

# ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ROTORES EÓLICOS SAVONIUS EMPREGANDO O MÉTODO DE VOLUMES FINITOS

João Vicente Akwa – joao.akwa@ufrgs.br

Adriane Prisco Petry – adrianep@mecanica.ufrgs.br

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

**Resumo.** Neste trabalho, são apresentados os resultados de simulações numéricas baseadas no Método de Volumes Finitos do escoamento de ar sobre um rotor eólico do tipo Savonius em operação e, também, em condições estáticas, como as encontradas na partida do mesmo. Comparam-se os resultados para diferentes domínios computacionais, bem como alternativas de discretização espacial e temporal, visando apresentar a influência destes sobre os valores obtidos e estabelecer os parâmetros computacionais adequados para a análise das turbinas em estudo. Nas simulações numéricas, desenvolvidas empregando o programa comercial Star-CCM<sup>+</sup>, a equação da continuidade e as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds foram resolvidas para que os campos de pressão e de velocidade do escoamento pudessem ser encontrados. Emprega-se um domínio contendo uma região com malha móvel, na qual o rotor foi inserido. A cada simulação, a velocidade angular da região de malha móvel é especificada de maneira a variar a razão de velocidade de ponta do rotor. Através da integração das tensões ocasionadas devido aos gradientes de pressão e das forças originadas pelo atrito viscoso sobre as pás do rotor eólico, obtém-se o coeficiente de torque em cada simulação. O torque e as forças atuantes no rotor também foram obtidos de forma semelhante. Com esses dados, outros parâmetros como a potência e o coeficiente de potência são obtidos. Análises dos principais parâmetros de desempenho do rotor Savonius foram realizadas e indicaram uma boa concordância com resultados experimentais e de simulações numéricas realizados por outros autores. Os resultados obtidos nas simulações apresentaram-se bastante representativos do fenômeno analisado.

**Palavras-chave:** Rotor Savonius, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Coeficientes Aerodinâmicos, Desempenho.

## 1. INTRODUÇÃO

O uso de dispositivos eólicos pouco convencionais como o rotor Savonius pode constituir uma solução de baixo custo e reduzidos impactos ambientais para a geração descentralizada. O rotor eólico desenvolvido e patenteado em 1929 por Sigurd J. Savonius, de Helsingfors na Finlândia, possui, entre outras vantagens: simplicidade construtiva; alto torque na partida e em plena operação; aceitação de vento de qualquer direção para o funcionamento; baixo ruído e reduzida velocidade angular, que reduz o desgaste das partes móveis; além de variadas opções de configuração de rotor, como, por exemplo, o uso de múltiplos estágios e de diversos formatos de pás (Savonius, 1930; Vance, 1973; Fernando e Modi, 1989). Um rotor Savonius, no entanto, não pode ser considerado como um dispositivo eólico de desempenho superior e nem inferior ao desempenho das demais máquinas eólicas. Os rotores Savonius deveriam ser compreendidos apenas como mecanismos diferentes para o aproveitamento da energia eólica, sendo alternativas tecnológicas às turbinas convencionais (Vance, 1973; Eldridge, 1980).

O dispositivo criado por Savonius funciona principalmente devido à força de arrasto resultante sobre suas pás. Gasch e Twele (2002) explicam que turbinas radiais de arrasto puro não podem apresentar elevados coeficientes de potência e razões de velocidade de ponta do rotor maiores do que a unidade. Por exemplo, o valor do máximo coeficiente de potência tem aproximadamente o valor de 0,16 para um moinho de vento persa e de 0,08 para um anemômetro de copos. Contudo, a influência das forças de sustentação sobre as pás de um rotor Savonius são significativas na performance do mesmo, conforme Kamoji *et al.* (2009). Além disso, quando são analisados resultados de testes de desempenho em túneis de vento para rotores Savonius, como os obtidos por Blackwell *et al.* (1977), Alexander e Holownia (1978), Fujisawa (1992), Menet e Cottier (2003), Saha *et al.* (2008) e Kamoji *et al.* (2009), verifica-se que esses dispositivos têm a capacidade de realizar trabalho para razões de velocidade de ponta superiores a unidade. O máximo rendimento de um rotor Savonius geralmente é obtido na operação com razão de velocidade de ponta possuindo valores próximos a 0,8. Já, para os valores do máximo coeficiente de potência obtido na operação, não há um consenso. Tal valor varia consideravelmente com a opção de configuração de rotor adotada em cada experimento, o que reforça a necessidade de um maior número de pesquisas serem feitas sobre o assunto.

Mesmo para as mesmas configurações de rotor Savonius estudadas, existem divergências entre os resultados apresentados por tais autores. Conforme Blackwell *et al.* (1977), em muitos experimentos a correta reprodução em escala reduzida da operação do rotor não foi realizada em túnel de vento, afetando a qualidade dos resultados. Os diferentes tratamentos dados à correção do efeito de bloqueio imposto pela introdução do modelo no túnel também colaboram para isso. Outros fatores que prejudicam os trabalhos experimentais são os longos períodos de pesquisa e os altos custos com materiais necessários.

Fernando e Modi (1989) comentam que, devido à natureza complexa do fluxo ao redor do rotor, com elevado número de recirculações, fica extremamente difícil, se não impossível, predizer teoricamente a performance de um rotor Savonius. Além disso, o desempenho de um rotor Savonius é extremamente influenciado pela turbulência do ar sobre suas pás, que influenciam no fenômeno da separação da camada limite. Com isso, em um trabalho teórico, um adequado modelamento da turbulência, que é difícil de ser realizado na prática, deve ser feito; o que dificulta a realização de trabalhos desse tipo. A teoria do momento para um elemento de pá, que pode descrever razoavelmente bem a performance de turbinas Darrieus, também não pode ser aplicada com sucesso na análise da operação de um rotor Savonius devido à natureza do fluxo e a interferência mútua entre as pás. A teoria clássica do momento aplicada por Betz também não apresenta sucesso para essa tarefa, pois nela não são levados em conta os diferentes formatos de rotor. Já, os poucos trabalhos realizados nos quais métodos numéricos foram aplicados para a obtenção de resultados referentes ao funcionamento de rotores Savonius obtiveram maiores êxitos, conforme Menet e Cottier (2003).

Devido à necessidade de maiores estudos sobre a performance de rotores Savonius, às dificuldades existentes na realização de trabalhos experimentais e teóricos sobre o tema e à escassez de trabalhos de natureza numérica, simulações baseadas no Método de Volumes Finitos foram realizadas como forma de obtenção de resultados aproximados que permitiram o estudo das características operacionais de um rotor desse tipo. Nesse trabalho, são apresentados os resultados dessas simulações. Nas simulações realizadas, características de desempenho para o rotor estático e em plena rotação foram obtidas para diferentes valores de velocidade do vento, de razão de velocidade de ponta e de posição angular das pás. Análises sobre o comportamento das forças atuantes sobre o rotor, assim como um estudo da influência do domínio de cálculo, da discretização espacial e temporal utilizados no método foram realizadas. A possibilidade do uso de um rotor com dois estágios foi analisada e discutida. Análises dos resultados obtidos para os campos de pressão e de velocidade no escoamento de ar sobre o rotor também foram feitas.

## 2. ROTOR ESTUDADO E PRINCIPAIS EXPRESSÕES

O rotor Savonius abordado nesse estudo, representado na Fig. 1, foi considerado contendo um único estágio de altura,  $H$ , de 4 m e diâmetro,  $d_r$ , igual a 1 m, o que corresponde a uma área projetada,  $A_r$ , para a captação de energia eólica, de 4 m<sup>2</sup>. A escolha de tais dimensões proporciona uma razão de aspecto do rotor alta (igual a 4) que, segundo Alexander e Holownia (1978), reduz os efeitos das pontas das pás no fluxo de ar sobre o rotor que tendem a diminuir o coeficiente de potência. O rotor, também foi considerado como tendo placas de extremidade com diâmetros,  $d_{pe}$ , correspondentes a 1,1 vezes o diâmetro do rotor para que o efeito da ponta das pás fique mais reduzido ainda, conforme é indicado no estudo de Saha *et al.* (2008). Além disso, Vance (1973) explica que com o uso de altas razões de aspecto e de placas de extremidade o fluxo sobre um rotor Savonius pode ser aproximado com boa precisão por um fluxo bidimensional. Na Fig. 1, também é representada uma alternativa ao rotor de único estágio que é um rotor com dois estágios de 2 m de altura e 1 m de diâmetro cada e com as pás separadas entre si por 90°. O rotor de duplo estágio foi considerado para a realização de uma comparação da influência do número de estágios nos parâmetros de desempenho do rotor em função da posição angular da pá de avanço,  $\theta$ , considerando que os coeficientes aerodinâmicos médios ao longo de uma revolução permaneceram constantes. Isso foi feito simplificando-se o fluxo sobre o rotor para um fluxo bidimensional, no qual não há variação nas características de operação do rotor na direção de seu eixo de rotação.



Figura 1- Rotor Savonius abordado nesse estudo, à esquerda, e sua opção em duplo estágio, à direita.

Na Fig. 2, esquemas explicativos ajudam a entender melhor os parâmetros geométricos de um rotor Savonius com pás de seção semicircular, semelhante ao estudado nesse trabalho, e o escoamento bidimensional sobre o mesmo. O vento, cuja velocidade não perturbada é igual à  $V_o$ , incide nas pás do rotor que pode adquirir torque positivo, dependendo da velocidade angular,  $\omega$ , na qual o rotor está operando. Na Fig. 2,  $\theta$  indica a posição angular da pá de avanço, que passa a ser denominada de pá de retorno quando  $\theta$  atingir valor superior a  $180^\circ$ . Outros parâmetros geométricos representados por essa figura são a corda da pá,  $c$ , o afastamento,  $a$ , a sobreposição,  $s$ , e a espessura das pás,  $e$ . Para o rotor estudado nesse trabalho,  $e$  possui o valor de 4 mm,  $a$  é nulo e  $s$  possui um tamanho equivalente a 15% do tamanho de  $c$ , lembrando que  $d_r$  é igual a 1 m. A combinação das dimensões de  $a$ ,  $s$  e  $c$  foi feita com base no que afirmam Blackwell *et al.* (1977) e Alexander e Holownia (1978) que, a partir de experimentos, concluíram que tal combinação permite boa performance. Nesse trabalho, a espessura das placas de extremidade foi considerada desprezível em relação à altura do rotor.

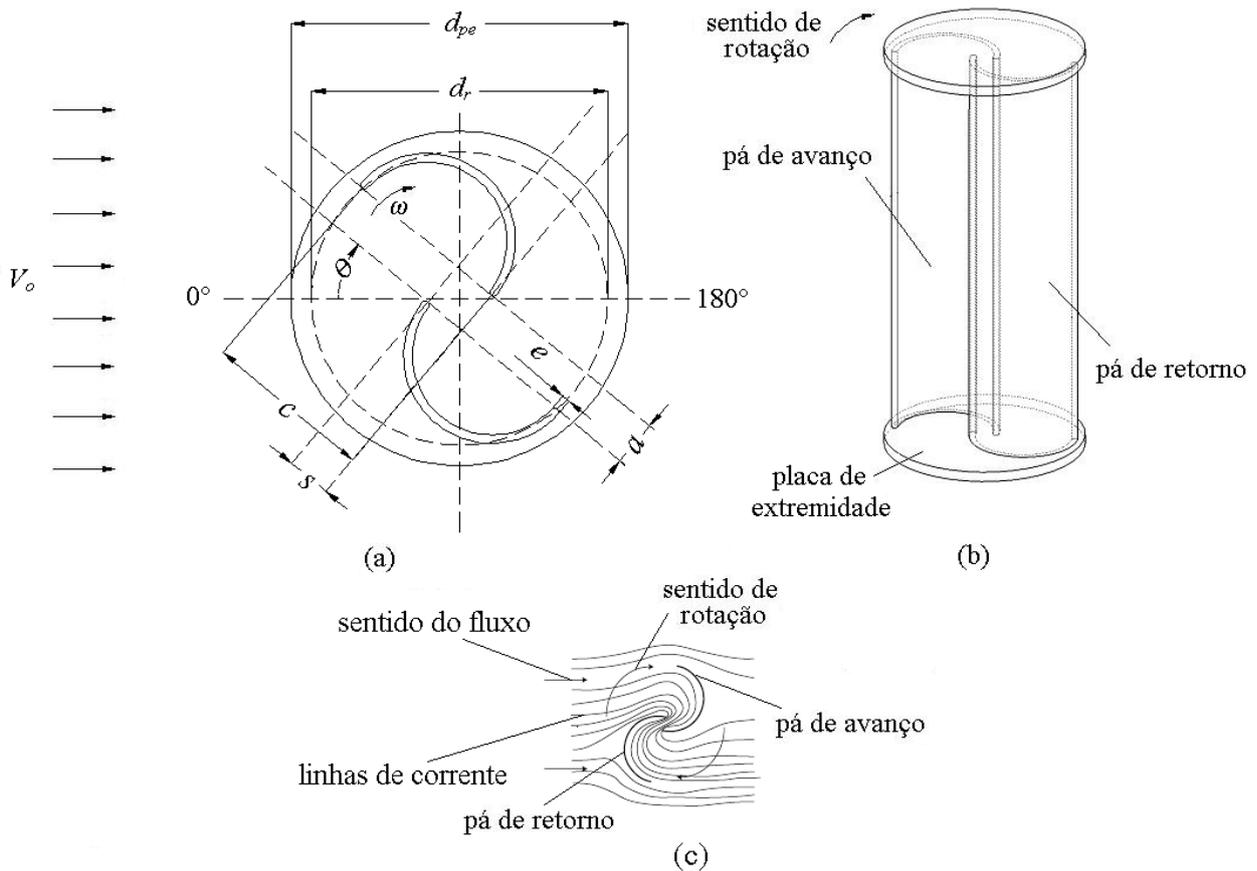


Figura 2- Representações esquemáticas para rotores Savonius: (a) vista superior em corte, (b) representação tridimensional e (c) fluxo principal sobre um rotor.

Na realização desse trabalho, o torque do rotor,  $T$ , foi obtido pela integração das forças atuantes sobre as pás. O torque foi calculado através da Eq. (1), que computa o ganho de momento do rotor pela ação das forças de pressão e das forças oriundas do efeito da viscosidade sobre as pás. Na Eq. (1),  $f_f^{press\tilde{a}o}$  e  $f_f^{viscosa}$  são os vetores das forças de pressão e viscosas,  $\alpha$  é um vetor definindo o eixo através do ponto  $X_0$  no qual o momento é tomado e  $k_f$  é a posição da face  $f$  relativa a  $X_0$ . Ainda na Eq. (1),  $p_f$  é a pressão na face,  $\alpha_f$  é o vetor da área da face,  $p_{ref}$  é a pressão de referência e  $\tau_f$  é o tensor de tensões na face  $f$ .

$$T = \sum_f \left[ k_f \times \left( f_f^{press\tilde{a}o} + f_f^{viscosa} \right) \cdot \alpha \right] = \sum_f \left\{ k_f \times \left[ (p_f - p_{ref}) \alpha_f + (-\tau_f \cdot \alpha_f) \right] \cdot \alpha \right\} \quad (1)$$

Com o valor do torque, obtido pela Eq. (1), e com o valor da velocidade angular do rotor,  $\omega$ , que é imposta como condição de contorno em cada simulação; a potência do rotor,  $P$ , pôde ser calculada pela Eq. (2). Dividindo-se a Eq. (2) pela potência disponível na corrente de ar que incide sobre a área do rotor, pôde-se obter a relação entre o coeficiente de potência,  $C_p$ , o coeficiente de torque,  $C_T$ , e a razão de velocidade de ponta do rotor,  $\lambda$ . Tal relação, que foi utilizada para o cálculo dos coeficientes aerodinâmicos adimensionais do rotor, é representada pela Eq. (3), na qual  $r$  é o raio do rotor e  $\rho$  representa a massa específica do ar.

$$P = T\omega \quad (2)$$

$$C_P = \frac{P}{P_{disponível}} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^3} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^2 r} \frac{r\omega}{V_o} = C_T \lambda \quad (3)$$

O número de Reynolds,  $Re$ , usado nesse trabalho para comparar os resultados, foi definido pela Eq. (4), de acordo com Kamoji *et al.* (2009). Na Eq. (4),  $\mu$  indica a viscosidade absoluta do ar. Para o cálculo de coeficientes de força,  $C_F$ , sobre o rotor, usou-se a Eq. (5), na qual  $\mathbf{n}_D$  é um vetor que deve ser especificado de acordo com a direção da força resultante levada em consideração no cálculo.

$$Re = \frac{\rho V_o d_r}{\mu} \quad (4)$$

$$C_F = \frac{\sum_f (f_f^{pressão} + f_f^{viscosa}) \cdot \mathbf{n}_D}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^2} = \frac{\sum_f [(p_f - p_{ref}) \alpha_f + (-\tau_f \cdot \alpha_f)] \cdot \mathbf{n}_D}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^2} \quad (5)$$

### 3. METODOLOGIA

As simulações numéricas baseadas no Método de Volumes Finitos realizadas nesse trabalho foram implementadas usando-se o software comercial Star-CCM<sup>+</sup>. Com o auxílio do software, as equações da conservação de massa e as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds, escritas na forma conservativa, foram resolvidas por meio de discretização em volumes finitos. Com isso, os campos de pressão e de velocidade para o escoamento sobre o rotor Savonius puderam ser obtidos, juntamente com outras grandezas como torque e forças atuantes.

Na execução das simulações, a discretização dos termos advectivos das equações de conservação foi realizada através da função de interpolação Upwind de Segunda Ordem, já que essa função permite a obtenção de resultados coerentes para escoamentos com características advectivas dominantes, como é o caso do fenômeno estudado nesse trabalho. O método iterativo de Gauss-Seidel foi utilizado, por sua praticidade, para solucionar o sistema de equações algébricas gerado com a discretização das equações de conservação, considerando a solução fornecida pelo método válida apenas quando os resíduos do cálculo iterativo fossem inferiores ao valor de  $10^{-5}$ . Nesse trabalho, também, optou-se pelo uso de solução segregada dos campos de pressão e de velocidade com o emprego do Método SIMPLE (Semi Implicit Linked Equations) para resolver o problema do acoplamento pressão-velocidade na formulação incompressível. Isso foi realizado porque o uso de solução acoplada pode demandar muito tempo computacional e o uso do algoritmo SIMPLE garante boa estabilidade nos cálculos (Maliska, 1995; Star-CCM<sup>+</sup>, 2008).

Para realizar o tratamento dos efeitos da turbulência, o modelo  $k-\omega$  SST de Menter foi empregado, pois o modelo apresenta usualmente bons resultados para fluxos com linhas de corrente contendo grandes curvaturas. As condições de contorno consideradas para a turbulência do escoamento foram a intensidade de turbulência igual a 0,01 e a escala de comprimento característico de 0,01 m; considerando a turbulência como sendo estacionária, homogênea e isotrópica e que todo o processo pôde ser considerado ergódico. Um tratamento de parede híbrido, que resolve a subcamada laminar nas regiões de malha fina e usa a função de parede nas regiões cuja malha é menos refinada, foi aplicado, tomando-se o cuidado de manter o valor da distância adimensional da parede ( $y^+$ ) inferior a 30 para todas as simulações, satisfazendo o requisito da modelagem adotada (Maliska, 1995; Star-CCM<sup>+</sup>, 2008).

As primeiras simulações foram realizadas considerando o rotor em repouso na posição angular de  $0^\circ$  e solucionando as equações em regime permanente com o intuito de verificar o tamanho adequado do domínio de cálculo a ser usado no restante das simulações. Em tais simulações, dois domínios de cálculo foram considerados: o primeiro com dimensões de 20 por 50 vezes o diâmetro do rotor e o segundo, exibido na Fig. 3, com dimensões de 12 por 26 vezes o diâmetro do rotor. No domínio maior, o centro do rotor foi posicionado a 10 diâmetros de rotor de distância da entrada do domínio, já, no segundo, a distância da entrada adotada foi de 6 diâmetros de rotor. Usando esses domínios, considerou-se que o rotor estava a uma distância suficientemente grande da entrada do domínio para considerar que a velocidade na entrada fosse igual à velocidade não perturbada. Também foi considerado que o rotor, nos dois domínios, estava suficientemente longe da saída do domínio para considerar que lá a pressão possuía o valor igual ao valor de uma atmosfera, ou 101.325 Pa. As laterais dos dois domínios foram postas longe do rotor, a 10 diâmetros de rotor do centro do rotor Savonius no domínio maior e a 6 diâmetros no domínio menor, para que nelas a condição de contorno de plano de simetria para o escoamento fosse aplicada. O rotor, nessas simulações, foi circundado por uma condição de contorno de interface que foi útil nas simulações posteriores para a especificação da velocidade angular do rotor. Para todas as simulações, nas pás do rotor, a condição de contorno de não-deslizamento foi especificada. As distâncias entre o rotor e os limites dos domínios foram escolhidas com base no que é comentado em Eldridge (1980) e Gasch e Twele (2002) sobre interferências no vento causadas por obstáculos e turbinas eólicas.

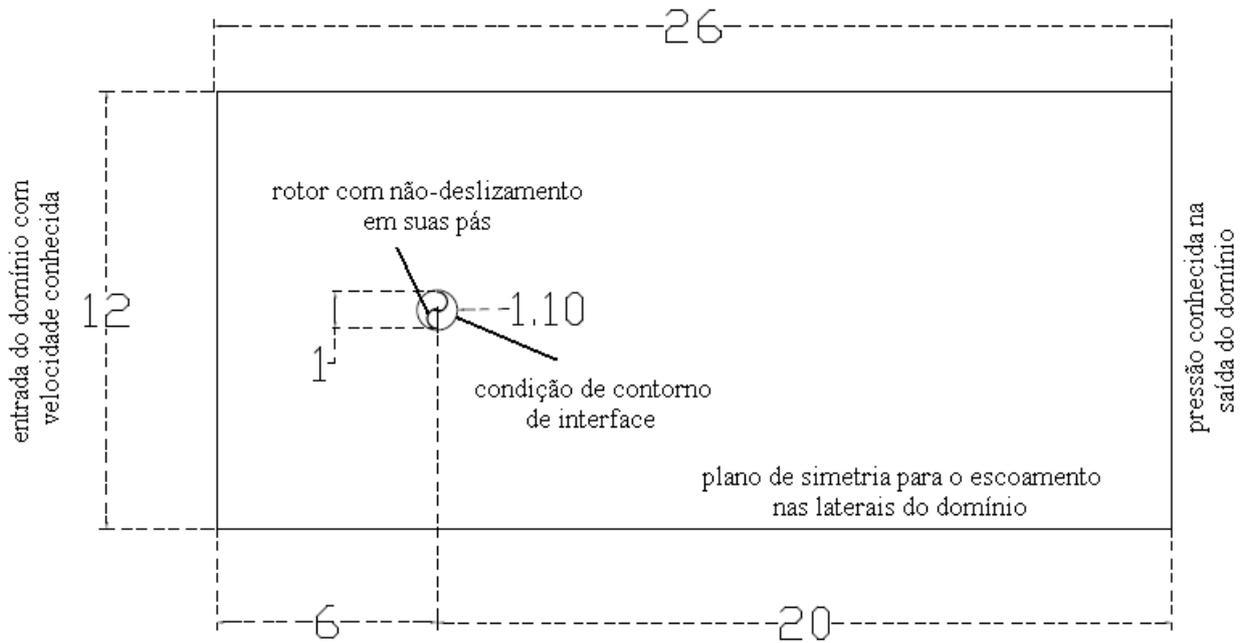


Figura 3- Tipo de domínio de cálculo usado, com dimensões em múltiplos de  $d_r$ .

O domínio foi dividido em volumes finitos triangulares na região circundada pela condição de contorno de interface e com formatos quadriláteros no restante do domínio. Ainda na região de malha de volumes triangulares, camadas de prismas de formatos quadriláteros e dimensões mais reduzidas foram adicionadas sobre as superfícies das pás do rotor para melhorar a avaliação da camada limite. A malha não-estruturada de volumes triangulares foi utilizada nas proximidades do rotor devido à maior facilidade para obter o refinamento da malha sobre a geometria com esse tipo de volume. Nas regiões afastadas do rotor, optou-se pelo uso de malha estruturada de volumes quadriláteros, que permitiu uma melhor organização da malha além de reduzir o número de volumes e os efeitos da difusão numérica na solução (Maliska, 1995). A visualização de um detalhe da malha pode ser analisada na Fig. 4.

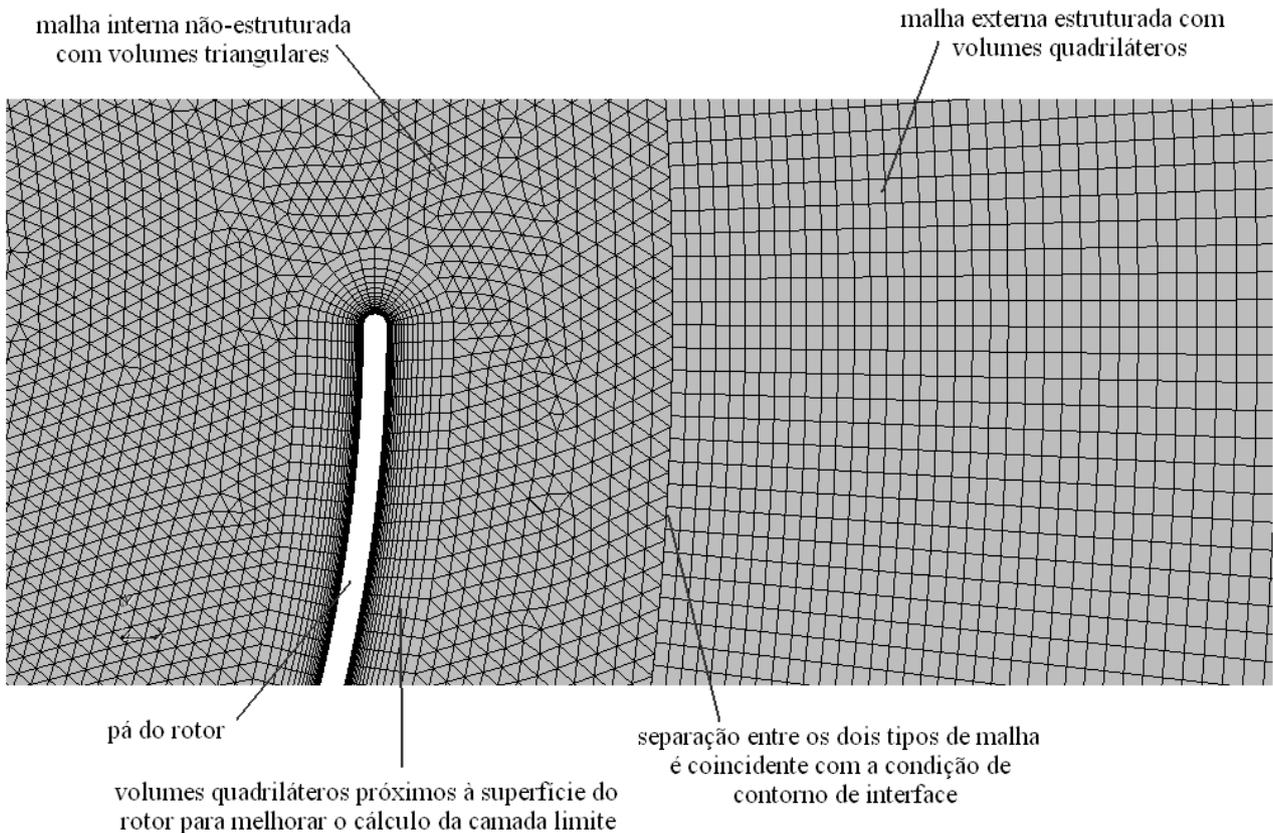


Figura 4- Detalhe do tipo de malha utilizada nas simulações.

Uma verificação da influência do refinamento das malhas no coeficiente de torque estático do rotor com único estágio em vento de 14 m/s e para  $\theta$  de  $0^\circ$  foi realizada para os dois domínios considerados. A partir de uma análise dos resultados obtidos nessa verificação, exibidos na Tab. 1, conclui-se que não há variação significativa nos resultados obtidos em função das dimensões do domínio. Com isso, o domínio de menores dimensões, de 12 por 26 diâmetros de rotor, foi escolhido para as simulações posteriores por permitir um maior refinamento para o mesmo número de volumes e por possibilitar diminuição no tempo computacional. Também, verifica-se que a solução não varia significativamente quando o número de volumes utilizados no domínio menor atinge um valor de cerca de 150 mil e a dimensão média desses volumes é de aproximadamente 4,5 cm. Por isso, nas simulações posteriores, o domínio menor refinado com 151.178 volumes é utilizado.

Tabela 1. Variação dos valores obtidos para o coeficiente de torque estático em função do refinamento e das dimensões do domínio utilizado.

DOMÍNIO DE 12 X 26 DIÂMETROS DE ROTOR				DOMÍNIO DE 20 X 50 DIÂMETROS DE ROTOR			
Malha	Volumes	$C_T$ para $\theta = 0^\circ$ e $V_o = 14$ m/s	Dimensão Média dos Volumes (m)	Malha	Volumes	$C_T$ para $\theta = 0^\circ$ e $V_o = 14$ m/s	Dimensão Média dos Volumes (m)
1	17.470	0,191703618	0,133636124	1	20.390	0,187401190	0,221456899
2	88.080	0,202268079	0,059515717	2	104.460	0,198544502	0,097841435
3	151.178	0,217237830	0,045428252	3	182.228	0,214009211	0,074078174
4	343.660	0,217620447	0,030130464	4	396.160	0,218475595	0,050241490
5	591.786	0,217682287	0,022960851	5	704.286	0,222578675	0,037681076

Uma análise da discretização temporal, utilizada nas simulações nas quais a velocidade angular do rotor não era nula e, portanto, que necessitavam de solução em regime transiente, na formulação implícita, das equações de conservação para uma melhor representação física do fenômeno; também foi feita. Buscou-se especificar o passo de tempo,  $\Delta t$ , utilizado no cálculo do sistema de equações algébricas gerado com a discretização, em função do passo angular,  $\Delta \theta$ , dado pelo rotor Savonius operando a uma determinada razão de velocidade de ponta,  $\lambda$ , conforme a equação 6. Assim, em um período de tempo igual a  $\Delta t$  o rotor apresenta um deslocamento angular correspondente a  $\Delta \theta$ . Simulações, então, foram feitas, especificando-se a velocidade angular da malha circundada pela condição de interface de tal maneira que a razão de velocidade de ponta do rotor fosse igual a 0,25. Nessas simulações, a velocidade não perturbada foi especificada com o valor de 3,5 m/s. Com a aplicação do Método de Volumes Finitos, os coeficientes de torque e de potência em função da posição angular puderam ser obtidos. Uma média dos valores desses coeficientes ao longo de dez ciclos decorridos após o tempo necessário para uma partícula fluida percorrer a extensão do domínio foi feita. Os valores obtidos encontram-se exibidos na Tab. 2 e na Fig. 5.

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta r}{\lambda V_o} \tag{6}$$

Tabela 2. Influência da discretização temporal nos coeficientes aerodinâmicos e na quantidade de cálculos para  $V_o = 3,5$  m/s e  $\lambda = 0,25$ .

$\Delta \theta$ (graus)	$C_T$ médio	$C_p$ médio	Número de $\Delta t$ por rotação	Número aproximado de iterações por $\Delta t$	Número aproximado de iterações por rotação
15,0	0,35	0,09	24	169	4.056
10,0	0,39	0,10	36	161	5.796
5,00	0,46	0,12	72	104	7.488
1,00	0,50	0,13	360	48	17.280
0,50	0,49	0,12	720	35	25.200
0,01	0,52	0,13	36.000	4	144.000

Analisando os resultados exibidos na Tab. 2 e na Fig. 5, pôde-se concluir que quando  $\Delta \theta$  possui um valor menor ou igual a  $5^\circ$ , os coeficientes aerodinâmicos médios do rotor ao longo de uma rotação variam pouco em função da discretização temporal. Considerando isso e que o número de passos de tempo por rotação é próximo do número de iterações por passo de tempo para valores de  $\Delta \theta$  ligeiramente inferiores a  $5^\circ$ , o valor de  $\Delta \theta$  igual a  $5^\circ$  foi escolhido para a realização das demais simulações computacionais em regime transiente. A escolha de tal valor para o passo angular garante menor tempo computacional do que os valores menores a ele presentes na Tab. 2.

Os resultados obtidos das análises da discretização espacial e temporal foram usados para a realização das demais simulações, nas quais se especificou uma velocidade angular na região da malha circundada pela condição de interface a fim de variar a razão de velocidade de ponta do rotor. Tais simulações foram realizadas, para diferentes valores de velocidade não perturbada da corrente de ar, em regime transiente para análise de características dinâmicas da operação do rotor Savonius e em regime permanente quando se quis analisar as características estáticas, ou de partida, do rotor.

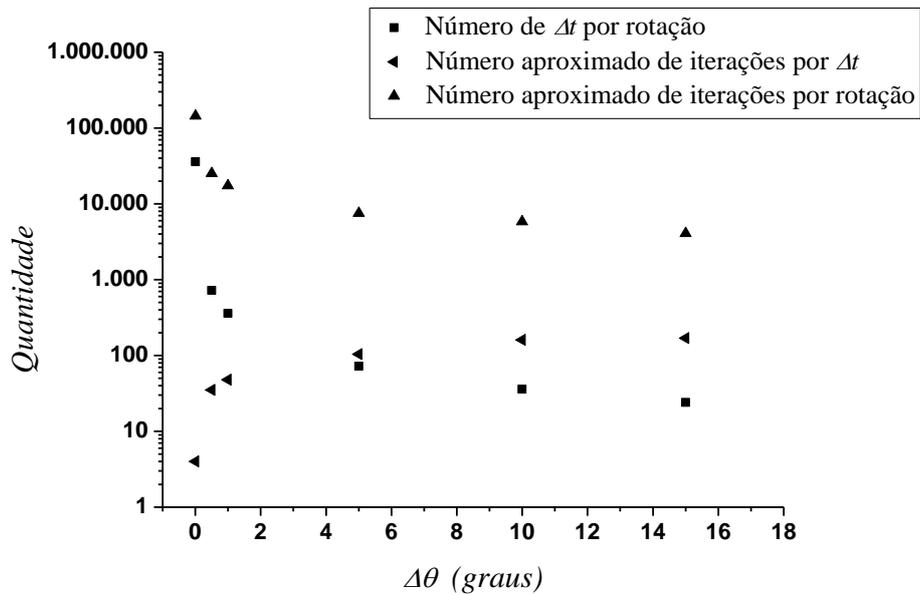


Figura 5- Influência da discretização temporal na quantidade de cálculos para  $V_o = 3,5$  m/s e  $\lambda = 0,25$ .

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As características de partida do rotor Savonius, são obtidas a partir de simulações do escoamento em regime permanente com o rotor posicionado estaticamente em diversas posições angulares. A posição angular do rotor varia  $30^\circ$  a cada simulação. As simulações em regime permanente visam obter as características do rotor estático com relativo baixo custo computacional. Na Fig. 6, são exibidos os valores do coeficiente de torque estático em função da posição angular, obtidos para o rotor Savonius de único estágio, juntamente com resultados experimentais e numéricos discutidos por Menet e Cottier (2003) para um rotor semelhante. Analisando os resultados apresentados na Fig. 6, pôde-se concluir que eles são representativos do fenômeno estudado. Também, verifica-se que o torque do rotor aumenta conforme o número de Reynolds cresce. Blackwell *et al.* (1977), explicam que o aumento do coeficiente de torque do rotor com o crescimento do número de Reynolds se deve ao retardo da separação da camada limite sobre a parte convexa das pás, principalmente para valores de posições angulares próximos de  $0$  ou  $180^\circ$ . O retardo da separação da camada limite reduz o arrasto de pressão sobre a pá de retorno, devido à maior recuperação de pressão que acontece, e faz com que a força sustentação aumente para essas posições angulares, aumentando o torque do rotor.

#### Coefficiente de Torque Estático em Função da Posição Angular

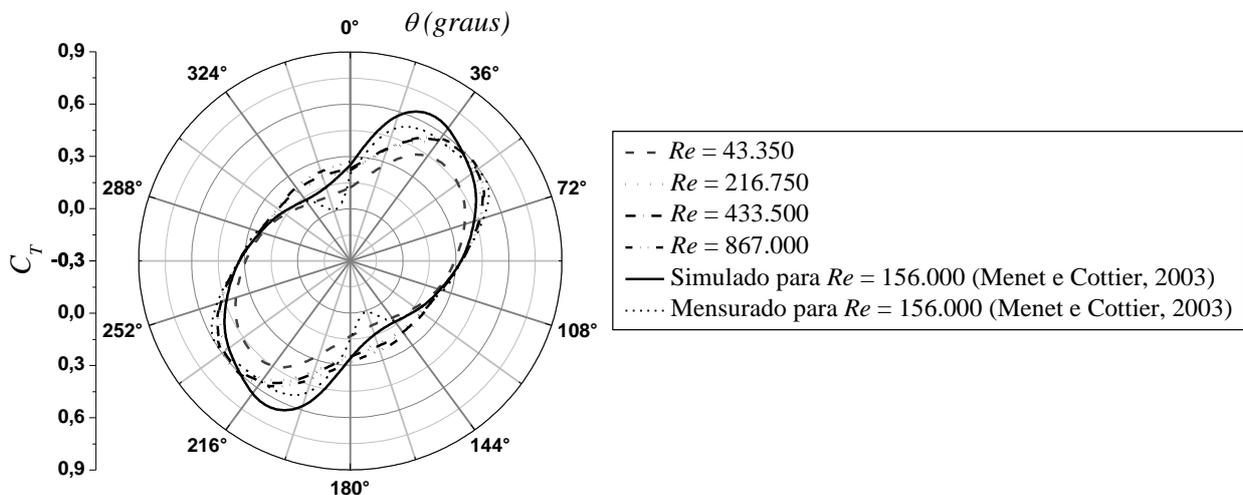


Figura 6- Valores obtidos para o coeficiente de torque estático em função da posição angular do rotor Savonius de único estágio.

Nas Fig. 7 e 8, valores para a pressão, calculados sobre as pás do rotor estático na posição angular de  $0^\circ$ , podem ser analisados. Nessas figuras, observa-se a maior recuperação de pressão sobre a parte convexa das pás no escoamento com número de Reynolds maior. Num escoamento com número de Reynolds alto, as partículas fluidas têm maior energia cinética próximo à superfície e isso ocasiona um retardo da separação da camada limite sobre as pás do rotor, proporcionando uma maior recuperação de pressão que pode observada nas figuras.

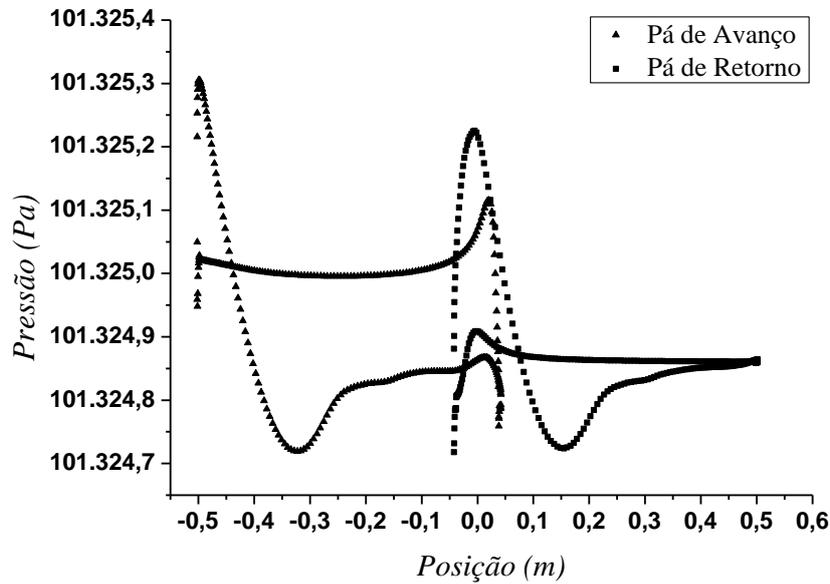


Figura 7- Pressão sobre as pás do rotor estático em  $\theta = 0^\circ$  para  $Re = 43.350$ .

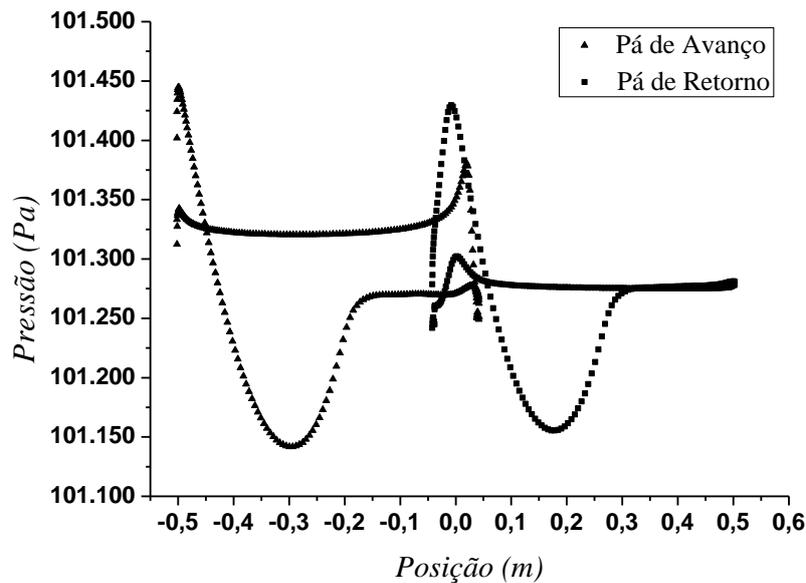


Figura 8- Pressão sobre as pás do rotor estático em  $\theta = 0^\circ$  para  $Re = 867.000$ .

As simulações das características dinâmicas, ou de operação, do rotor Savonius, confirmam vantagem no uso de duplo estágio em relação à utilização do Savonius convencional de único estágio. Isso se deve à diminuição nas flutuações de torque que ocorrem com a utilização de mais um estágio deslocado  $90^\circ$  em relação ao primeiro (Menet e Cottier, 2003), considerando que o valor médio do coeficiente de torque ao longo de uma rotação do rotor permaneça constante. Os gráficos das Fig. 9 e 10 apresentam esses resultados.

As Fig. 11 e 12 apresentam os resultados da variação do torque e da potência médios do rotor em função da velocidade angular e da velocidade do vento, obtidos a partir das simulações do escoamento durante a operação do rotor Savonius. As Fig. 13 e 14 apresentam a variação do coeficiente de torque e de potência médios ao longo de uma rotação em função da razão de velocidade de ponta. Essas curvas são representativas da operação de uma turbina eólica como a Savonius e divergem pouco de resultados experimentais como os obtidos por Blackwell *et al.* (1977). Nessas figuras, também se pode verificar o aumento dos coeficientes de torque e de potência com o crescimento do número de Reynolds.

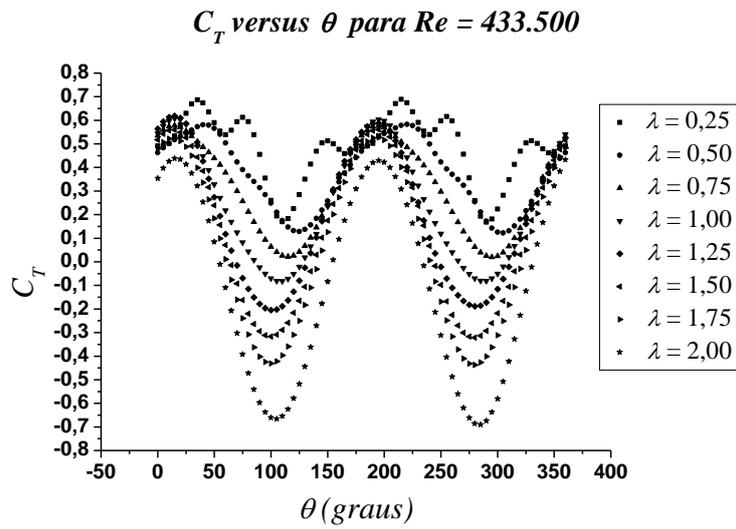


Figura 9- Variação do ciclo de coeficiente de torque de um rotor de único estágio em função do aumento da razão de velocidade de ponta para  $Re = 433.500$ .

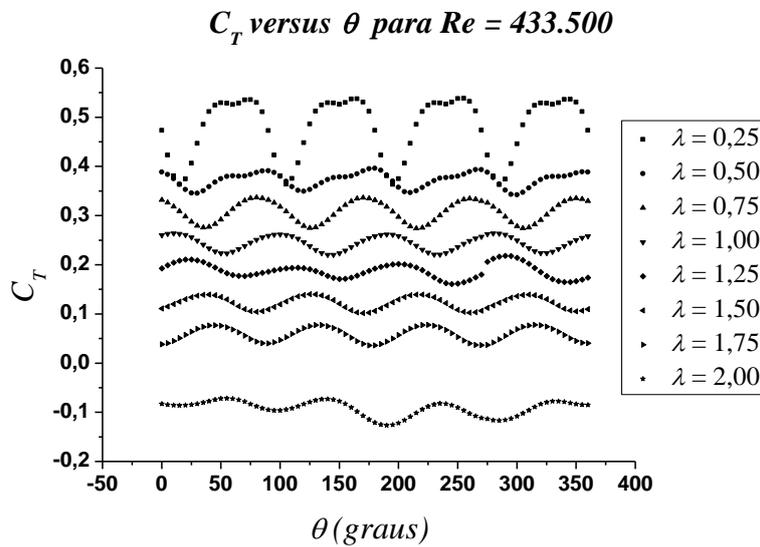


Figura 10- Variação do ciclo de coeficiente de torque de um rotor de duplo estágio em função do aumento da razão de velocidade de ponta para  $Re = 433.500$ .

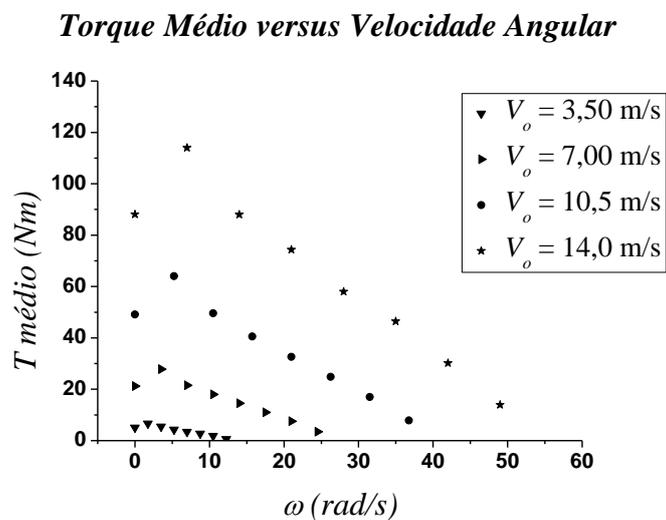


Figura 11- Variação do torque médio ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento.

**Potência Média versus Velocidade Angular**

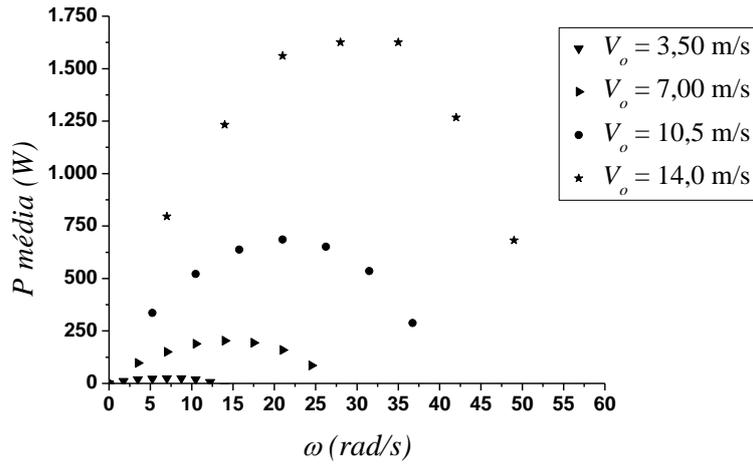


Figura 12- Variação da potência média ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento.

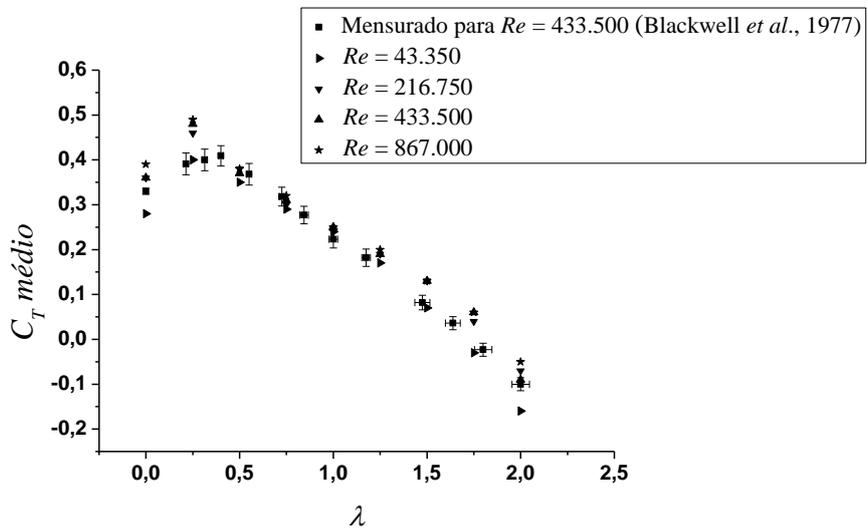


Figura 13- Coeficiente de torque médio ao longo de uma rotação versus a razão de velocidade de ponta do rotor.

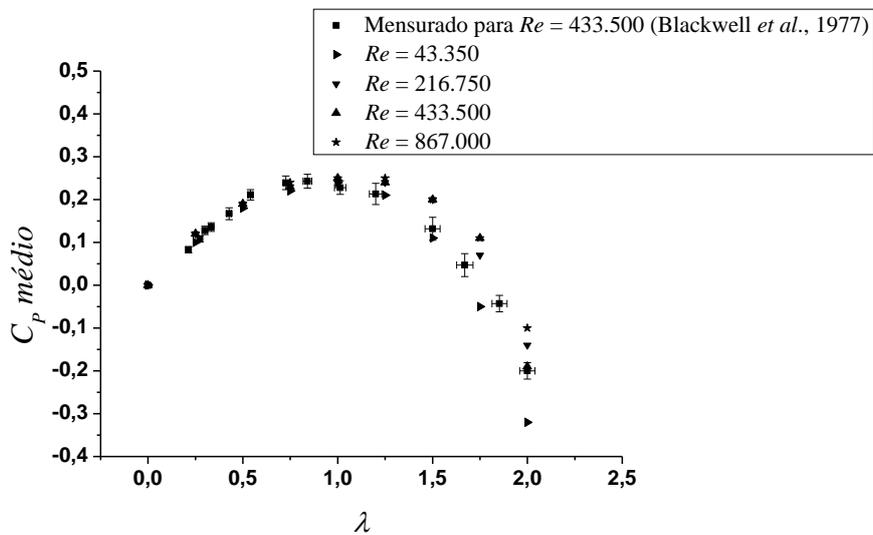


Figura 14- Coeficiente de potência médio ao longo de uma rotação versus a razão de velocidade de ponta do rotor.

Outros resultados, como coeficientes de arrasto,  $C_A$ , e de sustentação,  $C_S$ , e o campo de velocidade no complexo escoamento sobre o rotor, com elevado número de recirculações; obtidos nas simulações, são apresentados nas Fig. 15 e 16 respectivamente. Os resultados apresentados na Fig. 15 demonstram o aumento na força de sustentação sobre o rotor com o crescimento da velocidade angular, devido ao efeito Magnus, conforme é discutido em Komatinovic (2006). Já, a força de arrasto sobre o rotor diminui na medida em que a velocidade angular do mesmo aumenta, de maneira semelhante ao que acontece com o torque. Tal diminuição da magnitude da força de arrasto se deve à menor extração de energia cinética do fluxo com o aumento da rotação.

$C_A$  e  $C_S$  médios versus  $\lambda$  para  $Re = 433.500$

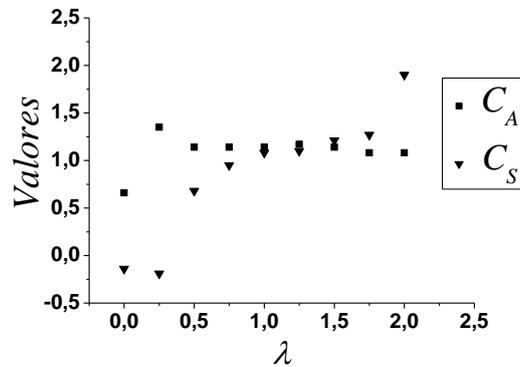


Figura 15- Coeficientes de arrasto e de sustentação médios ao longo de uma rotação versus a razão de velocidade de ponta do rotor.

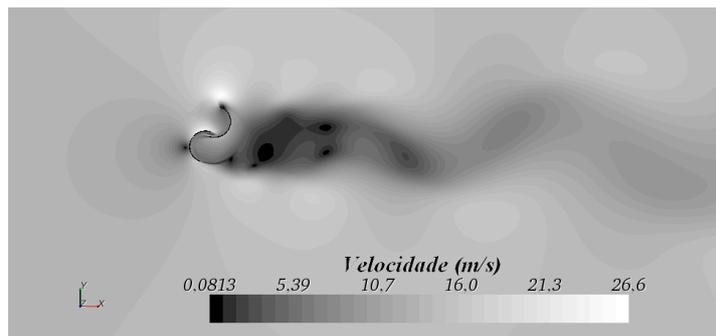


Figura 16- Campo de velocidade para  $\lambda = 1$ ,  $\theta = 105^\circ$  e  $Re = 867.000$ .

## 5. CONCLUSÕES

Foram desenvolvidas simulações numéricas do escoamento de ar em torno de turbinas eólicas Savonius. Os resultados obtidos para as características de desempenho dos rotores analisados permitem concluir que os parâmetros utilizados no presente trabalho são adequados para análise proposta. As soluções obtidas são bastante representativas do fenômeno analisado. Houve uma boa concordância com os resultados experimentais e numéricos obtidos por outros autores. Nos casos em que houve menor aderência dos resultados numéricos aos valores esperados, como nas curvas presentes nas Fig. 13 e 14, esta divergência de valores ocorre para baixas e altas razões de velocidade de ponta do rotor. Contudo, para esses valores de razão de velocidade de ponta, a potência apresentada pelo rotor é baixa ou até negativa, caracterizando pontos fora das faixas de operação para geração de energia. Para valores de razão de velocidade de ponta em torno de 1, faixa na qual se obtém o melhor desempenho na geração de energia, os resultados obtidos aproximam-se dos valores indicados por Blackwell *et al.* (1977), sendo que a divergência encontrada nos valores foi menor do que a margem de erro das medições experimentais. Para aprimorar estas análises, em trabalhos futuros propõe-se obter os resultados para as características de rotor estático empregando simulações em regime transiente e com o rotor movendo-se num ângulo menor a cada simulação. Para investigar a adequação da hipótese de que a análise bidimensional é adequada, propõe-se como continuidade do trabalho a realização de simulações tridimensionais. Variações do modelo e das condições de contorno da turbulência usados nas simulações, também são temas relevantes a serem abordados em futuros trabalhos.

Os resultados simulados exibidos indicam que o modelo de turbulência empregado,  $k-\omega$  SST, bem como os demais parâmetros, conseguiram representar as principais características do escoamento necessárias para avaliar o desempenho do rotor Savonius. O domínio limitado a 12 X 26 diâmetros de rotor apresentou resultados adequados e próximos aos obtidos com o domínio ampliado para 20 X 50 diâmetros. A modelagem empregada, juntamente com os parâmetros

escolhidos, indica que esta metodologia pode ser empregada em novos estudos, que visam investigar diferentes configurações de turbinas Savonius, incluído modelos com carcaça e com parâmetros geométricos de rotor alterados.

## 6. AUTORIZAÇÕES E RECONHECIMENTOS

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas nesse artigo.

### Agradecimentos

Os autores agradecem o suporte financeiro dado pela CAPES através de bolsa de estudos concedida a Akwa, J. V.

## REFERÊNCIAS

- Alexander, A. J., Holownia, B. P., 1978. Wind Tunnel Tests on a Savonius Rotor, *Journal of Industrial Aerodynamics*, vol. 3, n. 4, pp. 343-351.
- Blackwell, B. F., Sheldahl, R. E., Feltz, L. V., 1977. Wind Tunnel Performance Data for Two- and Three-Bucket Savonius Rotors, Sandia Laboratories.
- Eldridge, F. R., 1980. *Wind Machines*, Van Nostrand Reinhold.
- Fernando, M. S. U. K., Modi, V. J., 1989. A Numerical Analysis of the Unsteady Flow Past a Savonius Wind Turbine, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 32, pp. 303-327.
- Fujisawa, N., 1992. On the Torque Mechanism of Savonius Rotors, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 40, n. 3, pp. 277-292.
- Gasch, R., Tvele, J., 2002. *Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation*, Solarpraxis.
- Kamoji, M. A., Kedare, S. B., Prabhu, S. V., 2009. Performance Tests on Helical Savonius Rotors, *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 521-529.
- Komatinovic, N., 2006. Investigation of the Savonius-type Magnus Wind Turbine, Master Thesis Project, M.Sc. Program in Wind Energy, Technical University of Denmark.
- Maliska, C. R., 1995. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*, LTC.
- Menet, J. L., Cottier, F., 2003. Etude Paramétrique du Comportement Aérodynamique d'une Éolienne Lente à Axe Vertical de Type Savonius, 16<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Nice.
- Saha, U. K., Thotla, S., Maity, D., 2008. Optimum Design Configuration of Savonius Rotor Through Wind Tunnel Experiments, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, pp. 1359-1375.
- Savonius, S. J., 1930. Wind Rotor – Patent 1,766,765, United States Patent Office.
- Star-CCM<sup>+</sup>, 2008. *Metodologia*, CD-adapco.
- Vance, W., 1973. Vertical Axis Wind Rotors – Status and Potential, Conference on Wind Energy Conversion Systems, Washington.

## ANALYSIS ABOUT THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND ROTORS USING THE FINITE VOLUME METHOD

**Abstract.** *In this paper, the results for numerical simulations based on Finite Volume Method about the air flow through a Savonius wind rotor in full operation and also under static conditions, as those found in the self starting, it were showed. Results for different computational domains, as well as alternative spatial and temporal discretization are compared, in order to present the influence of these on the obtained values from the computational analysis of the turbines in study. In the numerical simulations, performed using the commercial software Star-CCM<sup>+</sup>, the equation of continuity and the Reynolds averaged Navier-Stokes equations were solved so that the fields of pressure and velocity could be found. It was used, in the calculations, a domain containing a region with a moving mesh, in which the rotor was inserted. In each simulation, the rotational rate of the moving mesh region was specified so as to vary the tip speed ratio of rotor. Through the integration of the forces arising due to the pressure gradients and the forces originated from the viscous friction on the wind rotor blades, the moment coefficient could be obtained in each simulation. The moment and forces acting on the rotor were also obtained similarly. With these data, other parameters such as the power and the power coefficient of the wind rotor could be obtained. Analysis of the principals performance parameters of the Savonius wind rotor were performed and indicated a good agreement with experimental results and numerical simulations performed by other authors. The simulations results are quite representative of the phenomenon analyzed. This study also aims to develop the methodology, testing parameters of the numerical method and rotor settings, so that it serves as a succinct analysis of the operational characteristics of Savonius wind rotors.*

**Key words:** *Savonius Wind Rotor, Computational Fluids Dynamics, Aerodynamic Coefficients, Performance.*