

# ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DE UMA TURBINA SAVONIUS HELICOIDAL COM TORÇÃO DE 180°

Leonardo Brito Kothe – leokothescs@gmail.com

Cássia Pederiva de Oliveira – cassiapederiva@yahoo.com.br

Adriane Prisco Petry – adrianep@mecanica.ufrgs.br

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

**Resumo.** Este artigo tem o objetivo de analisar o desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical Savonius helicoidal com torção de 180° através de testes experimentais e simulações numéricas. As simulações numéricas são baseadas no Método de Volumes Finitos, e para tal emprega-se a metodologia RANS com o modelo  $k-\omega$  SST no programa Fluent/Ansys. Os testes experimentais são realizados em túnel aerodinâmico de circuito aberto com um modelo em prototipagem da turbina Savonius helicoidal. Avalia-se, também, a qualidade de malha através método GCI (Grid Convergence Index) onde é empregada três diferentes malhas computacionais nas simulações permanente, tridimensional e com a turbina estacionária. Os testes numéricos dinâmicos, com turbina em movimento, são transientes e tridimensionais. São apresentados resultados numéricos e experimentais de coeficiente de potência e de torque os quais são comparados. Além dos resultados dos coeficientes de desempenho são apresentados resultados numéricos de campos de pressão ao redor das pás rotor. São obtidos resultados satisfatórios para as comparações numéricas e experimentais de valores de razão de velocidade de ponta de pá ( $\lambda$ ) igual a 0,5; 0,65 e 0,8. A maior diferença percentual do coeficiente de torque dinâmico entre os resultados experimentais e numéricos encontrada é de aproximadamente 10,8%. O maior valor de coeficiente de torque ocorre para  $\lambda=0,5$  e o maior valor de coeficiente de potência ocorre para  $\lambda=0,65$ .

**Palavras-chave:** Savonius Helicoidal, Testes Experimentais, Simulação Numérica

## 1. INTRODUÇÃO

As turbinas Savonius podem ser utilizadas para microgeração de energia elétrica, principalmente, quando o custo é mais importante que sua eficiência. Como exemplo de utilização de turbinas de pequeno porte citam-se alguns lugares como residências, fazendas e edifícios comerciais as quais podem suprir parte ou toda a energia necessária. O princípio de funcionamento é baseado na diferença da força de arrasto entre as pás côncava e convexa sendo adequada a operar em centros urbanos devido à habilidade de aproveitar os ventos com grandes e rápidas variações de direção (Oliveira, 2014; Saha *et al.*, 2008).

O rotor Savonius foi desenvolvido e patenteado em 1930 por Sigurd J. Savonius. A vantagem deste tipo de rotor é que a partida é relativamente independente da direção do vento. Além de ter baixo custo e ser de fácil construção. No entanto, o rotor tem uma baixa eficiência (Hayashi *et al.*, 2005). Outras características, que são relevantes em turbinas do tipo Savonius, consistem no baixo ruído, na baixa velocidade angular em operação e em altos torques estáticos e dinâmicos (Menet, 2004; Akwa *et al.*, 2012a)

As turbinas de eixo vertical convencional do tipo Savonius, são turbinas compostas por duas ou três pás sem torção, isto é, ao longo da altura da pá o perfil é constante, ou seja, o ângulo de cada elemento do perfil da pá em relação ao vento incidente é invariável em cada posição.

A fim de melhorar o desempenho das turbinas do tipo Savonius, ou seja, com o objetivo de obter um coeficiente de torque estático uniforme e não negativo e aumentar a eficiência do rotor, Oliveira (2014) e Kamoji *et al.* (2009) propuseram um estudo de turbina do tipo Savonius helicoidal.

Segundo Kamoji *et al.* (2009) os resultados indicam que todos os rotores do tipo Savonius helicoidais têm coeficiente de torque estático positivo para todos os ângulos do rotor.

De acordo com Oliveira (2014), o rotor do tipo Savonius helicoidal de 180° fornece um coeficiente de torque dinâmico e, conseqüentemente, um coeficiente de potência pela posição angular da pá um comportamento mais uniforme e menos oscilatório.

As turbinas Savonius helicoidais são turbinas de pequeno porte com pás torcidas, ou seja, a torção das pás é o que difere das turbinas Savonius convencionais. Entende-se por torção neste trabalho a variação do perfil da pá ao longo de toda a altura da mesma, mantendo sua seção semi-circular a partir da parte inferior a superior.

Este trabalho visa obter características aerodinâmicas como coeficiente de torque e coeficiente de potência da turbina Savonius helicoidal com torção de 180° através de um estudo numérico e experimental. Bem como estabelecer uma análise comparativa entre os resultados numéricos e os resultados experimentais.

A motivação deste trabalho se dá devido à necessidade de ampliar com qualidade os estudos na área, principalmente, para rotores do tipo helicoidal. Além de que turbinas eólicas Savonius são de fácil construção e baixo custo devido a sua configuração.

## 2. METODOLOGIA

### 2.1 Geometria e construção

Para possível comparação dos testes numéricos e experimentais o design da turbina Savonius helicoidal é o mesmo. A turbina Savonius helicoidal é fabricada, para a realização dos ensaios experimentais, pela técnica de prototipagem, impressão 3D, a partir do desenho virtual criado em *SOLIDWORKS* utilizado nas simulações numéricas.

A Fig. 1 apresenta as dimensões da turbina Savonius helicoidal. O rotor possui duas pás com torção de  $180^\circ$ . A altura é de 0,380 m, o diâmetro do rotor, de centro a centro, é de 0,095 m e a espessura das pás é de 0,005 m, de modo que a área frontal máxima projetada pelo rotor é de  $0,0361 \text{ m}^2$ . Há uma sobreposição entre as pás que corresponde a 15%. De acordo com Akwa (2010) sobreposições com valores entre 10 a 30% da corda proporcionam bons resultados para o coeficiente de potência médio na operação.

O diâmetro das placas de extremidades é de 0,1045 m e a espessura das mesmas de 0,0075 m. Segundo Oliveira (2014) e Akwa (2010) as placas de extremidade melhoram o desempenho aerodinâmico do rotor, pois a presença das mesmas evita a fuga de ar da parte côncava das pás para o escoamento externo, mantendo o diferencial de pressão na parte côncava e convexa da pá.

A razão de aspecto, divisão da altura do rotor pelo diâmetro do mesmo, para esta turbina é de 4,0. Segundo Alexander e Holownia (1978) razões de aspecto elevadas devem melhorar a eficiência. Altas razões de aspecto têm menores perdas de eficiência devido ao efeito das pontas das pás (Akwa, 2010).

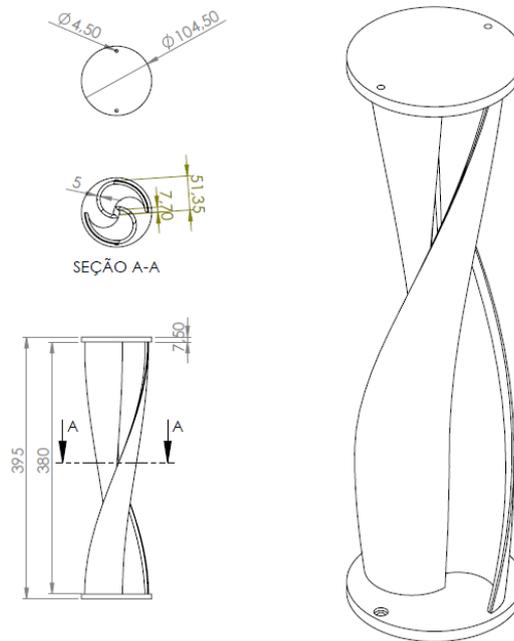


Figura 1 - Rotor Savonius helicoidal com torção das pás de  $180^\circ$  em estudo (dimensões em milímetros).

### 2.2 Estudo numérico

As simulações numéricas do rotor tipo Savonius helicoidal são realizadas no *software* comercial *Fluent/Ansys* que trabalha com o método de Volumes Finitos. De acordo com Ferziger e Peric (2002) o método de volume de controle utiliza a forma integral das equações de conservação como o seu ponto de partida. O domínio da solução é subdividido em um número finito de volumes de controle adjacentes, e as equações de conservação são aplicadas a cada volume de controle. Obtém-se uma equação algébrica para cada volume de controle que é resolvida de forma iterativa para cada volume (Maliska, 2004).

As equações de conservação de massa e quantidade de movimento linear são resolvidas por meio das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS), como pode ser visto em Wilcox (1998).

Para resolver o problema de fechamento, inerente a metodologia RANS, utiliza-se o modelo de turbulência *k- $\omega$  SST*. O modelo *k- $\omega$  SST* é uma mistura entre os modelos *k- $\epsilon$*  e *k- $\omega$* . Segundo Menter *et al.* (2003), a formulação é baseada em funções de misturas, a qual garante uma seleção adequada das zonas *k- $\omega$*  e *k- $\epsilon$*  sem a iteração do usuário.

As simulações realizadas com a turbina em movimento são transiente, tridimensional, com um comprimento característico de 0,07 m e uma intensidade de turbulência de 2%. As razões de velocidades de ponta de pá simuladas são de 0,5; 0,65; 0,8 e 1,0, referentes às rotações de 80, 104, 128 e 160 rad/s para um passo de tempo de 0,0005454 s, 0,0004195 s, 0,0003408 s e 0,0002727 s, respectivamente. Para cada caso a turbina executa três (3) voltas e tem um deslocamento angular de  $2,5^\circ$ . As simulações com a turbina estacionária, que são utilizadas para a obtenção dos

coeficientes de torque estático e estudo de qualidade - Método GCI explicado a seguir -, são permanente e tridimensional.

Na Fig. 2 o domínio computacional e as condições de contorno são apresentados. O comprimento do domínio computacional escolhido representa 21 diâmetros do rotor, a partir do eixo da turbina, a montante e 42 diâmetros do rotor, a partir do eixo da turbina, a jusante. Este domínio computacional utilizado foi baseado nas dimensões do túnel de vento utilizado para a realização dos testes experimentais. Nota-se que a turbina está localizada a 2 m a jusante da região de entrada do domínio e o domínio computacional tem um comprimento total de 6 m. A região de interface que inclui a turbina simulada, localizada no centro tanto horizontal quanto verticalmente desta região, torna possível impor uma velocidade angular na turbina sem variar a velocidade de entrada prescrita.

A condição de contorno na entrada apresenta uma velocidade de 7,6 m/s fornecendo um Reynolds de 49.640.

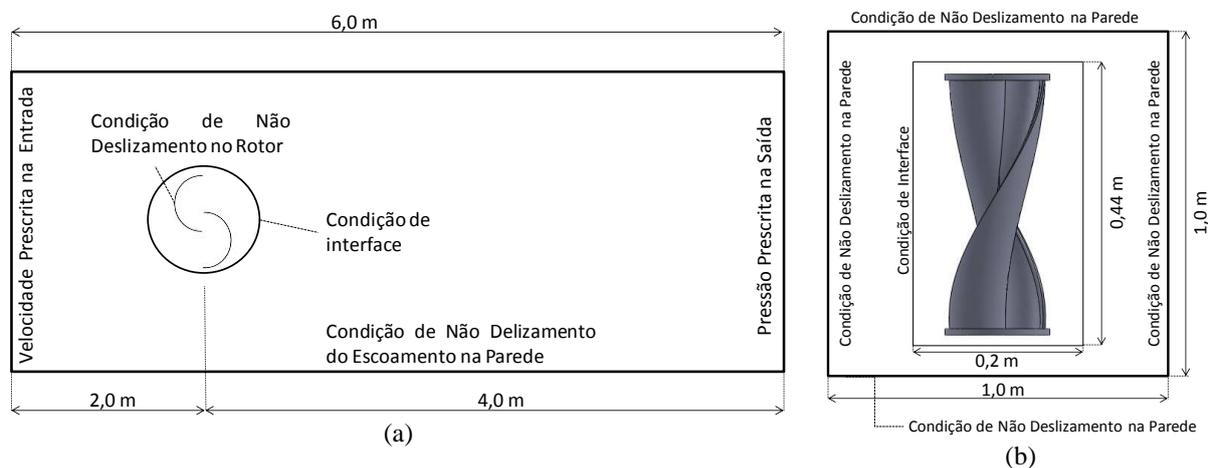


Figura 2 - Domínio computacional e condições de contorno: (a) vista superior e (b) vista frontal.

### 2.3 Estudo experimental

Os testes experimentais são realizados no túnel aerodinâmico de circuito aberto Prof. Debi Pada Sadhu, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFRGS. Para a construção do modelo da turbina Savonius helicoidal em estudo é utilizado o método de impressão 3D.

Com o apoio do Instituto de Tecnologia da Informação Renato Archer, o modelo é produzido em poliamida (nylon), material que possui boa resistência, através de uma impressora a laser - conforme geometria descrita na seção 2.1. Devido a uma pequena rugosidade no modelo impresso, aplica-se massa corrida e após lixa-se. A Fig. 3(a) mostra a turbina antes e depois do processo de acabamento.

A Fig. 3(b) apresenta o suporte para a fixação da turbina na parede do túnel de vento consiste em uma haste de madeira vertical. Nesta haste estão presas duas barras horizontais, uma superior e uma inferior, que são estaiadas nas partes superior e inferior do túnel com a finalidade de reduzir as vibrações da turbina devido ao escoamento do vento. Cada barra possui um mancal com rolamento, um eixo preso ao rolamento e um disco acoplado na ponta do eixo. Entre estes dois discos é que fica localizada a turbina. Para a menor interferência no escoamento o suporte de fixação da turbina está localizado na parede lateral do túnel de vento.



Figura 3 - Modelo turbina Savonius helicoidal com torção de 180°:  
(a) modelo impresso; (b) suporte.

Os testes são realizados para uma velocidade de entrada de 7,6 m/s ajustada na frequência do inversor a 40 Hz. O inversor de frequência controla a velocidade do motor do ventilador utilizado no túnel de vento. A velocidade de entrada foi verificada através de um tubo de Pitot situado a 0,5 m à montante da seção de testes. Após o ajuste de velocidade é feita a medição do torque estático em um torquímetro digital portátil da Lutron, modelo TQ-8800, o aparelho é fixado no eixo inferior da turbina. A capacidade máxima do aparelho é de 147,1 N/cm, apresentando uma resolução no modo “High” de 0,1 N/cm, uma precisão de escala de  $\pm 1,5\%$  e uma taxa de amostragem de 0,125 s. A rotação da turbina é medida com o auxílio de um foto tacômetro digital modelo MDT-2244B. Tal instrumento funciona numa faixa de 2,5 ~ 99999 rpm e apresenta uma exatidão de 0,05%. Todos os experimentos são executados em condições normais de temperatura e pressão a 20 °C e a 100124 Pa.

Para a medição do torque dinâmico é construído um torquímetro de forma simplificada semelhante ao utilizado por Bazzo (1980). O princípio de funcionamento se dá através de uma carga presa a um barbante que simula um freio para o eixo. Este barbante envolve o eixo e é preso a uma balança digital com uma resolução de 5 g fixa em um suporte.

Com diferentes cargas se têm diferentes rotações no eixo e, para estas diferentes rotações se têm diferentes forças atuantes na balança. Para calcular a força resultante ( $F_{RES}$ ), é utilizada a Eq. (1):

$$F_{RES} = (m_{BALAN\cA} - m_{CARGA})g \quad (1)$$

Onde  $m_{BALAN\cA}$  é a massa medida na balança;  $m_{CARGA}$  é a massa da carga pendurada no barbante e  $g$  é a gravidade. Para determinar o torque dinâmico ( $T_{DIN\cMICO}$ ), Eq. (2), é feita uma multiplicação da força resultante pelo raio ( $r_i$ ), o raio é dado por  $r_i = r_{EIXO} + d_{BARBANTE}$ , onde  $r_{EIXO}$  é o raio do eixo de 0,005 m e  $d_{BARBANTE}$  é o diâmetro do barbante, que tem 0,0022 m.

$$T_{DIN\cMICO} = F_{RES}r_i \quad (2)$$

A potência ( $P$ ) é estimada através da Eq. (3), onde  $\omega$  é a rotação da turbina.

$$P = T_{DIN\cMICO}\omega \quad (3)$$

Na Fig. 4 é apresentado um desenho esquemático do foto tacômetro e do sistema com a balança, o barbante e o peso.

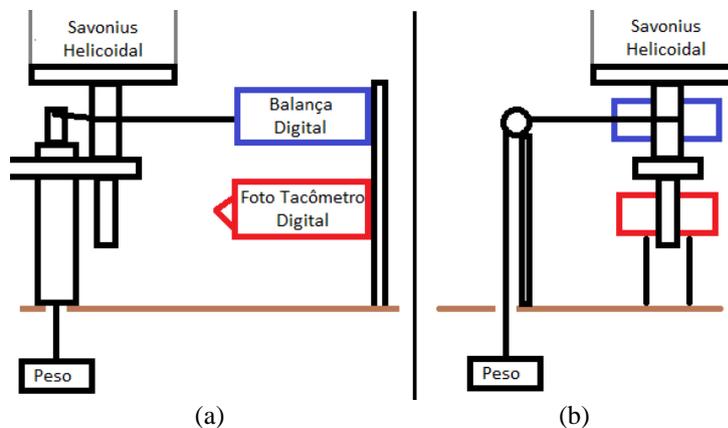


Figura 4 - (a) Vista frontal e (b) vista lateral.

Os coeficientes de torque ( $C_T$ ) e de potência ( $C_P$ ) são determinados através das Eq. (4) e Eq. (5), respectivamente.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2 r} \quad (4)$$

$$C_P = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = C_T\lambda \quad (5)$$

Sendo  $T$  o torque [N.m],  $\rho$  a densidade do ar [kg/m<sup>3</sup>],  $A$  a área da turbina [m<sup>2</sup>],  $V_0$  a velocidade do escoamento [m/s],  $r$  o raio da turbina [m] e  $\lambda$  a razão de velocidade de ponta de pá.

### 3. AVALIAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA

O estudo de refinamento de malha deste trabalho é realizado através do método GCI (*Grid Convergence Index*), proposto por Roache (1994). Segundo Roache (1997) o GCI é baseado na Extrapolação de Richardson generalizada envolvendo comparação de soluções discretas em dois espaçamentos de malhas diferentes.

A aplicação do método GCI é realizada para três malhas tetraédricas com diferentes refinamentos. Cada malha conta com uma região de interface, localizada próximo ao rotor (Fig. 2(a)), que possui volumes tetraédricos e uma região que também é composta por volumes tetraédricos, no restante do domínio, denominado de domínio do túnel de vento.

O domínio do túnel de vento, invariante para as três malhas, é composto por 3.682.040 volumes. Já o domínio próximo a turbina, região de interface, varia conforme o refinamento, ver Tab. 1.

Tabela 1 - Refinamento de malha.

Malha	Número de Volumes na Região do Rotor	Número Total de Volumes
Malha Fina (M1)	6.068.584	9.750.624
Malha Intermediária (M2)	3.491.682	7.173.722
Malha grossa (M3)	2.244.807	5.926.847

Os resultados dos coeficientes de torque estático para as três malhas simuladas são apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 - Resultados do coeficiente do torque estático para cada malha simulada.

Malha	Coefficiente de Torque Estático
Malha Fina (M1)	0,3744
Malha Intermediária (M2)	0,3948
Malha grossa (M3)	0,4248

Com os resultados do coeficiente de torque estático de cada malha (Tab. 2) foi possível a aplicação do método GCI.

O valor encontrado na estimativa da solução exata do coeficiente de torque para as malhas mais finas (M1 e M2), os índices de convergência de malha para as malhas mais finas e para as malhas mais grossas, bem como o valor de convergência assintótico encontram-se na Tab. 3.

Aplicação do método indica que para valores próximos a 1, a solução está dentro do intervalo de convergência assintótica.

Tabela 3 - Aplicação do método GCI.

Parâmetros	Valores
$C_{T,exato}$ (estimado)	0,3656
$GCI_{12}$	3,407%
$GCI_{23}$	9,691%
Valor de convergência assintótico	0,948

Com base nos resultados apresentados na Tab. 3 pode-se dizer que a solução está dentro do intervalo assintótico de convergência e o coeficiente de torque estático do rotor é estimado em 0,3656, com uma margem de erro de 3,407%.

Salienta-se que a malha com um maior refinamento, Malha Fina (M1) de 9.750.624 volumes, é a escolhida para a continuidade do trabalho.

## 4. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados resultados numéricos e experimentais visando à comparação entre os estudos da turbina Savonius helicoidal com torção 180°. São apresentados resultados de coeficientes de torque estático e de campos de pressão com o rotor parado. Além de resultados de coeficiente de torque dinâmico e coeficiente de potência com a turbina em movimento.

### 4.1 Resultados com o rotor parado

A Fig. 6 apresenta os campos de pressão estática manométrica para duas posições das pás da turbina Savonius helicoidal. O sentido do escoamento, da direita para a esquerda, está indicado na figura. Nota-se um grande diferencial de pressão na parte côncava e convexa da pá de avanço da turbina Savonius helicoidal, devido à incidência do escoamento (Fig. 5(a)) tornando o torque do rotor para esta posição dependente das forças de arrasto sobre a pá de

avanço. Na Fig. 5(b) observa-se alguns pontos de recirculação conforme o escoamento incide nas pás nos lados côncavos e um escoamento aderido no lado convexo das pás, devido à baixa pressão e consequentemente alta velocidade, que são responsáveis pelo surgimento de forças de sustentação que mantêm o torque do rotor.

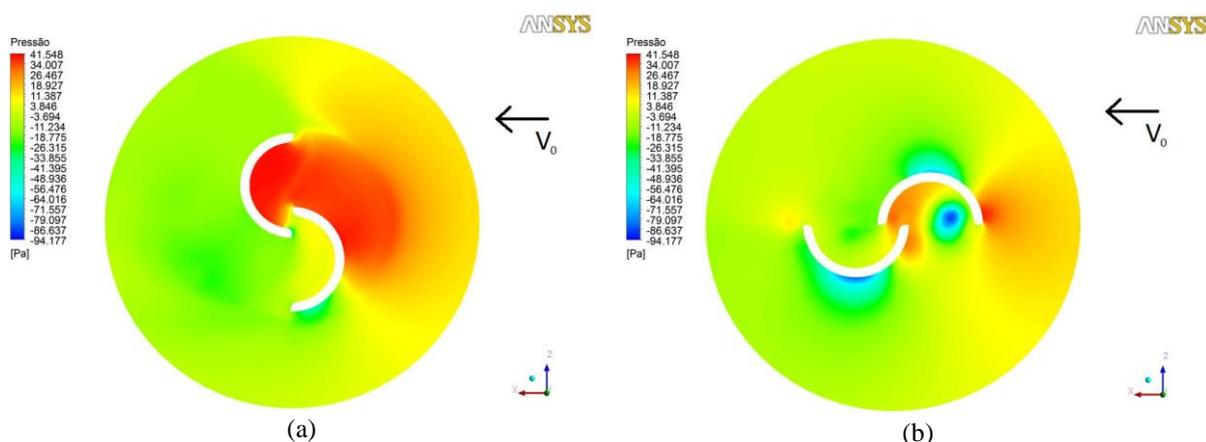


Figura 5 - Campos de pressão estática.

A Tab. 4 apresenta os coeficientes de torque estáticos encontrados para a simulação numérica permanente, a estimativa do valor do coeficiente de torque estático exato pelo método GCI com uma margem de erro de 3,407% e a média do coeficiente do torque estático experimental, obtida a partir de três testes realizados. Três medições são mensuradas para cada teste em um intervalo de 10 minutos.

Nota-se uma diferença percentual de 14,7% em relação ao teste experimental e à simulação numérica e uma diferença percentual de 12,0% em relação ao teste experimental e ao valor estimado numericamente pelo GCI. Essa diferença percentual é calculada em relação ao teste experimental.

Tabela 4 - Coeficientes de torque estático.

Coeficientes de Torque Estático	Valores	Diferença Percentual (%)
Numérico	0,3744	-14,7%
Estimado GCI	0,3656	-12,0%
Experimental	0,3264	

## 4.2 Resultados com o rotor em movimento

Para o rotor em movimento, são realizados testes numéricos para  $\lambda=0,5$ ,  $\lambda=0,65$ ,  $\lambda=0,8$  e  $\lambda=1$  e testes experimentais para  $\lambda=0,5$ ,  $\lambda=0,65$  e  $\lambda=0,8$ .

Na Tab. 5 são apresentados todos os valores obtidos com os testes experimentais e com as simulações numéricas. Nota-se que para os ensaios são feitas três medições para cada razão de velocidade de ponta de pá desejada ( $\lambda$ ) e realizada a média entre os resultados obtidos.

Ressalta-se que para  $\lambda=1$  não é possível realizar o ensaio, devido que a frequência máxima do inversor de 40 Hz para uma velocidade de entrada de 7,6 m/s fornece uma rotação máxima 138,44 rad/s, ou seja, permanecendo abaixo do valor de rotação da turbina ( $\omega=160$  rad/s) necessária para atingir  $\lambda=1$ .

Tabela 5 - Valores médios obtidos nas medições do torque dinâmico experimental e coeficientes numéricos.

$\lambda$	MBALANÇA [kg]	MCARGA [kg]	FRES [N]	TDINÂMICO [N.m]	$C_T$	$C_P$	$C_{TNUM}$	$C_{PNUM}$
0,8	0,157	0,0367	1,1772	0,00848	0,138	0,112	0,1532	0,1226
0,65	0,2100	0,05	1,5696	0,01130	0,184	0,120	0,1983	0,1289
0,5	0,262	0,0667	1,9130	0,01377	0,225	0,110	0,2348	0,1174

A Fig. 6(a) mostra o comparativo dos coeficientes de torque dinâmico obtidos nas simulações numéricas e ensaios experimentais. Como esperado, pode-se ver que para ambos os casos, quanto maior o valor de  $\lambda$  menor é o valor do coeficiente de torque. A maior diferença percentual entre o ensaio experimental e o estudo numérico detectado é de aproximadamente 10,8% para  $\lambda=0,8$ . Essa diferença percentual é a diferença entre os valores encontrados nos testes numéricos e experimentais dividido pelo valor encontrado do coeficiente de torque no ensaio experimental.

A Fig. 6(b) apresenta o comparativo do coeficiente de potência para os ensaios experimentais e o estudo numérico. Percebe-se que para este caso, ocorre um valor máximo de  $C_P$  para a razão de velocidade de ponta de pá de 0,65, este

valor ótimo da curva é encontrado para ambos os estudos realizados. Também calcula-se a diferença percentual para a curva de  $C_P$ . Nota-se que a maior diferença encontrada entre os valores de  $C_P$  é de 9,5% para  $\lambda=0,8$ .

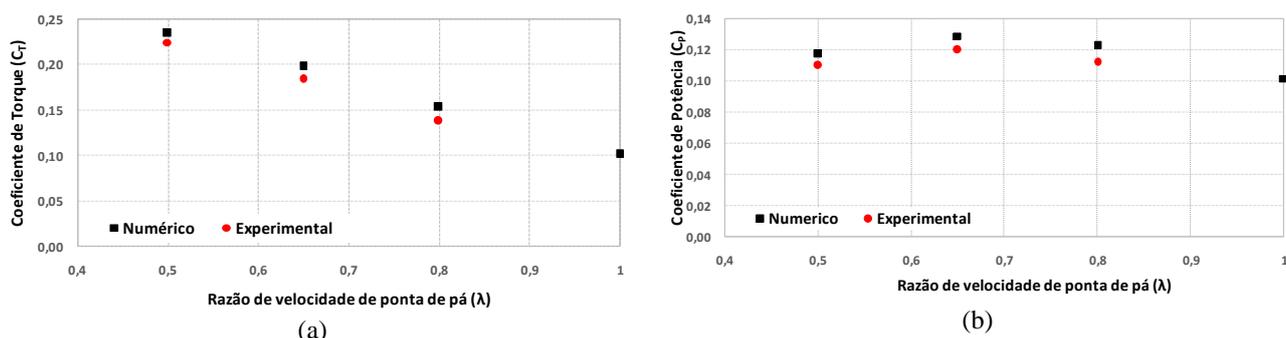


Figura 6 - Comparativo dos coeficientes de desempenho: (a) torque dinâmico e (b) potência.

As curvas de potência obtidas no estudo numérico e experimental são comparadas com as curvas de potência simuladas por Akwa *et al* (2012b) e simuladas por Oliveira (2014).

Akwa *et al.* (2012b) estuda um rotor Savonius convencional o qual apresenta uma razão de sobreposição de 15%, um diâmetro do rotor de 1 m com pás de extremidades de diâmetro de 1,1 m. As simulações numéricas, que utiliza o modelo de turbulência  $k-\omega SST$ , são bidimensionais e transientes para um número de Reynolds de 433.500 e velocidade de entrada de 7 m/s. Enquanto que Oliveira (2014) simula uma turbina Savonius helicoidal com torção de  $180^\circ$  que apresenta razão de sobreposição de 24,2%, razão de aspecto de 1,81, diâmetro do rotor de 0,1658 m, altura de rotor de 0,30 m com eixo. O estudo numérico realizado é transiente, tridimensional, número de Reynolds de 49.640 e o modelo de turbulência usado é  $k-\omega SST$ . O domínio computacional apresenta alto efeito de bloqueio e por esta razão a curva é corrigida pelo método Pope Rae Jr., detalhado em Pope Rae Jr. (1984).

Nota-se pela Fig. 7 que as curvas de potência apresentam comportamento semelhante, no entanto é de difícil comparação entre as turbinas Savonius helicoidal devido que alguns parâmetros do rotor diferem como razão de aspecto, razão de sobreposição com e sem eixo e presença de pás de extremidades. Além da correção de bloqueio necessário no estudo apresentado por Oliveira (2014). Já o estudo realizado por Akwa *et al.* (2012b) e o estudo realizado neste trabalho difere o número de Reynolds, a dimensão computacional utilizada (2D e 3D) e dimensões do rotor como diâmetro de cada rotor.

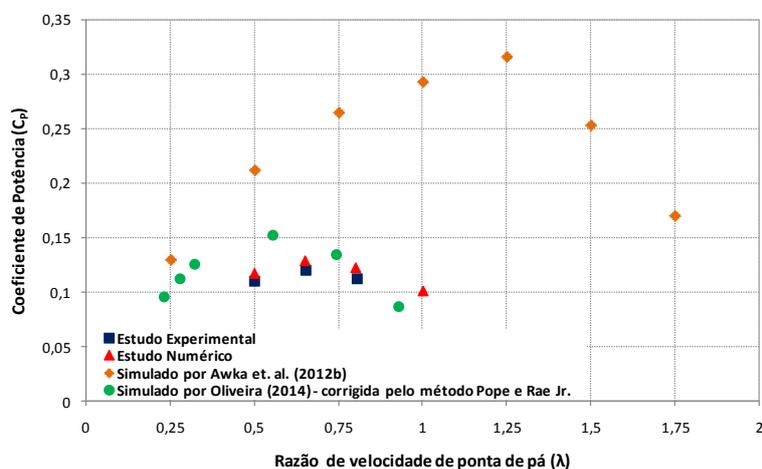


Figura 7 - Comparação das curvas de coeficiente de potência.

## 5. CONCLUSÕES

No presente trabalho, é possível fazer uma análise comparativa entre estudos numéricos e experimentais de uma turbina Savonius helicoidal com torção de  $180^\circ$  fabricada através do método de prototipagem 3D. A construção da turbina é facilitada devido ao fato que por impressão 3D é possível criar modelos com alta complexidade. Outro ponto a favor é o auxílio para possíveis estudos de comparações, visto a capacidade de gerar modelos mantendo as mesmas dimensões e o mesmo material modificando apenas seu formato aerodinâmico.

O resultado do comparativo dos ensaios experimentais e das simulações numéricas é satisfatório. Como se pode observar, as diferenças percentuais entre os resultados encontrados para a curva de potência e para a curva de coeficiente de torque dinâmico são da ordem de 4,5% a 10,8% para  $C_T$  e de 6,7% a 9,5% para a curva de  $C_P$ . Essas

diferenças podem estar relacionadas às incertezas de medições e incertezas dos equipamentos utilizados e também por erros numéricos, como erros inerentes ao modelo utilizado e erros de arredondamento que produzem soluções aproximadas. O método empregado para avaliação de qualidade de malha, GCI, é significativo na escolha da malha mais adequada e quantificação do erro intrínseco na utilização da mesma.

Para reduzir a diferença percentual encontrada para o coeficiente de torque estático está em andamento um estudo com simulações em regime transiente, pois no presente trabalho a simulação com a turbina parada é realizada em estado permanente. É possível ainda fazer estudos para diferentes modelos de turbulência. Além disso, estão em desenvolvimento estudos para determinar de forma objetiva as incertezas experimentais.

## REFERÊNCIAS

- Akwa, J. V.; 2010. Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Akwa, J. V.; Vielmo, H. A.; Petry, A. P., 2012a. A Review on the Performance of Savonius Wind Turbines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.16, pp. 3054-3064.
- Akwa, J. V.; Silva Jr., G. A.; Petry, A.P., 2012b. Discussion on the Verification of the Overlap Ratio Influence on Performance Coefficients of a Savonius Wind Rotor Using Computational Fluid Dynamics, *Renewable Energy*, v. 38, p. 141-149.
- 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.
- Bazzo, W. A., 1980. Desempenho de Rotores de Eixo Vertical do Tipo Savonius. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis.
- Ferziger, J. H., Peric, M., 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, 3ª edition, Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo.
- Hayashi, T.; Li, Y.; Hara, Y., 2005. Wind Tunnel Tests on a Different Phase Three Stage Savonius Rotor, *JSME International Journal, Series B*, vol.48, pp. 9-16.
- Kamoji, M.A., Kedare, S.B., Prabhu, S.V., 2009. Performance Testes on Helical Savonius Rotors, *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 521-529.
- Maliska, C. R., 2004. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. LTC, 2ª edition, Rio de Janeiro, Brazil.
- Menet, J. L., 2004. A Double-step Savonius Rotor for Local Production of Electricity: a Design Study, *Renewable Energy*, vol. 29, pp.1843-1862.
- Menter, F.R., Kuntz, M., Langtry, R., 2003. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Turbulence Heat and Mass Transfer*, vol. 4.
- Oliveira, C. P.; 2014. Análise do Desempenho de uma Turbina Savonius Helicoidal com Torção de 180° Empregando Simulação Numérica. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre.
- Pope, A., Rae Jr., W. H., 1984. *Low speed wind tunnel testing*. 2ª Edição. New York, USA: John Wiley & Sons.
- Roache, P. J., 1994. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 116, pp. 405-413.
- Roache, P. J., 1997. Quantification Of Uncertainty In Computational Fluid Dynamics, *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, vol. 29, pp. 60-123.
- 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 Number 1,766,765, United States Patent Office.
- Wilcox, D. C., 1998. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc..

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF A HELICAL SAVONIUS WIND TURBINE WITH A 180° TWIST

**Abstract.** *This article aims to analyze the performance of a helical Savonius vertical axis wind turbine with a twist of 180° through experimental tests and numerical simulations. The numerical simulations are based on the finite volume method, and for such the RANS methodology with  $k-\omega$  SST model is employed in Fluent/Ansys program. The experimental tests are performed in open circuit aerodynamic tunnel with a prototype model of the helical Savonius turbine. Also, the mesh quality is evaluated through the GCI (Grid Convergence Index) method in which three different computational meshes are used in steady state, three-dimensional and for the stationary turbine simulations. The dynamics numerical tests, with turbine in motion, are transient and three-dimensional. A comparison of numerical and experimentally obtained results of power and torque coefficients are shown. Moreover, numerical results of pressure fields around the rotor blades are presented. Satisfactory results are obtained for numerical and experimental comparisons of tip speed ratio ( $\lambda$ ) values equal to 0.5; 0.65 and 0.8. The highest percentage difference in the dynamic torque coefficient between the experimental and numerical results found is about 10.8%. The greater torque coefficient value occurs for  $\lambda=0.5$  and the greater power coefficient value occurs for  $\lambda=0.65$ .*

**Key words:** *Helical Savonius, Experimental Test, Numerical Simulation*