numérica do escoamento sobre a turbina para obtenção de um valor médio de k_s . Uma vez que essa constante tenha sido obtida ela é inserida juntamente com a velocidade inicial, a distância ao rotor e o diâmetro do rotor na Equação. 4.4 para se encontrar a velocidade desejada à jusante.

$$v = v_o \frac{(2k_s x + 0,25D_o)}{(2k_s x + D_o)} \quad (4.4)$$

com as variáveis já definidas.

Para fins de comparação entre os resultados obtidos com o modelo e com os resultados de CFD de turbinas em série, é necessário calcular o coeficiente de potência e, conseqüentemente, a potência desenvolvida pelo rotor. A Figura 4.3 ilustra a relação entre a velocidade incidente na turbina e a área projetada, características que influenciam diretamente na potência retirada do vento.

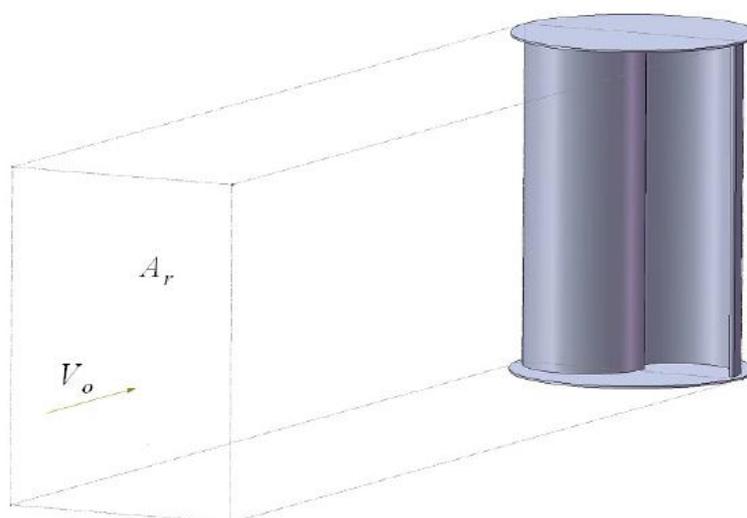


Figura 4.3 – Área projetada de um rotor Savonius na direção do vento não perturbado [Akwa, 2010]

As relações entre os coeficientes e a potência, também utilizadas por Akwa, 2010, se encontram na Equação 4.5:

$$c_p = \frac{P}{P_{dispon\ ível}} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^3} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^2 r} \frac{\omega r}{V_o} = c_t \lambda \quad (4.5)$$

com c_p igual ao coeficiente de potência, P a potência, T o torque, r o raio do rotor, ω a rotação da turbina, A_r a área de incidência do vento (diâmetro da turbina vezes a altura), c_t o coeficiente de torque e λ a razão de velocidade de ponta, com as demais variáveis previamente definidas.

4.2. MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO

Inicialmente é construída no programa ANSYS@ICEM a geometria de um rotor Savonius com as dimensões especificadas na Figura 4.4.

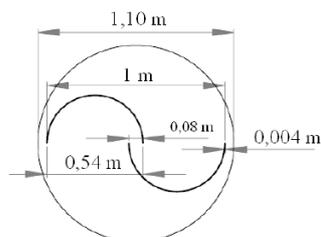


Figura 4.4 - Dimensões do rotor a 0°.

A malha foi construída com volumes triangulares, que se adaptam bem à geometria complexa, dentro do círculo que delimita a região denominada interface, com prismas em torno das pás para melhor avaliação dos nuances da camada limite (Figura 4.5a). O restante do domínio possui volumes quadriláteros, denominados hexa pelo software de geração, construídos de forma estruturada pela técnica de blocos, que podem ser convertidos para não estruturados, se fundindo aos demais elementos deste tipo [ANSYS, 2009b]. A variação do tamanho entre os volumes triangulares e os quadriláteros pode ser considerada grande, como ilustra a Figura 4.5b, mas não apresenta problemas pois os volumes triangulares só não são maiores devido a construção dos prismas, que necessitam de um tamanho de volume vizinho máximo. Parâmetros semelhantes a Fröhlich, 2013, foram empregados na malha, com um total de aproximadamente 296 mil volumes, valor que, para o domínio externo utilizado, mostrou-se adequado como atestado pela convergência rápida e análise de qualidade.

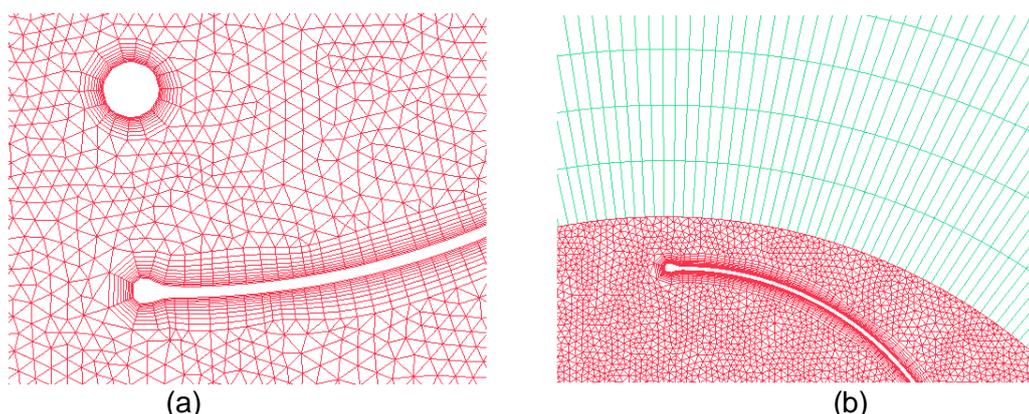


Figura 4.5 - (a) Detalhe dos prismas em torno das pás e dos elementos triangulares no interior da interface. (b) Detalhes da transição da interface de elementos triangulares para malha em blocos.

Para o domínio deste trabalho, as condições de contorno presentes na Figura 4.6, são utilizadas.

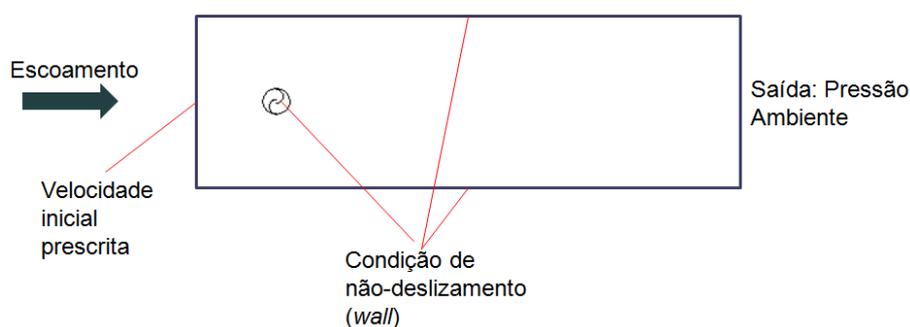


Figura 4.6 – Condições de contorno para um domínio genérico.

Quanto ao domínio externo, 4 dimensões são utilizadas em simulações para avaliar o efeito das dimensões do domínio do túnel virtual na medição das velocidades e do coeficiente de torque. Para uma velocidade de entrada de 4 m/s, as curvas das médias das velocidades adimensionalizadas pela velocidade de entrada v_0 e pelo diâmetro do rotor estão apresentadas na Figura 4.7. Nesta, podemos observar que o efeito do domínio se faz presente quando o comprimento é de 26 diâmetros, onde a velocidade à jusante de distanciava de v_0 , característica que foi corrigida ao se construir um domínio com 41 diâmetros de comprimento. O reestabelecimento da velocidade inicial em um cilindro foi também simulado para se obter uma estimativa inicial da distância que deveria ser monitorada.

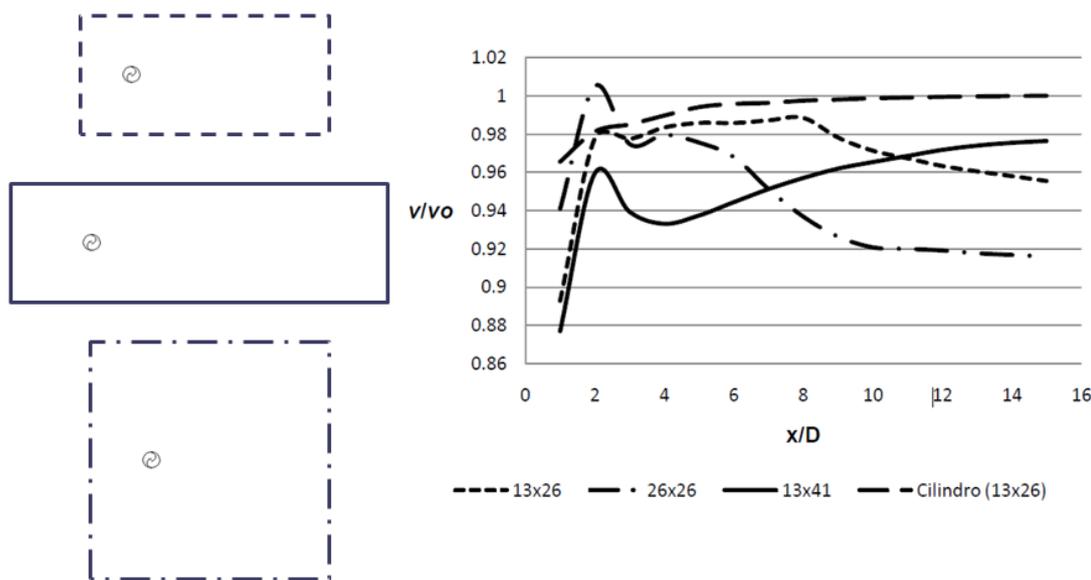


Figura 4.7 – Formatos do domínio e curvas de razão de velocidade à certas distâncias do rotor. $v_0 = 4\text{m/s}$.

Segundo Custódio, 2012, as velocidades de vento mais comuns estão entre 3 e 7 m/s, valores que foram escolhidos como condição de contorno de entrada no domínio das 5 malhas. Os rotores giram com uma razão de velocidade de ponta, λ , igual a 1. Em torno desse valor de λ que os maiores coeficientes de potência são obtidos para turbinas Savonius [Akwa, 2010]. A rotação das pás obedece a Equação 4.6, também inserida nas relações da Equação 4.5.

$$\lambda = \frac{\omega D_0}{2v_0} \quad (4.6)$$

sendo λ a já mencionada razão de velocidade de ponta e ω a rotação do rotor em rad/s. As demais variáveis foram previamente definidas.

As malhas cujos resultados são utilizados para obtenção das médias de velocidade são processadas com Δt de 0,0005 segundos e totalizam 15 segundos de escoamento.

À jusante do rotor, são criadas 17 linhas de controle, igualmente espaçadas de um diâmetro de rotor, com altura de 5 rotores, como mostra a Figura 4.8. Essas linhas definem a posição em que são acompanhadas as velocidades médias do escoamento a cada passo de tempo. Como o tamanho do elemento pertencente à linha é de 0.05, cada linha possui um total de 100 pontos de medições igualmente espaçados. Há uma simplificação empregada na análise nesta etapa: nela deixa-se de lado os efeitos de vórtices que se formam na esteira. Tais efeitos fariam a velocidade ser superior em certas regiões da linha, mas esses efeitos são desprezados ao serem calculadas apenas as médias sobre essas linhas. Outro monitoramento realizado é o do coeficiente de torque nas pás para posterior cálculo da potência da turbina.

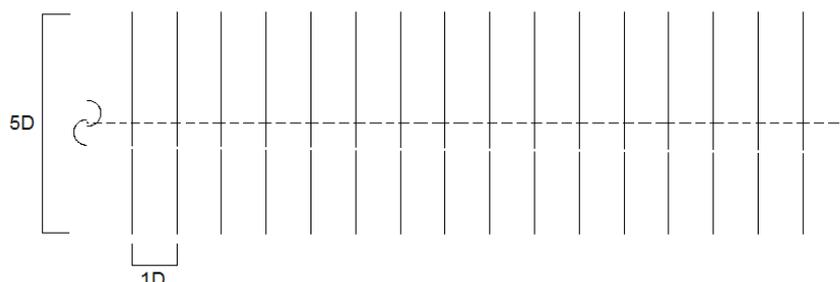


Figura 4.8 - Linhas de controle à jusante do rotor (17 linhas).

Para as simulações realizadas neste trabalho, como não há transferência de calor (isotérmico) e o fluido é considerado incompressível, não se fez necessária a resolução da equação de conservação de energia. Para o escoamento, o programa ANSYS®Fluent resolve as equações de conservação de massa e de momentum, Equações 4.7 e 4.8 respectivamente, com médias de Reynolds, pois o escoamento é turbulento.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.7)$$

tendo suas variáveis já definidas anteriormente.

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.8)$$

com p sendo a pressão estática, $\bar{\tau}$ um tensor (definido a seguir), g a gravidade e F as forças externas. O tensor é definido como segue, na Equação 4.9:

$$\bar{\tau} = [(\nabla(\vec{v}) + \nabla(\vec{v})^T) - \frac{2}{3} \nabla(\vec{v})I] \quad (4.9)$$

onde I é um tensor unitário e as demais variáveis já definidas anteriormente.

Em conjunto com as equações de continuidade e conservação são também resolvidas as equações do modelo de turbulência. O modelo utilizado neste trabalho é o k- ω SST, [Menter e Kuntz, 2002], que prediz de maneira confiável o comportamento da transição entre laminar e turbulento, como apresentado por Wang et al., 2010, que realizou simulações em turbinas de eixo vertical, além de outros autores que também foram bem sucedidos ao empregar esse mesmo modelo [Akwa, 2010; Wenzell 2010]. Outras características que influenciam a escolha são a precisão e eficiência desse modelo para uma grande variedade de escoamentos, o baixo tempo computacional e o comportamento confiável nas regiões de condições de contorno de não-deslizamento e longe destas [ANSYS, 2009a]. A intensidade de turbulência aplicada na região de entrada é de 1% e o comprimento característico de 0,01m em todas as simulações. Nas paredes laterais, a condição de contorno empregada foi a de não-deslizamento, a mesma das pás. Na saída do domínio, a condição imposta foi de pressão atmosférica, 101.325 Pa.

Para comparar os resultados obtidos de coeficiente de torque dos diferentes valores de velocidade de entrada e, por consequência, dos diferentes valores de rotação do rotor (ω), é criada uma rotina no programa Scilab. Segundo Hau, 2005, coeficiente de torque é o percentual da quantidade de movimento disponibilizada pela corrente de ar não perturbado que é transmitido ao rotor sob a forma de torque no eixo. A rotina em Scilab, que se encontra no Apêndice I, lê os arquivos de saída do programa onde os casos foram processados e cria vetores. Contudo, a melhor característica da rotina é calcular o tempo que a turbina leva para realizar uma volta completa e dividir o vetor inicialmente dividido em passos de tempo, em voltas. Assim, visualizando o gráfico do coeficiente de torque por tempo de escoamento, é

possível isolar as voltas pertencentes ao escoamento já desenvolvido e criar uma média mais confiável. Essa característica foi especialmente necessária nos escoamentos das turbinas em série, que em alguns casos, levaram até mais de 100 segundos para se desenvolver. Um exemplo desses gráficos com essa região se encontra na Figura 4.9.

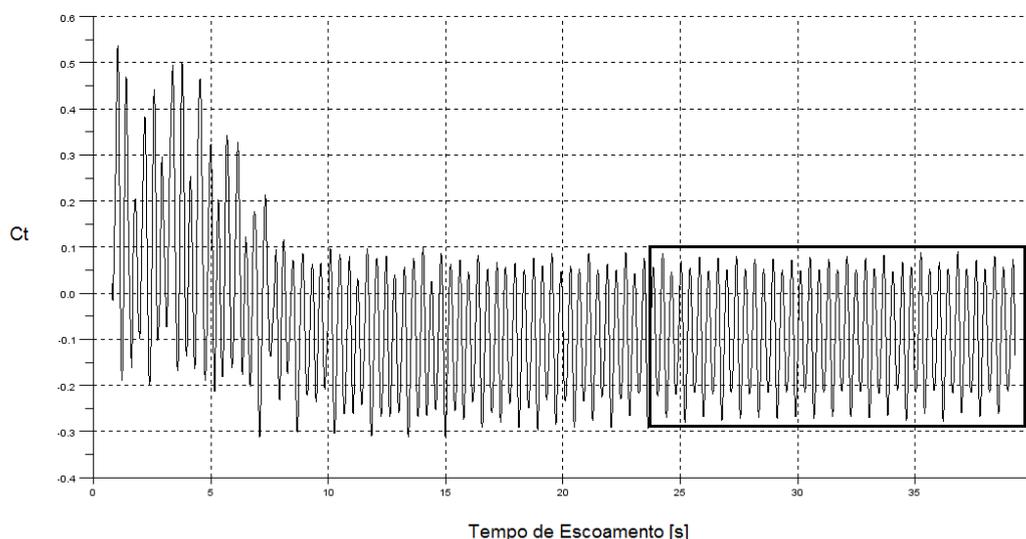


Figura 4.9 – Detalhe da região utilizada para avaliar o coeficiente de torque médio a partir do c_t versus tempo de escoamento de um rotor localizado a 6 diâmetros de rotor de distância de outra turbina. $v_o = 4\text{m/s}$; c_t da região em detalhe = -0.0621 .

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Uma tabela com todas as informações obtidas nesta seção se encontra no Apêndice III, incluindo o número de Reynolds para as velocidades de entrada no domínio com a viscosidade dinâmica do ar no valor de $1,82 \times 10^{-5}$, em Pa.s.

5.1. OBTENÇÃO DA CONSTANTE DE DECAIMENTO k_s

As médias das médias das velocidades obtidas pelas linhas de controle das 6 diferentes velocidades de entrada estão apresentadas na Figura 5.1. Nela pode-se diferenciar duas regiões: uma delas que vai de um até 4 distâncias do rotor e outra que continua a partir deste valor. A segunda região é o escopo do modelo, pois pode ser aproximada de forma linear.

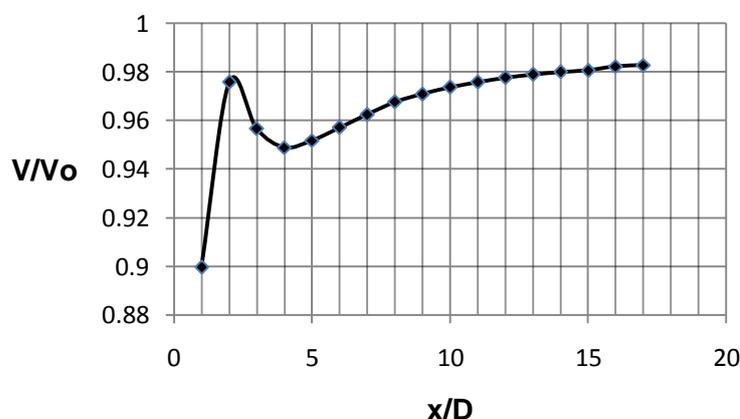


Figura 5.1 – Médias adimensionalizadas das velocidades das linhas versus a distância do rotor para as seis velocidades simuladas.

Na primeira região, localizadas até 4 rotores de distância, estão as já citadas zonas onde a eficiência pode ser aumentada através do efeito de bloqueio [Shigetomi, 2012; Sun, 2012]. Nessas zonas há desprendimento de vórtices e concentração de velocidades, como pode ser visto na Figura 5.2, em locais de velocidade superior acima e abaixo da linha de centro. Esse comportamento se estende até nove rotores de distância, quando pode ser visto pela Figura 5.1 que a curva adquire maior lineariedade. Esse comportamento foi percebido para todas as velocidades de entrada.

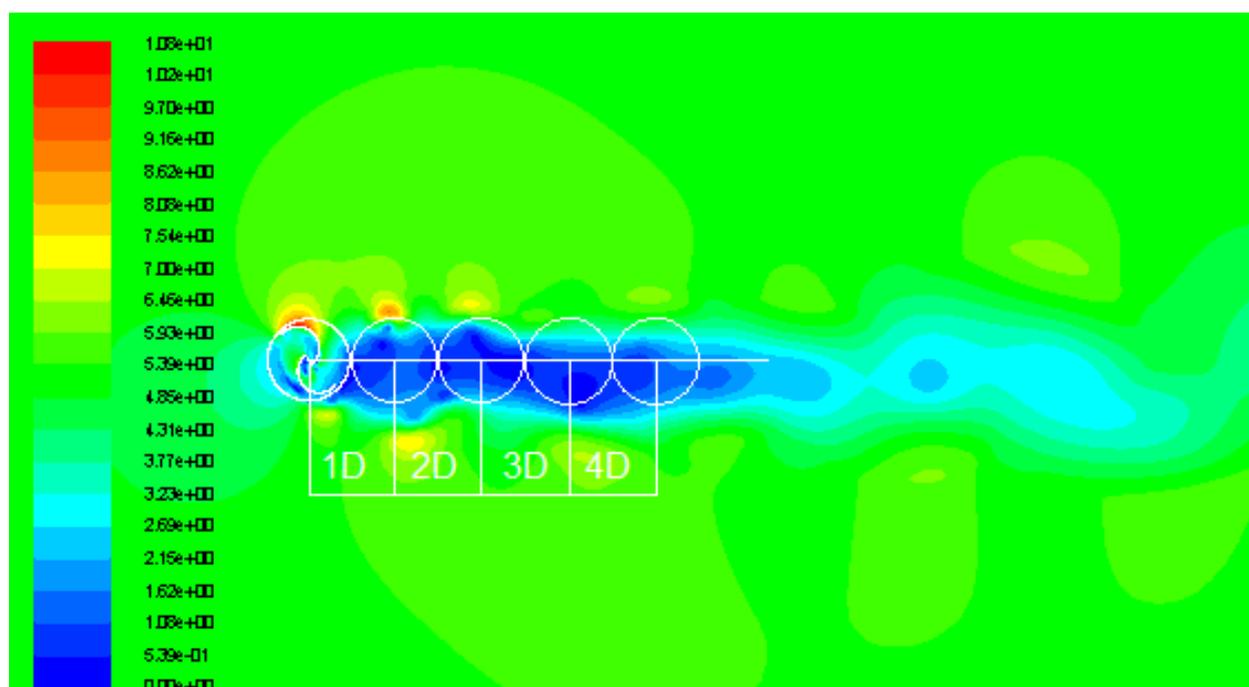


Figura 5.2 - Representação das distâncias da região próxima a jusante de um rotor em uma imagem da velocidade de um escoamento. $v_0=4$ m/s. $\lambda=1$.

A linearização a partir da distância de quatro rotores fornece a curva apresentada na Figura 5.3. Através do ajuste de curvas e de sua equação é possível prever que a velocidade inicial é restaurada a 21,5D do rotor.

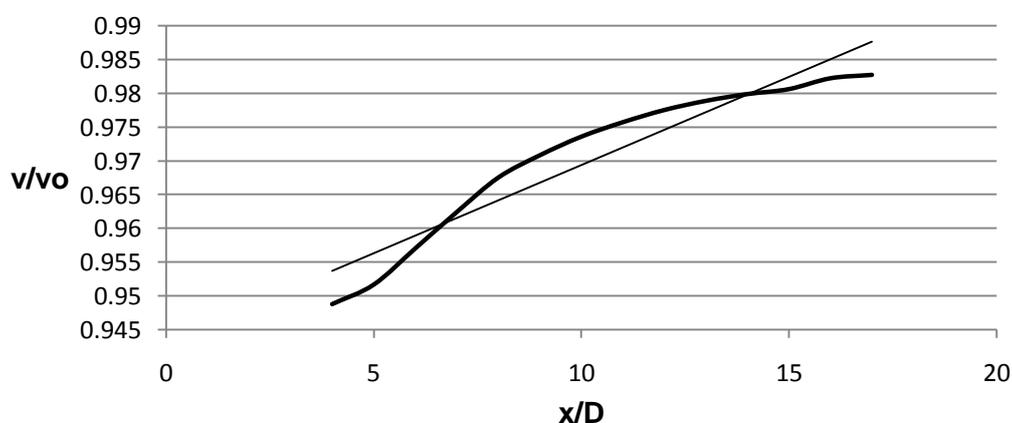


Figura 5.3 - Curva de ajuste da região a partir de 4D do rotor.

Finalmente, a Equação. 4.3 é usada para obter a curva apresentada na Figura 5.4. Mantendo dessa forma, k_s seria função da distância do rotor, mas um valor médio é obtido, como simplificação, no valor de **2,017**.

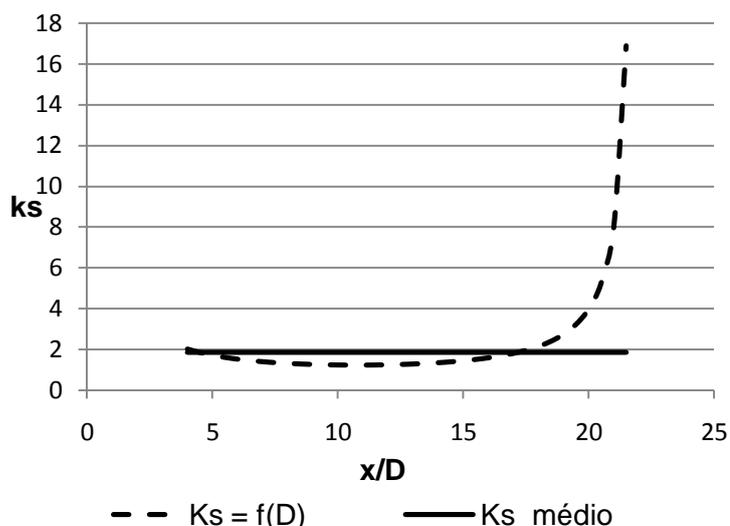


Figura 5.4 – Valores de k_s como função da distância e seu valor médio.

A maior fonte de erro do modelo é a simplificação realizada para utilização de um k_s médio. Na Figura 5.4, nota-se a região da validade do modelo, situado entre 4 e 19 diâmetros de rotores de distâncias.

5.2. MODELO VERSUS SIMULAÇÕES DE TURBINAS EM SÉRIE

Para cada uma das três distâncias de rotor (6, 9 e 12D), ilustradas na Figura 5.5, foram simuladas 5 velocidades de entrada diferentes (3, 4, 5, 6 e 7 m/s). Os rotores giram com razão de velocidade de ponta igual a um. Duas potências são calculadas: uma proveniente da velocidade obtida pelo modelo e outra da média presente na curva não linearizada da Figura 5.1. As curvas de potência obtidas a partir da velocidade do modelo estão na Figura 5.5.

Os rotores situados a 9 e 12 diâmetros de distância se comportaram de maneira previsível, isto é, tiveram sua potência elevada conforme a velocidade aumentava. A potência do rotor a 12 diâmetros de distância é maior pois está mais perto da região onde a velocidade era mais próxima da velocidade inicial.

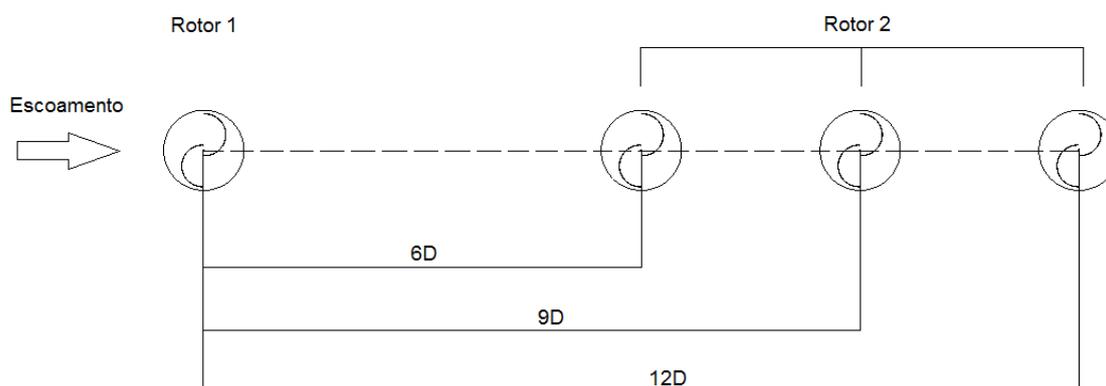


Figura 5.5 – Ilustração das configurações de turbinas em série utilizadas nos cálculos de coeficiente de torque. Cada uma foi calculada separadamente. Rotores a 90° .

Valores negativos de coeficiente de torque resultaram da segunda turbina na simulação a seis rotores de distância. Logo, uma potência negativa é desenvolvida, como ilustrado na Figura 5.6. Isso significa que essa turbina opera fornecendo energia ao escoamento.

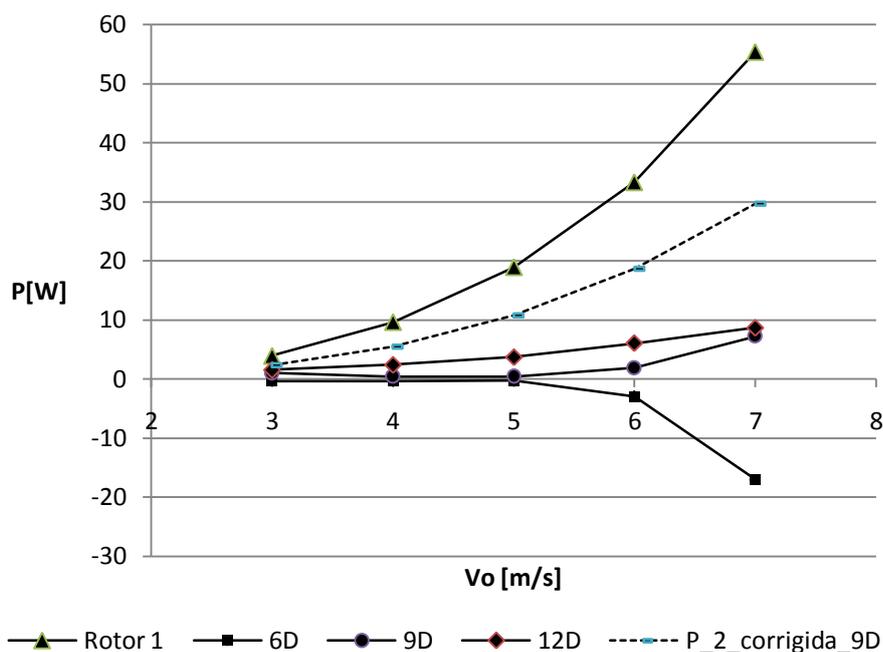


Figura 5.6 – Potências calculadas com a velocidade obtida pelo modelo.

Contudo, nem sempre a máxima potência de uma turbina está associada a uma razão de velocidade de ponta unitária. Os gráficos referentes à Figura 5.7 ilustram esse comportamento. Uma possível solução acerca do funcionamento do rotor como máquina de fluxo geradora, é verificar a efetiva razão de velocidade de ponta correspondente ao maior coeficiente de potência, transferir para o gráfico do coeficiente de torque e, por fim, calcular a nova rotação que forneça uma potência positiva.

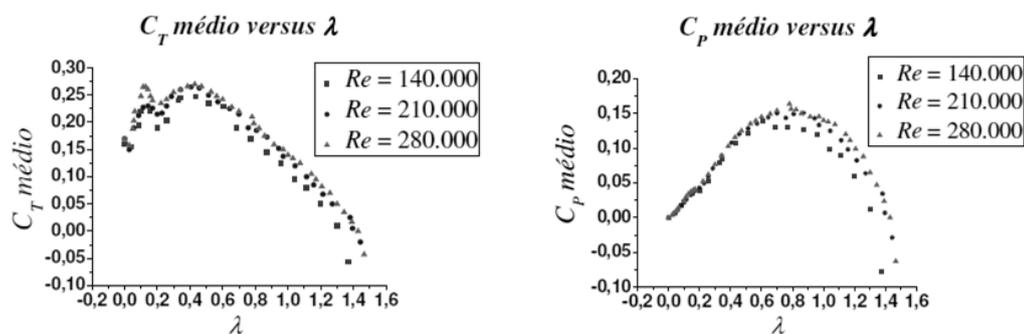


Figura 5.7 - Exemplos de gráficos para parâmetros médios ao longo de uma rotação obtidos por experimentos em canal aerodinâmico.[adaptado de Hayashi et al., 2005]

Relacionando as potências que utilizam a velocidade do modelo com as que foram calculadas com velocidades médias provenientes das simulações, um gráfico de erro percentual foi construído e se encontra na Figura 5.8. Pode-se observar que o maior erro acontece a nove rotores de distância. Isso evidencia o que foi dito sobre a Figura 5.4, quando foi citado que os maiores erros ocorreriam aproximadamente entre nove e doze rotores de distância. Cabe ressaltar que na equação de obtenção da potência a velocidade é elevada à terceira potência, o que atenua ainda mais o erro quando este é pequeno.

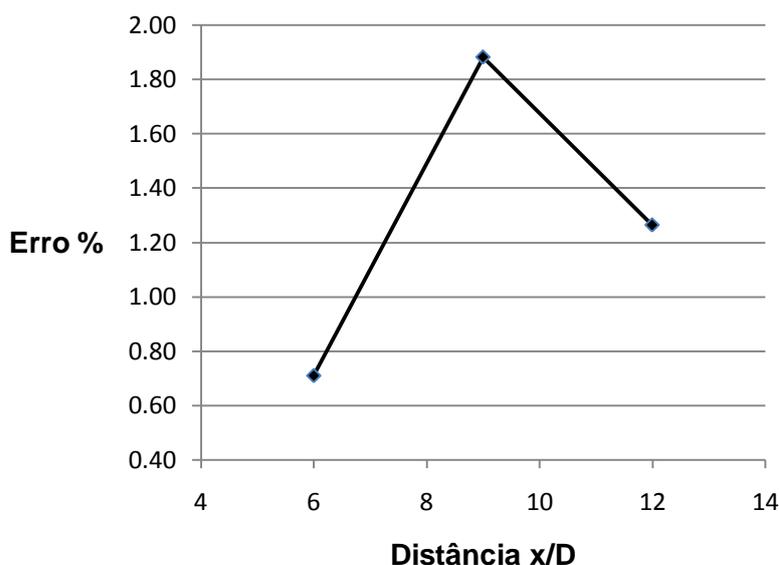


Figura 5.8 – Erro percentual entre as potências calculadas com a velocidade do modelo e com a velocidade proveniente das simulações.

Com o intuito de agilizar os cálculos e facilitar a aplicação do modelo obtido, um algoritmo com os procedimentos de cálculo para encontrar a potência de duas turbinas postas em série e com a mesma orientação das pás, foi implementado na linguagem C++ e encontra-se no Apêndice II. Esse algoritmo recebe algumas condições iniciais como rotação das turbinas, a distância entre elas, a velocidade incidente na primeira das turbinas e o coeficiente de torque, este último obtido de forma experimental. Então, é calculada a velocidade à jusante da primeira turbina através do método proposto neste trabalho, e ela é posta como sendo a velocidade incidente na turbina seguinte. O algoritmo também realiza a otimização das turbinas que operarem com um torque negativo, calculando uma nova rotação para o rotor. Um exemplo dessa última característica do algoritmo se encontra na Tabela 5.1. A potência resultante das novas rotações também situa-se na Figura 5.5.

Tabela 5.1 – Rotação e potência corrigidas para o rotor 2 localizado a 9 rotores de distância..

$$\lambda_{ideal}=0.8; c_{p_{ideal}}=0.15;$$

x/D [m]	9				
v _o [m/s]	3	4	5	6	7
ω corrigida [rad/s]	4,7035	6,27133	7,83917	9,407	10,9748
P corrigida [W]	2,334	5,53245	10,8056	18,672	29,6505

5.3. SOBRE AS LIMITAÇÕES DO MODELO

A constante k_s encontrada neste trabalho pode ser utilizada desde que suas restrições sejam conhecidas. A turbina deve estar sujeita a velocidade constante, logo, a rugosidade do solo e sua altura, que afetam o desenvolvimento da camada limite do vento, não são levadas em consideração.

Os rotores devem estar posicionados em linha, sendo esta linha paralela à direção do vento como já ilustrado pelo Figura 5.5, pois a constante foi idealizada a partir de médias que não levam em conta as regiões de intensidade de turbulência variadas e de oscilação de velocidade. Turbinas posicionadas nessas regiões podem apresentar erros maiores que aqueles encontrados nestes resultados.

Como visto anteriormente, a predição da velocidade pode ser feita a partir de quatro rotores de distância do rotor de referência. Essa restrição pode ser abrandada, pois dificilmente

uma turbina seria instalada a um rotor de distância (entre centros): as vibrações e a possível necessidade de manutenção se tornariam um problema. De dois a quatro rotores de distância as regiões onde o coeficiente de potência pode ser aumentado não se encontram na linha de centro e não são abrangidas pelo modelo aqui desenvolvido.

6. CONCLUSÕES

A constante k_s obtida neste trabalho, no valor de 2,017, utilizável na predição de velocidade de esteira para turbinas de eixo vertical Savonius, foi construída a partir do modelo PARK em conjunto com simulações computacionais, por CFD, que forneceram médias de velocidade a distâncias pré-determinadas dos rotores. A constante, aplicada em conjunto com a equação advinda da continuidade de movimento, fornece uma boa aproximação da velocidade, quando comparada com a velocidade obtida por simulações numéricas.

O maior erro apresentado é de aproximadamente 1,9%, tornando a ferramenta desenvolvida uma boa opção de predição de velocidades e, conseqüentemente, de potência extraída por turbinas Savonius em série. Um método para cálculo e otimização de duas turbinas em série pôde ser facilmente implementado em linguagem computacional.

Este trabalho abre espaço para diversos trabalhos posteriores. Primeiramente, é necessário a realização de experimentos em túneis de vento para comparação. Outro aspecto é a dependência da constante k original com a altura do cubo da turbina e da rugosidade do solo, relação que poderia ser encontrada para a constante k_s encontrada neste trabalho. A associação com intensidade de turbulência, também presente na constante original em alguns casos, seria possível alterando a intensidade das simulações e refazendo o ajuste para os novos valores. Por fim, uma importante característica que deve ser verificada em trabalhos futuros é a variação da potência de acordo com o posicionamento na linha atendida pela constante k_s , isto é, o ângulo e a orientação das pás em relação à turbina anterior. Seria tentador sugerir estudos com séries de mais de duas turbinas, mas uma análise de custo seria necessária pois a melhor característica da Savonius seria posta de lado, que é a aceitação de vento de qualquer direção.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akwa, J.; **“Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacionais”**, UFRGS, 2010.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica; **“Resolução Normativa Nº 482 de 17 de Abril”**, 2012.

ANSYS Inc.; **“ANSYS Fluent 12.0 Theory Guide”**, April, 2009a.

ANSYS Inc.; **“ICEM User’s Manual 12.0”**, April, 2009b.

Chen X.; Agarwal R.; **“Optimal Placement of Horizontal - Vertical - Axis Wind Turbines in a Wind Farm for Maximum Power Generation Using a Genetic Algorithm”**, Proceedings of the ASME, 2011.

Choi, J.; Shan, M.; **“Advancement of Jensen (PARK) Wake Model”**. EWEA Conference, 2013.

Custodio, R. S.; **“Energia Eólica Para Produção de Energia Elétrica”**, Centrais Elétricas Brasileiras – Eletrobrás, Rio de Janeiro, 2007.

Dobrev, I.; Massouh, F.; **“Exploring the Flow Around a Savonius Wind Turbine”**, 16th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 2012.

Fröhlich, H. B.; **“Análise de Independência de Malha 2D de uma Turbina Savonius Estática”**, XXV Salão de Iniciação Científica, UFRGS, 2013.

Hansen, M. O. L.; **“Aerodynamics of Wind Turbines”**, Earthscan, 2nd Edition, 2008.

Hayashi T.; Li Y.; Hara Y.; **“Wind Tunnels Tests on a Different Phase Three Stage Savonius Rotor”**, JSME International Journal, Series B, v. 49, 2005.

Hau, E.; **“Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics”**, 2nd Edition, Springer, 2005.

Jensen, N.O.; **“A Note on Wind Interaction”**, RISØ, 1983.

Menter, F. R.; Kuntz, M.; **“Adaptation of Eddy Viscosity Turbulence Models to Unsteady Separated Flows Behind Vehicles”**, In: THE Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Buses and Trains. Springer, Asilomar, CA, 2002.

Rae, W. H., Pope, A.; **“Low-Speed Wind Tunnel Testing”**, John Wiley & Sons, 2nd edition, USA, 1984.

Shigetomi, A.; Murai, Y.; Tasaka, Y.; Takeda Y.; **“Interactive Flow Field Around Two Savonius Turbines”**, Renewable Energy, nº 36, 2011.

Sun X.; Luo D.; Huang D.; Wu G.; **“Numerical Study on Coupling Effects Among Multiple Savonius Turbines”**, Journal of Renewable and Sustainable Energy, nº4, 2012.

Wang S.; Ingham D. B.; Ma, L.; Pourkashanian M.; Tao Z.; **“Numerical Investigations on Dynamic Stall of Low Reynolds Number Around Oscilating Airfoils”**, Computer & Fluids, nº 39, 2010.

Wenzell, G. M.; **“Análise Numérica da Esteira de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal: Estudo Comparativo com Modelos Analíticos”**, UFRGS, 2010.

APÊNDICE I

Rotina em Scilab para o pós-processamento das simulações.

```

stacksize('max');
clear;
i=1;
//Velocidade do vento
vo=5;
//Zerando as variáveis
cm_soma=0;
vm_soma1=0;
vm_soma2=0;
vm_soma3=0;
vm_soma4=0;
vm_soma5=0;
vm_soma6=0;
vm_soma7=0;
vm_soma8=0;
vm_soma9=0;
vm_soma10=0;
vm_soma11=0;
vm_soma12=0;
vm_soma13=0;
vm_soma14=0;
vm_soma15=0;
vm_soma16=0;
vm_soma17=0;
//Indicando o passo de tempo da simulação
ts=0.0005;
//Velocidade radial
w=10;

//Tempo para realizar uma volta
t_volta = 2*%pi/w;
disp( t_volta, 'tempo de uma volta')
//Total de voltas no tempo do escoamento
total_voltas = int(15/t_volta);
disp( total_voltas, 'total de voltas')
//Limite inferior, em passos de tempo
in = floor(8*(t_volta/ts));
//Limite superior, em passos de tempo
out = floor(23*(t_volta/ts));
disp(out,'out', in, 'in')
//endo os arquivos e armazenando em vetores
[data]=read('cm-history',-1,2);
[data1]=read('surf-mon-1.out',-1,2);
[data2]=read('surf-mon-2.out',-1,2);
[data3]=read('surf-mon-3.out',-1,2);
[data4]=read('surf-mon-4.out',-1,2);
[data5]=read('surf-mon-5.out',-1,2);

```

```

[data6]=read('surf-mon-6.out',-1,2);
[data7]=read('surf-mon-7.out',-1,2);
[data8]=read('surf-mon-8.out',-1,2);
[data9]=read('surf-mon-9.out',-1,2);
[data10]=read('surf-mon-10.out',-1,2);
[data11]=read('surf-mon-11.out',-1,2);
[data12]=read('surf-mon-12.out',-1,2);
[data13]=read('surf-mon-13.out',-1,2);
[data14]=read('surf-mon-14.out',-1,2);
[data15]=read('surf-mon-15.out',-1,2);
[data16]=read('surf-mon-16.out',-1,2);
[data17]=read('surf-mon-17.out',-1,2);
//Atribuindo as colunas de interesse a outros vetores
[cm]=data(in:out,2);
[cm_media]=data(:,2);
[vm1]=data1(:,2);
[vm2]=data2(:,2);
[vm3]=data3(:,2);
[vm4]=data4(:,2);
[vm5]=data5(:,2);
[vm6]=data6(:,2);
[vm7]=data7(:,2);
[vm8]=data8(:,2);
[vm9]=data9(:,2);
[vm10]=data10(:,2);
[vm11]=data11(:,2);
[vm12]=data12(:,2);
[vm13]=data13(:,2);
[vm14]=data14(:,2);
[vm15]=data15(:,2);
[vm16]=data16(:,2);
[vm17]=data17(:,2);
//Calculando a média no intervalo estabelecido
for k = in:out;
    cm_soma = cm_soma + cm_media(k);
    vm_soma1 = vm_soma1 + vm1(k);
    vm_soma2 = vm_soma2 + vm2(k);
    vm_soma3 = vm_soma3 + vm3(k);
    vm_soma4 = vm_soma4 + vm4(k);
    vm_soma5 = vm_soma5 + vm5(k);
    vm_soma6 = vm_soma6 + vm6(k);
    vm_soma7 = vm_soma7 + vm7(k);
    vm_soma8 = vm_soma8 + vm8(k);
    vm_soma9 = vm_soma9 + vm9(k);
    vm_soma10 = vm_soma10 + vm10(k);
    vm_soma11 = vm_soma11 + vm11(k);
    vm_soma12 = vm_soma12 + vm12(k);
    vm_soma13 = vm_soma13 + vm13(k);
    vm_soma14 = vm_soma14 + vm14(k);
    vm_soma15 = vm_soma15 + vm15(k);
    vm_soma16 = vm_soma16 + vm16(k);
    vm_soma17 = vm_soma17 + vm17(k);
end
//Vetor da velocidade média

```

```

vm=[vm_soma1;vm_soma2;vm_soma3;vm_soma4;vm_soma5;vm_soma6;vm_soma7
vm_soma8;vm_soma9;vm_soma10;vm_soma11;vm_soma12;vm_soma13;vm_soma14;vm_so
ma15
vm_soma16;vm_soma17]/(out-(in+1));
//Vetores de construção dos gráficos
z=[in:1:out];
x=[1:1:17]
//Média do coeficiente de torque
disp(cm_soma/((in-out)), 'media Cm')
//Gráficos de velocidade e coeficiente de
//torque em função do temp de escoamento
subplot(121)
plot2d(x,vm/vo, set(gca(),"grid",[1 1]))
subplot(122)
plot2d(z/2000,cm,set(gca(),"grid",[1 1]))

```

APÊNDICE II

Algoritmo em C++ para cálculo da potência e rotação ideal de turbinas em série.

```

//CALCULO DA VELOCIDADE MEDIA DE ESTEIRA
//E DA ROTAÇÃO IDEAL PARA TURBINAS EM SÉRIE
//UNIDADES EM SI

//BIBLIOTECAS
#include <stdio.h>
#include <math.h>
#include <stdlib.h>

int main()
{

//DEFININDO AS VARIÁVEIS
//Lambda_ideal=0.8 de acordo com a curva de potêcia
int n,i;
float lambda1, lambda2, l_ideal;
float cp1, cp2, cp_ideal, cp1_ideal, cp2_ideal;
float p1, p2, p1_ideal, p2_ideal;
float w1, w2, w1_ideal, w2_ideal;
float vo, d, ro=1.225, ks=2.017;
float ve, ct1, ct2, x;

//LENDO AS CONDIÇÕES INICIAIS
printf("Digite o numero de turbinas (1-2):\n");
scanf("%d",&n);
printf("Digite a velocidade incidente da camada nao perturbada: [m/s]\n");
scanf("%f",&vo);
printf("Digite o diâmetro das turbinas: [m]\n");
scanf("%f",&d);
if (n!=1){
printf("Digite a distancia entre as turbinas:\n");
scanf("%f",&x);}

//Inserindo o lambda ideal:

```

```

printf("Digite a razão de velocidade de ponta (RVP) ideal:\n");
scanf("%f", &l_ideal);
//Inserindo cp ideal:
printf("Digite o cp referente a RVP ideal:\n");
scanf("%f", &cp_ideal);

//CALCULO PARA A PRIMEIRA TURBINA
if(n==1 || n==2){
printf("Digite a velocidade de rotacao da turbina 1 [m/s]\n");
scanf("%f", &w1);
printf("Digite o coeficiente de torque da turbina 1 \n");
scanf("%f", &ct1);
//Calculando a razão de velocidade de ponta
lambda1=(w1*(d/2))/vo;
//Calculando o coeficiente de potência
cp1=lambda1*ct1;
p1=cp1*1.225*(pow(vo,3))/2;
}

//CALCULANDO A SEGUNDA TURBINA
if(n==2){
printf("Digite a velocidade de rotacao da turbina 2 [m/s] \n");
scanf("%f", &w2);
printf("Digite o coeficiente de torque da turbina 2 [rad/s] \n");
scanf("%f", &ct2);
//Cálculo da velocidade à juzante de acordo com o modelo
ve=vo*(2*ks*x + 0.25*d)/(2*ks*x + d);
//Calculando a razão de velocidade de ponta
lambda2=(w2*(d/2))/ve;
//Calculando o coeficiente de potência
cp2=lambda2*ct2;
p2=cp2*1.225*(pow(vo,3))/2;
//Calculando a nova potência de acordo com lambda ideal
w2_ideal= (ve*l_ideal)/(d/2);
p2_ideal=cp_ideal*1.225*(pow(vo,3))/2;
}

printf("A potencia da turbina 1 eh: %f[W] \n\n", p1);
printf("A velocidade incidente na turbina 2 é de: %f [m/s]\n", ve);
printf("A potencia da turbina 2 eh: %f[W] \n", p2);
printf("A rotacao para melhor aproveitamento da velocidade é: %f [rad/s] \n", w2_ideal);
printf("A nova potência seria de: %f [W] \n", p2_ideal);
getch();

```

Tabela A3 – Resultados decorrentes das simulações de turbinas em série

Rotor 1															
6 / 9 / 12															
	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
Distância (x/D)															
Vo [m/s]															
λ	1														
$c_p = c_t \lambda$	0,2378			0,2448			0,2474				0,2521				0,2638
P [W]	3,9326175			9,59616			18,9415625				33,35283				55,4210825
Re	202.000			269.000			337.000				404.000				471.000
Rotor2															
	6			9			12								
	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
ct_{cfd}	-0,0197	-0,0100	-0,0040	-0,0236	-0,0880	0,0650	0,0111	0,0060	0,0148	0,0360	0,0961	0,0632	0,0505	0,0471	0,0428
v_{modelo} [m/s]	2,9107	3,8810	4,8512	5,8215	6,7917	2,9397	3,9196	4,8995	5,8794	6,8593	2,9545	3,9393	4,9241	5,9089	6,8937
λ_{2_mod}	1,0307			1,0205			1,0154								
c_{p_modelo}	-0,0203	-0,0103	-0,0041	-0,0243	-0,0886	0,0663	0,0113	0,0061	0,0151	0,0367	0,0976	0,0642	0,0513	0,0478	0,0435
P_{modelo} [W]	-0,3067	-0,3698	-0,2883	-2,9392	-17,0082	1,0322	0,4178	0,4411	1,8801	7,2621	1,5414	2,4028	3,7499	6,0436	8,7208
v_{cfd_media} [m/s]	2,9004	3,8673	4,8341	5,8009	6,7677	2,9124	3,8832	4,8540	5,8248	6,7956	2,9360	3,9146	4,8933	5,8719	6,8506
λ_{2_cfd}	1,0343			1,0301			1,0218								
c_{p_cfd}	-0,0204	-0,0104	-0,0041	-0,0244	-0,0890	0,0670	0,0114	0,0062	0,0152	0,0371	0,0982	0,0646	0,0516	0,0481	0,0437
P_{cfd} [W]	-0,3045	-0,3671	-0,2863	-2,9185	-16,8883	1,0131	0,4101	0,4329	1,8454	7,1280	1,5221	2,3728	3,7031	5,9681	8,6120
E_{relativo}	0,0071			0,0188			0,0126								
E_{absoluto} [W]	0,0022	0,0026	0,0020	0,0207	0,1199	0,0191	0,0077	0,0081	0,0347	0,1341	0,0192	0,0300	0,0468	0,0754	0,1089
E_{percentual} [%]	0,7101			1,8816			1,2642								