


ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE AFASTAMENTO DAS PÁS NO ROTOR SAVONIUS *NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF SPACING RATIO OF BLADES ON THE SAVONIUS ROTOR*

Daniel Borges dos Santos¹ Crístofer Hood Marques² Jeferson Avila Souza³ 

Resumo. A descentralização das fontes de energia é atualmente um tema de grande interesse da comunidade científica. A busca por alternativas que possam substituir fontes tradicionais como petróleo e carvão são temas centrais para o desenvolvimento sustentável de uma nação. A energia das ondas é uma destas alternativas, principalmente em um país como o Brasil que possui uma costa de dimensões continentais. No presente trabalho é realizado um estudo numérico de um rotor Savonius onde é monitorado o comportamento dos coeficientes aerodinâmicos em resposta a variação do afastamento das pás do rotor. Embora a turbina Savonius não seja a mais utilizada para conversão de energia das ondas em energia elétrica, esta é uma alternativa ainda pouco explorada. Todas as análises deste trabalho foram realizadas utilizando softwares livres. As soluções apresentadas foram obtidas com o software OpenFOAM, que utiliza uma formulação por Volumes Finitos para a discretização das equações de conservação. São feitas simulações em regime transiente e turbulento, mantendo-se a velocidade de ponta constante e um número de Reynolds igual a 432.000. O modelo foi verificado e validado através da comparação dos coeficientes de torque dinâmico obtidos com resultados numéricos e experimentais presentes na literatura. Apesar do uso de um domínio bidimensional, o estudo aponta uma significativa influência do afastamento das pás do rotor, principalmente sobre o coeficiente de sustentação (em torno de 60%), que resulta em uma influência de até 8,2% entre o maior e o menor coeficiente médio de torque do rotor.

Palavras-chave. Turbina Eólica de Eixo Vertical. Dinâmica dos Fluidos Computacional. OpenFOAM.

Abstract. Decentralization of energy sources is currently a topic of great interest to the scientific community. The search for alternative that can replace traditional sources like oil and coal are central themes for the sustainable development of a nation. Wave energy is one of these alternatives, mainly in a country like Brazil, with a coast of continental dimensions. In the present work, a numerical study of a Savonius rotor is performed, in which the behavior of the

¹ Mestrando em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande, email:danielbsantoseng@gmail.com.

² Doutor em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande, email:cristoferhood@furg.br.

³ Doutor em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande, email:jasouza@furg.br.

aerodynamic coefficients is monitored in response to the variation in the spacing of the rotor blades. Although the Savonius turbine is not the most used for converting wave energy into electrical energy, this stills little explored alternative to be explored. All analyzes of this work were performed using open source software. The solutions presented were obtained with the OpenFOAM software, which uses a Finite Volume formulation for the discretization of the conservation equations. Simulations are carried out in a transient and turbulent regime, with fixed rotor tip velocity and a Reynolds number of 432,000. The model was verified and validated by comparing the dynamic torque coefficients obtained with numerical and experimental results found in the literature. Despite the use of a two-dimensional domain, the present study indicates a significant influence of the spacing between buckets, mainly on the lift coefficient (approximated 60%), which results in an influence of up to 8.2% between the largest and the lowest average torque coefficient of the rotor.

Keywords. Vertical Axis Wind Turbine. Computational Fluid Dynamics. OpenFOAM.

1 INTRODUÇÃO

Investidores e pesquisadores do setor de energia estão cada vez mais focados nas energias provenientes de fontes renováveis, em um cenário onde a descentralização possui um papel importante (MAUREE et al., 2019). O rotor Savonius é apropriado para geração de energia elétrica local em sistemas que precisam de pouca potência como, por exemplo, iluminação pública em áreas urbanas (RICCI et al., 2016).

Entre as qualidades do rotor estão sua simplicidade geométrica e facilidade de construção, sendo que uma turbina de eixo vertical, contribui para sua possível operação em ambiente urbano com baixo ruído. Além disso, o rotor pode operar com ventos oriundos de qualquer direção e possui um alto torque inicial com uma baixa rotação, o que impõe um menor desgaste das partes móveis (SANTOS et al., 2020). Em contrapartida, turbinas de eixo vertical possuem uma eficiência menor em comparação as de eixo horizontal, sendo um dos motivos deste baixo desempenho, o fato de os rotores estarem mais próximos do solo onde normalmente a velocidade do vento é menor e influenciada pelo meio (construções, vegetação, etc.). Um dos maiores problemas desse tipo de turbinas é a fixação do rotor no eixo principal. Neste caso, todas as ações aerodinâmicas são suportadas pelo rolamento, o que pode se tornar uma fonte de dissipação de energia por fricção adicional, além dos usuais esforços mecânicos presentes no eixo (MEREU et al., 2017; MENET e REZENDE, 2013).

O princípio de funcionamento desse dispositivo consiste principalmente na diferença de força de arrasto entre as pás do rotor, que é a principal responsável pela eficiência na inicialização do movimento. Entretanto a manutenção da rotação é devida principalmente à força de sustentação (ZEMAMOU et al., 2017).

Para realizar o estudo desse rotor, foi utilizada uma ferramenta numérica para solução das equações de transporte que definem o problema físico. Segundo Fortuna (2000), a Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês: *Computational Fluid Dynamics* - CFD) é a área da computação científica que estuda como resolver problemas físicos, envolvendo movimento de fluidos com

ou sem transferência de calor, com o auxílio da ferramenta computacional. Utilizando esta ferramenta é possível analisar o desempenho deste rotor bem como propor melhorias geométricas (ALIPOUR et al., 2020).

Por quase um século o rotor Savonius vem sendo estudado. Com o objetivo de otimizar seu funcionamento, diversas modificações em sua concepção de montagem vêm sendo propostas. Blackwell et al. (1977) realizou um experimento com rotor Savonius em um túnel de vento onde analisou diversos parâmetros, como, influência do número de Reynolds, proporção do diâmetro por espessura das pás do rotor e efeitos da sobreposição das pás para rotores de 2 ou 3 pás.

Com o passar do tempo e evolução das ferramentas numéricas, mais estudos foram apresentados. Entre estes, Menet (2007) realizou uma análise numérica da influência dos parâmetros de sobreposição, espaçamento e angulação das pás sobre os coeficientes aerodinâmicos de um rotor de duas pás encontrando uma melhoria de cerca de 20% no coeficiente de torque para a melhor configuração.

Para Akwa et al. (2012), a razão de espaçamento ideal é nula para rotores Savonius de pás concavas. Já quanto à sobreposição das pás do rotor, não há um consenso, tendo valores entre 10% e 30% de razão de sobreposição os maiores impactos nos coeficientes de torque e potência do rotor. Isto deve-se ao fato de o ar não conseguir concentrar satisfatoriamente na pá de retorno quando a sobreposição entre as pás aumenta demais, ocasionando uma recirculação do ar entre as pás.

Fujisawa (1992) realizou experimentos para diferentes razões de sobreposição das pás do rotor Savonius. Com base nesses experimentos ele conclui que para uma pequena sobreposição das pás, a pressão no lado côncavo da pá de retorno aumenta, resultando em um aumento no torque estático. O trabalho conclui ainda que uma razão de sobreposição igual a 0,15 é a mais eficaz para aumentar o torque no rotor.

Alexander e Holownia (1978) realizou experimentos para diferentes razões de sobreposição e afastamento variando de -0,4 à 0,6 a sobreposição e de 0 à 0,6 o afastamento. e concluiu que a melhor configuração destes

parâmetros encontrada no experimento foi para a configuração com uma razão de sobreposição de 0,22 juntamente com uma razão de afastamento de 0,07. Ainda, independente do quanto além fosse aumentado afastamento, haveria uma queda de desempenho do rotor.

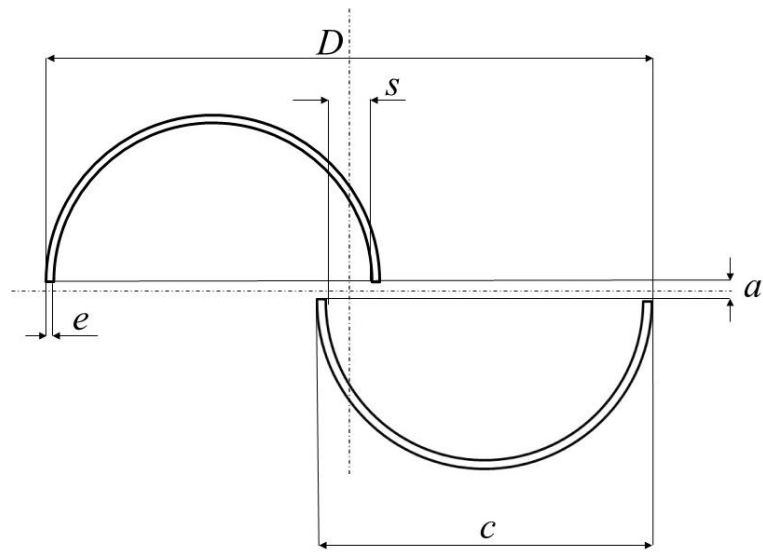
Assim, diversos estudos apresentam a influência do posicionamento das pás do rotor sobre os coeficientes aerodinâmicos quanto à sobreposição. Entretanto, poucos são os que explicitam a influência do parâmetro de afastamento das mesmas. Desse modo, o presente trabalho tem por objetivo analisar a influência do parâmetro de afastamento sobre os coeficientes aerodinâmicos do rotor Savonius. Para tanto, o software OpenFOAM, através de uma formulação de Volumes Finitos, foi utilizado nas simulações realizadas neste trabalho.

2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA E MODELAGEM MATEMÁTICA

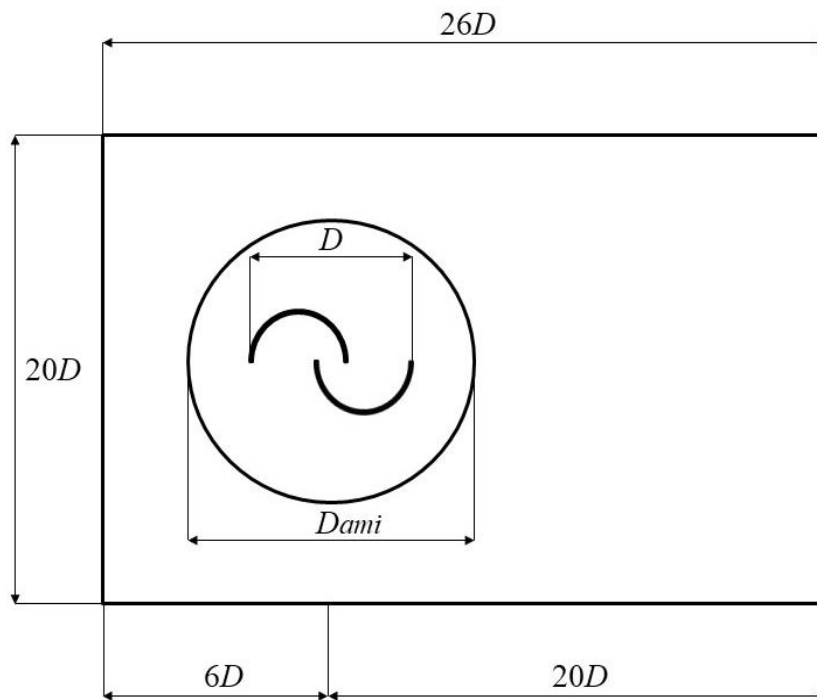
Conforme descrito anteriormente, o presente estudo consiste na análise numérica do rotor Savonius de duas pás mostrado na Figura 1, utilizando a ferramenta numérica OpenFOAM. Devido às características da geometria do rotor, a análise do mesmo será com um rotor bidimensional submetido a um escoamento externo turbulento incompressível. As dimensões do domínio computacional foram definidas de maneira que as paredes externas não exercem influência sobre os coeficientes aerodinâmicos do rotor (AKWA, 2010).

Para esse estudo o parâmetro de afastamento (a) pode ser adimensionalizado pelo comprimento de corda (c) e assim chamado de razão de afastamento ($RA = a/c$), semelhante ao caso da razão de sobreposição ($RS = s/c$) onde o parâmetro de sobreposição (s) é medido em relação ao comprimento de corda do rotor. Assim, diferentes razões de afastamento são testadas, incluindo valores positivos e negativos, conforme a convenção mostrada na Figura 2.

Figura 1. Descrição do problema: (a) Rotor Savonius; (b) Dimensões do domínio computacional (sem escala).



(a)



(b)

Fonte: elaborado pelos autores.

Figura 2. Descrição da razão de afastamento: (a) $RA < 0$; (b) $RA = 0$; (c) $RA > 0$.



(a)

(b)

(c)

Fonte: elaborado pelos autores.

Na Figura 1(a), o diâmetro do rotor (D) tem 0,972 m, o comprimento de corda do rotor é de 0,54 m com uma espessura (e) de 4 mm e as pás possuem, uma razão de sobreposição igual a 0,20.

Na Figura 1(b), as dimensões do domínio são expressas em função do diâmetro do rotor. Assim como sugerido por Akwa (2010), com a finalidade de evitar perturbações das paredes do túnel nos coeficientes aerodinâmicos do rotor. Para o rotor ser condicionado a uma rotação constante de operação, a região central do domínio computacional é dividida, *Dami*. Esta condição requer um domínio isolado, onde este domínio computacional se move com velocidade constante deslizando em relação ao domínio ao redor.

O caso consiste de um escoamento de vento constante de velocidade U_{inf} [m/s], com o rotor rotacionando à uma velocidade constante, ω [rad/s]. Todos os parâmetros são ajustados para manter um mesmo número de Reynolds (Re) igual a 432000.

2.1 Parâmetros de performance

Em todos os casos simulados neste estudo o número de Reynolds foi mantido o mesmo, sendo que, quando foram necessárias alterações no diâmetro, os valores da viscosidade cinemática do fluido foram também modificados para manter o mesmo Re . O número de Reynolds é definido por: (VEERSTEG e MALALASEKERA, 2007)

$$Re = \frac{DU_{inf}}{\nu} \quad (1)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do fluido [m^2/s].

Outro fator importante para a análise de desempenho neste estudo é a razão de velocidade de ponta (λ). Quando feitas alterações na geometria do rotor este parâmetro, junto ao número de Reynolds, é mantido o mesmo para comparação dos coeficientes aerodinâmicos. Esse valor adimensional pode ser expresso por: (GASCH e TWELE, 2012)

$$\lambda = \frac{U_{tan}}{U_{inf}} \quad (2)$$

onde U_{tan} é a velocidade de tangencial na ponta das pás da turbina [m/s].

Segundo Gasch e Twele (2012) o coeficiente de torque dinâmico (C_m) e de potência (C_p) gerados por um rotor como Savonius são calculados, respectivamente, pelas equações,

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{4} \rho U_{inf}^2 D^2 H} \quad (3)$$

e

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho U_{inf}^3 D H} \quad (4)$$

onde ρ é a massa específica [kg/m^3], H é a altura do rotor [m], M é o torque dinâmico [Nm] e P é a potência produzida pelo rotor [W].

Os coeficientes de arrasto (C_a) e sustentação (C_s) movem as pás do rotor que transmitem o torque para o eixo. Assim, são os principais responsáveis pelo movimento do rotor e as equações desses coeficientes são, respectivamente: (GASCH e TWELE, 2012)

$$C_a = \frac{A}{\frac{1}{2} \rho U_{inf}^2 D H} \quad (5)$$

e

$$C_s = \frac{S}{\frac{1}{2} \rho U_{inf}^2 D H} \quad (6)$$

onde A é a força de arrasto [N] e S é a força de sustentação [N] sobre o rotor.

2.2 Modelagem numérica

Para solução do problema, foi utilizado o software OpenFOAM na sua versão 7, que é baseado no Método de Volumes Finitos (MVF). O caso consiste em um escoamento incompressível em regime transiente e turbulento, de modo que, para resolver as equações de transporte de massa e quantidade de movimento foi utilizado o modelo *Unsteady Reynolds-Averaged Navier Stokes* (URANS). Para a modelagem da turbulência, foi utilizado o modelo de turbulência eddy-viscosity $k-\omega$ SST (MENTER, 1993).

A simulação é resolvida em regime transiente utilizando o solver *pimpleFOAM*, que combina os algoritmos *Pressure-Implicit with Splitting Operators* (PISO) e *Semi-Implicit Linked Equations* (SIMPLE) para resolver o problema do acoplamento pressão-velocidade, permitindo o controle do avanço da simulação por um passo de tempo constante ou variável e controlado pelo *Courant number* (HOLZMANN, 2017).

A equação do balanço de massa para um escoamento incompressível pode ser descrita como (VEERSTEG e MALALASEKERA, 2007),

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (7)$$

onde, U é o campo de velocidades [m/s].

A equação da quantidade de movimento é dada por (VEERSTEG e MALALASEKERA, 2007),

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (UU) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho g + F \quad (8)$$

onde, p é a pressão [Pa], t é o tempo [s], g é o vetor gravidade [m/s], F é o termo de força [N/m³] e τ é o tensor taxa de deformação [Pa].

O modelo $k-\omega$ SST pode ser descrito por duas equações (MENTER et al., 1993). A equação do transporte da energia cinética turbulenta (k) expressa por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

e a equação do transporte para a dissipação da energia específica (ω):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} &= \left(\frac{\alpha \omega}{k} \right) \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (10)$$

onde, τ_{ij} é o tensor de Reynolds [N/m²], β e β^* são constantes do modelo [-], μ é a viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s], μ_t é a viscosidade turbulenta [kg/m.s], σ_k e σ_ω são o número de Prandtl para k e ω respectivamente [-].

E F_1 é uma função que intercala a equação que melhor representa a turbulência para o escoamento próximo da região de parede ou no escoamento livre, que é definida como:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (11)$$

onde, y é a distância até a próxima superfície [m], $\sigma_{\omega 2}$ é uma constante empírica do modelo [-] e $CD_{k\omega}$ é a porção positiva do termo de difusão cruzada [-].

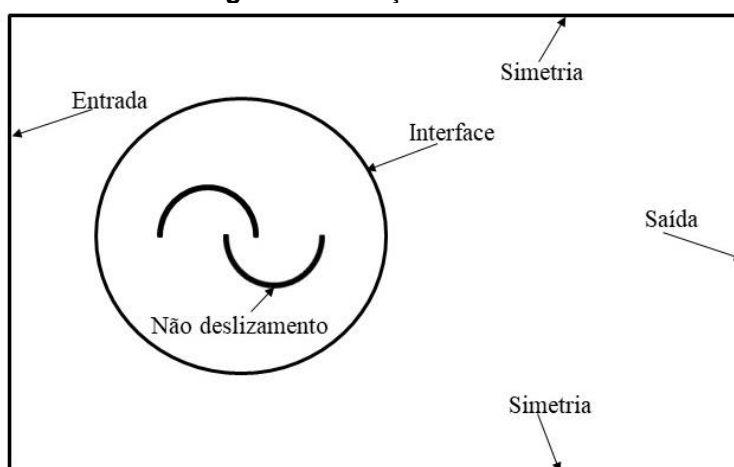
Como o modelo utilizado é URANS, é preciso ressaltar que as velocidades são médias temporais.

As condições de contorno da simulação são apresentadas na Figura 3, onde, na face da esquerda (entrada) é colocada uma condição de velocidade prescrita U_{inf} , na face da direita uma condição de fluxo totalmente desenvolvido (com derivada de todas as variáveis nula na direção do escoamento, saída), condição de simetria nas faces superior e inferior e nas pás do rotor uma condição de não deslizamento para velocidade e zero gradiente para pressão. Entre as pás do rotor e o resto do domínio é colocada uma condição de interface que separa o domínio nessa região, sendo possível adicionar uma

velocidade (ω) para a parte interna dessa região rotacionar em relação à externa. Também, como o OpenFOAM possui a particularidade de simular apenas casos tridimensionais ele possui uma condição de contorno chamada vazio (*empty*), que é usada para indicar os limites não especificados da geometria tridimensional, transformando o caso em bidimensional. Além disso, a malha deve possuir apenas um volume finito nesta direção.

Como o problema é transiente são necessárias condições iniciais. No caso, o campo de velocidades no instante inicial de todo domínio computacional e o campo de pressões inicial são zero.

Figura 3. Condições de contorno.



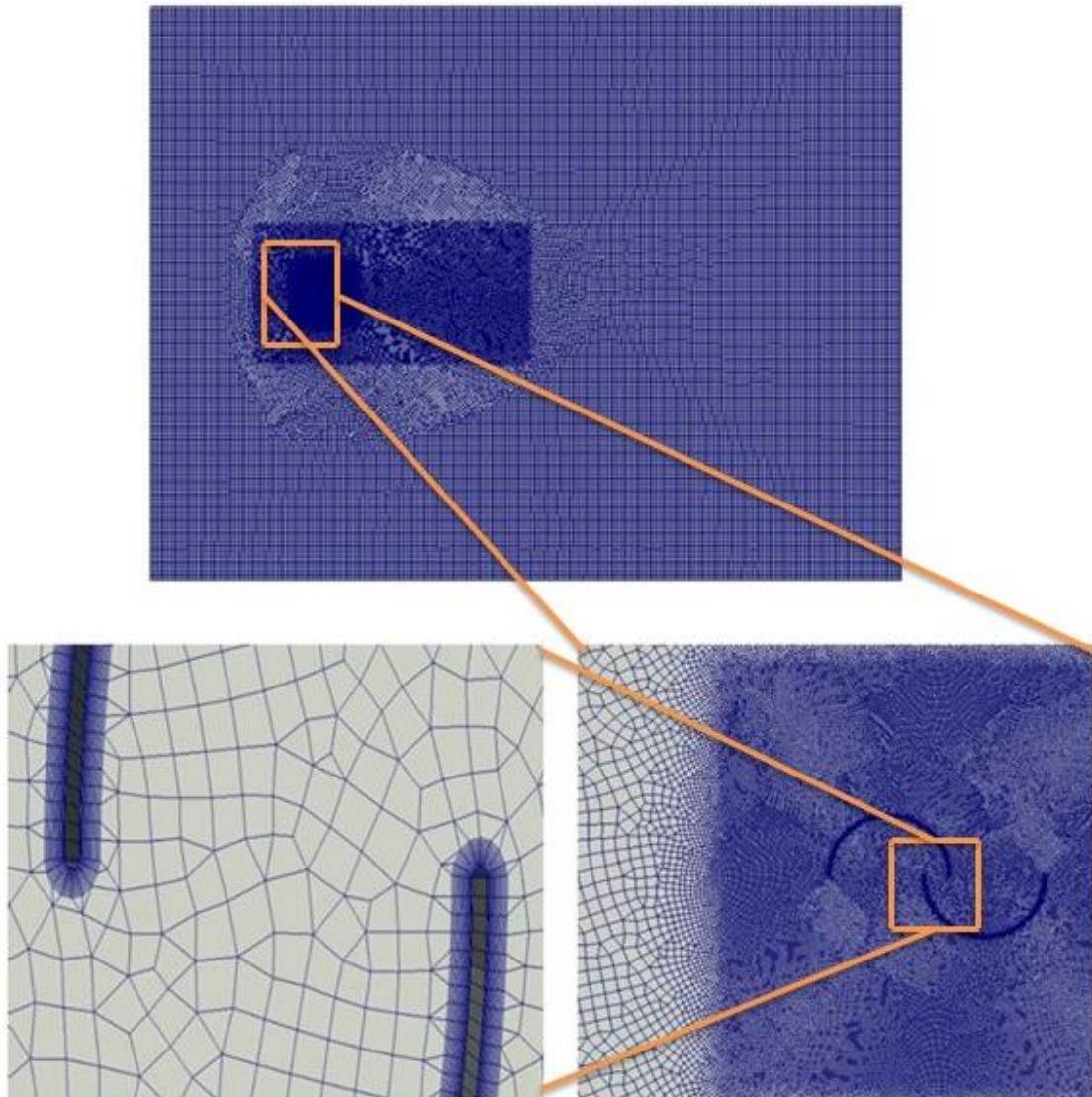
Fonte: elaborado pelos autores.

2.3 Malha e domínio computacional

Para garantir a consistência dos resultados obtidos, um teste de independência de malha foi realizado. A Figura 4 mostra o domínio computacional do problema, que teve a geometria e malha gerados pelo software Gmsh (GEUZAINÉ e REMACLE, 2009). Duas ampliações são apresentadas para descrever de forma clara os diferentes níveis de refinamento, assim como a qualidade dos elementos da malha. De acordo com Cebeci (2013) um dos parâmetros utilizado para avaliar a malha é o Y^+ , o qual deve ser inferior a 5 para garantir uma melhor qualidade dos resultados do modelo de turbulência $k-\omega$ SST. O presente trabalho possui um Y^+ máximo de 2,44 e um Y^+ médio de 2,43. Assim, para um maior controle do crescimento do

elemento de malha, desde as pás do rotor até a área mais externa do domínio foi utilizado um recurso de criação de zonas de refinamento para uma diminuição do número total de elementos no domínio.

Figura 4. Domínio computacional.



Fonte: elaborado pelos autores.

A Tabela 1 traz os resultados do teste de independência de malha onde foram comparadas três malhas. Todos os casos foram calculados com λ de 0,81.

Tabela 1. Teste de independência de malha.

Malha	Células	C_m	D (%)
1	64127	0,349	-3,56
2	119815	0,337	2,32
3	269442	0,345	-

$D = (C_m^{i+1} - C_m^i) / C_m^{i+1} \times 100$ onde $i = 1, 2$ ou 3 , indica a malha

Fonte: elaborado pelos autores.

Da Tabela 1 observa-se que a diferença no C_m calculado entre as malhas 1 e 2 é semelhante ao calculado entre as malhas 2 e 3, e que em ambos os casos são menores que 5%. Esta diferença é considerada aceitável dada a complexidade da solução. Neste sentido a malha 1 poderia ser utilizada, contudo, como vários casos são simulados, onde a geometria é modificada, por uma questão de segurança optou-se por utilizar a malha 2. Esta é mais refinada do que a malha 1, mas o tempo de processamento é pequeno se comparado com o tempo necessário para simular utilizando a malha 3.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste item, são primeiramente apresentados a validação e verificação do modelo proposto. Na sequência, os resultados referentes a análise da razão de afastamento são discutidos em detalhe.

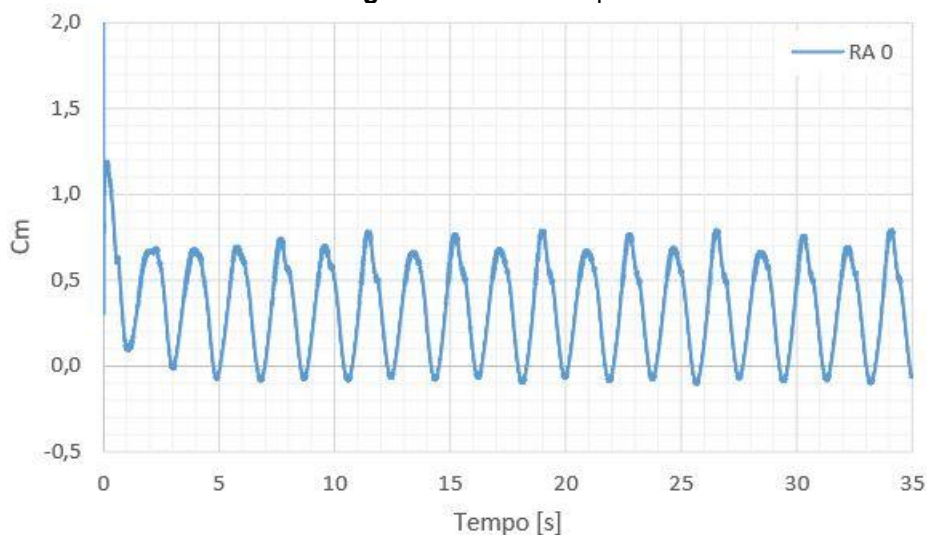
3.1 Verificação e validação

Para verificar e validar o presente estudo foram comparados os dados obtidos neste trabalho com os resultados numéricos do dispositivo, bidimensional, apresentados por Ferrari et al., (2017) e os resultados experimentais apresentados por Blackwell et al. (1977). Em ambos os trabalhos foi utilizado um RS de 0,2.

A comparação é feita com base no coeficiente de torque dinâmico, C_m . A Figura 5 apresenta a evolução no tempo do C_m para um caso de RA nula. Devido às características de turbulência do escoamento e ao giro da turbina, o C_m nunca atinge a condição de regime estacionário, mas sim uma condição

cíclica conforme mostrado na Fig. 5. Além disso, nos instantes iniciais observa-se flutuações no valor de C_m que são devidas a característica transiente do escoamento.

Figura 5. Análise temporal.

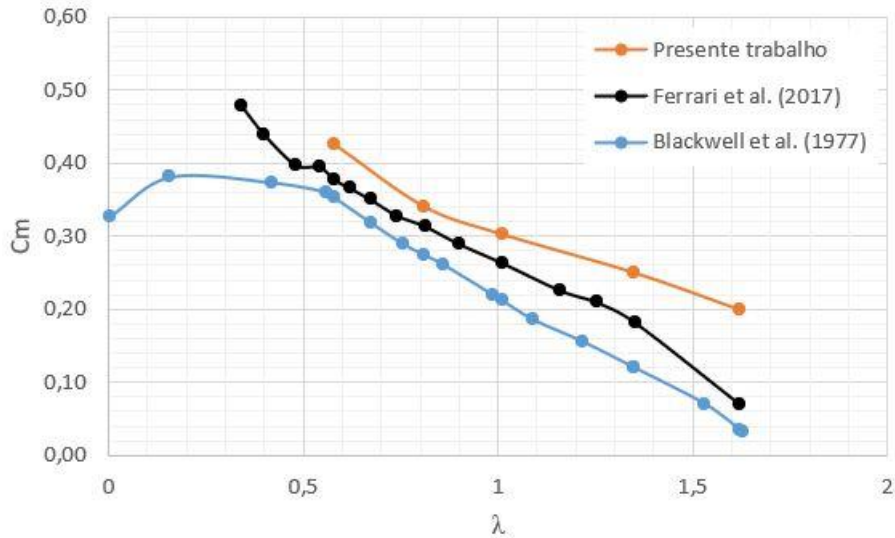


Fonte: elaborado pelos autores.

A interação entre o escoamento e o rotor leva algum tempo para estabilizar, desta forma, para evitar tal distúrbio nos resultados, são ignorados os dados referentes a primeira rotação do rotor (até aproximadamente 3,8s). O valor final do C_m é calculado a partir de uma média dos coeficientes de 4 rotações completas, da mesma forma que Ferrari et al. (2017).

Ferrari et al. (2017), apresentaram em seu estudo uma comparação de seu modelo numérico com os resultados obtidos experimentalmente pelo laboratório Sandia (BLACKWELL et al., 1977). Na Figura 6 é apresentada uma comparação dos resultados obtidos no presente trabalho com os respectivos estudos.

Figura 6. Verificação e validação.



Fonte: elaborado pelos autores.

É notável que as curvas possuem uma coerência no comportamento. Entretanto, os resultados do presente trabalho apresentam uma diminuição mais lenta dos valores do coeficiente de torque conforme aumenta a velocidade de ponta, o que resulta em uma discrepância entre os modelos para as velocidades de ponta mais altas. No entanto, é esperado que o modelo numérico bidimensional superestime os valores de torque e potência devido aos efeitos tridimensionais não estarem contemplados (FERRARI et al., 2017, MADINA et al., 2020).

Os valores de C_m são apresentados com o percentual da diferença entre o presente trabalho e as duas referências na Tabela 2.

Tabela 2. Verificação e validação do coeficiente de torque dinâmico.

λ	Ferrari et al. (2017)	Blackwell et al. (1977)	Presente trabalho	Diferença x Ferrari et al. (2017)* (%)	Diferença x Blackwell et al. (1977)* (%)
0,58	0,377	0,353	0,426	-13,0	-20,6
0,81	0,314	0,275	0,341	-8,6	-23,9
1,01	0,263	0,212	0,302	-14,8	-42,5
1,35	0,183	0,120	0,249	-36,1	-108,0
1,62	0,071	0,035	0,198	-178,9	-466,2

* $\left(1 - \frac{\text{Presente trabalho}}{\text{Referência}}\right) 100$

Fonte: elaborado pelos autores.

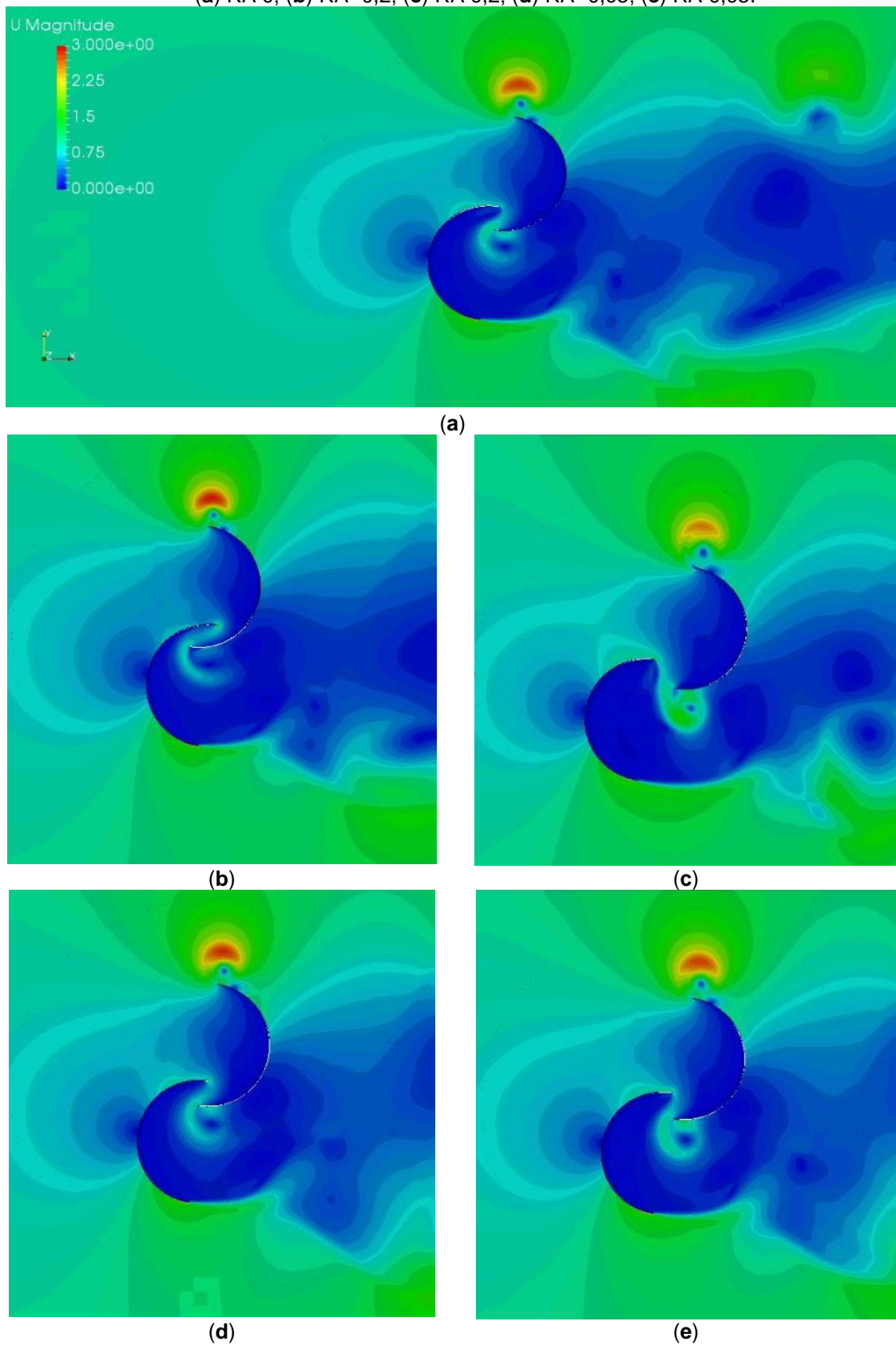
Como apresentado na Tabela 2, os resultados possuem uma divergência inferior a 15% até uma velocidade de ponta de 1,01, quando comparados com o modelo numérico de Ferrari et al. (2017) e inferior à 25% para uma velocidade de ponta de 0,81, quando comparados com o experimento de Blackwell et al. (1977). Assim, para os demais casos apresentados neste trabalho será mantido a velocidade de ponta de 0,81.

3.2 Análise da razão de afastamento

As Figuras 7(a)-7(e) mostram os gradientes de velocidade [m/s] para alguns casos de razão de afastamento. Na Figura 7(a), é apresentado o caso “neutro”, onde a RA é 0. Nesta figura é perfeitamente possível visualizar os padrões turbulentos (através dos vórtices formados) assim como os pontos de máxima e mínima velocidades. Neste caso, observa-se um ponto de máxima velocidade na parte superior, onde a pá é côncava em relação ao escoamento. Este padrão é observado nos demais casos estudados.

Nas figuras seguintes, 7(b)-(e), à direita são mostrados os valores de RA para os casos onde as pás se afastam uma da outra e à esquerda os valores de RA para os casos onde há uma interferência entre as pás. Nas Figuras 7(b) e 7(d) observa-se que uma parcela do fluido que atinge a pá superior é deslocada para a pá inferior através da região central onde as pás se sobrepõem. O mesmo fenômeno é observado nas Figuras 7(c) e 7(e), contudo neste caso uma zona de recirculação mais intensa pode ser observada abaixo da pá superior. Esta recirculação é provavelmente uma das principais razões para que valores negativos de RA resultem em valores maiores de C_m . Nota-se na Figura 7 que quanto menor é esta recirculação, maior é o C_m .

Figura 7. Gradientes de velocidade [m/s] em 18 s de simulação:
(a) RA 0; (b) RA -0,2; (c) RA 0,2; (d) RA -0,05; (e) RA 0,05.



Fonte: elaborado pelos autores.

Na Figura 8, os resultados demonstram uma diminuição dos coeficientes de torque, C_m , para razões de afastamento, RA, crescentes de -0,25 até 0,10, onde ocorre um ponto de inflexão e o coeficiente de torque volta a crescer. Este comportamento não é linear, e flutuações no valor de C_m podem ser observados na Fig. 8. Neste intervalo, C_m varia entre 0,352 e 0,323, respectivamente, resultando em uma diminuição de aproximadamente 8,2% no torque produzido pelo rotor. Estes resultados estão de acordo com os experimentos de Alexander e Holownia (1978), em que são testados apenas valores positivos para RA (entre 0 e 0,6) e foi relatado que C_m diminui com RA. O parâmetro RA também é mencionado nos trabalhos de Akwa et al. (2012) e Menet (2007), contudo, sem uma discussão detalhada, recomendam a utilização de RA 0.

Figura 8. Coeficiente de torque dinâmico em função da razão de afastamento.



Fonte: elaborado pelos autores.

Para o coeficiente de arrasto, na Figura 9, o valor máximo acontece para uma razão de afastamento de -0,25 e o mínimo para uma razão de afastamento de 0,1.

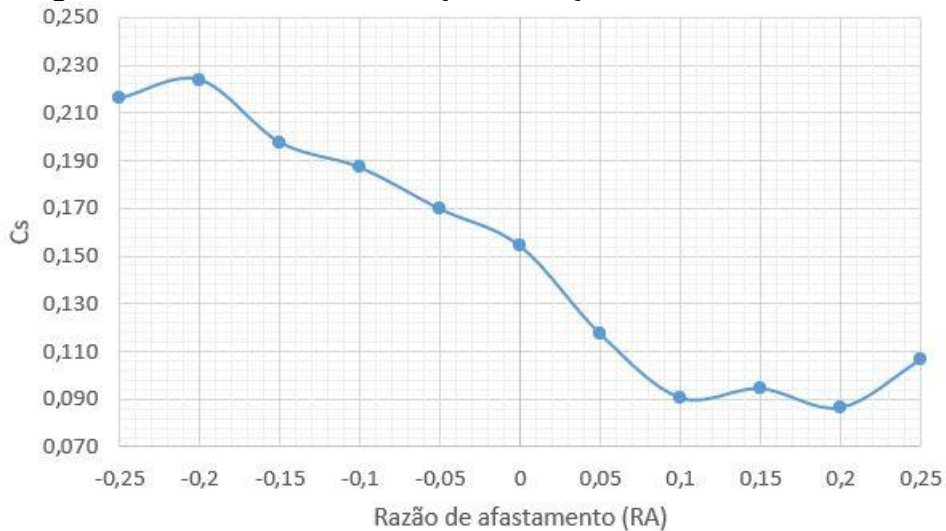
Figura 9. Coeficiente de arrasto em função da razão de afastamento.



Fonte: elaborado pelos autores.

Para o coeficiente de sustentação, Figura 10, o máximo valor ocorre para uma razão de afastamento de 0,2 e o mínimo para uma razão de afastamento de 0,2.

Figura 10. Coeficiente de sustentação em função da razão de afastamento.



Fonte: elaborado pelos autores.

Na Tabela 3 são compilados todos os resultados para os coeficientes C_p , C_m , C_a e C_s onde observa-se uma tendência geral de que os coeficientes diminuem com o aumento da RA. É importante mencionar que a maior variação nos coeficientes aerodinâmicos acontece sobre o coeficiente de sustentação

onde entre os valores máximos e mínimos, que ocorrem em uma RA -0,2 e 0,2, respectivamente, observa-se uma variação de aproximadamente 62%. Já o coeficiente de arrasto apresenta uma variação em torno de 10,3% entre as RA -0,25 e 0,1. Também é importante salientar que o rotor Savonius é principalmente guiado pela força de arrasto (HARRIES et al., 2016), ou seja, para este rotor o coeficiente de arrasto tem uma sensibilidade maior sobre a potência e torque gerados pelo rotor do que o coeficiente de sustentação. Entretanto, o coeficiente de sustentação ainda assim é relevante para a geração de torque e potência do rotor.

Tabela 3. Análise do desempenho do rotor em função da razão de afastamento.

RA	C_p	C_m	C_a	C_s
-0,25	0,587	0,352	1,216	0,216
-0,20	0,581	0,349	1,178	0,224
-0,15	0,584	0,350	1,164	0,198
-0,10	0,573	0,344	1,129	0,187
-0,05	0,575	0,345	1,138	0,170
0	0,567	0,340	1,159	0,154
0,05	0,574	0,344	1,176	0,117
0,10	0,538	0,323	1,091	0,090
0,15	0,544	0,327	1,106	0,094
0,20	0,553	0,332	1,122	0,086
0,25	0,566	0,340	1,139	0,106

Fonte: elaborado pelos autores.

4 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta um estudo numérico usando código aberto OpenFOAM sobre a influência da razão de afastamento das pás do rotor de uma turbina Savonius sobre seus coeficientes aerodinâmicos. Primeiramente, foi apresentado um estudo de independência de malha onde, para fins de redução de tempo de processamento foi feita uma avaliação em três domínios com aproximadamente 64000, 120000 e 270000 elementos. Foi definida como independente a malha com 120000 elementos que combina boa precisão com um tempo de processamento adequado para os objetivos deste trabalho. Logo, foi verificado e validado o modelo reproduzindo numericamente um experimento presente na literatura onde foi constatada uma divergência inferior a 15% para razões de velocidade de ponta inferiores a 1,01 comparando com o caso numérico e uma divergência inferior a 25% para uma

razão de 0,81 quando comparado com o caso experimental, adotando-se, então, para este trabalho uma velocidade de ponta de 0,81. E, por fim, foi apresentada a influência da razão de afastamento nos coeficientes aerodinâmicos do rotor, observando-se que, uma menor razão de afastamento produz um aumento significativo no coeficiente de sustentação que impõem um aumento no coeficiente de torque e potência do rotor. Contudo, é importante ressaltar que o presente estudo é uma análise numérica de um modelo bidimensional que considera apenas as pás na estrutura do rotor. Assim, a consideração de elementos estruturais como, entre outros, hastes e demais dispositivos estruturais, bem como as placas de extremidade, podem ter uma certa influência sobre resultados aqui apresentados.

5 AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), e a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) – Código de financiamento 001 pelo suporte financeiro e incentivo à inovação e pesquisa no Brasil.

O autor C. H. Marques agradece à FAPERGS pelo apoio financeiro ao projeto de pesquisa ARD (19/2551-0001250-0).

REFERÊNCIAS

AKWA, João Vicente. **Análise aerodinâmica de turbinas eólicas Savonius empregando dinâmica dos fluidos computacional**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

AKWA, J. V.; JÚNIOR, G. S.; PETRY, A. Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a savonius wind rotor using computational fluid dynamics. **Renewable Energy**. Rio Grande do Sul, Brasil, v. 38, n. 1, p. 141-149, 2012.

ALIPOUR, R.; ALIPOUR, R.; FARDIAN, F.; KOLOOR, S. S. R.; PETRU, M. Performance improvement of a new proposed Savonius hydrokinetic turbine: a numerical investigation. **Energy Reports**. Mahshahr, Iran, v. 6, p. 3051-3066 2020.

BLACKWELL, B. F.; SHELDAHL, R. E.; FELTZ, L. V. Wind tunnel performance data for two and three bucket savonius rotors. **Journal of Energy**. Albuquerque, New Mexico, v. 2 n. 3, 160-164, julho, 1977.

CEBECI, T. **Analysis of Turbulent Flows with Computer Programs**. California: Elsevier Ltd. 3 Ed., 2013.

FERRARI, G.; FEDERICI, D.; SCHITO, P.; INZOLI, F.; MEREU, R. CFD study of savonius wind turbine: 3d model validation and parametric analysis. **Renewable Energy**. Milano, Italy, v. 105, p. 722-734, maio, 2017.

FERTAHI, S. E.; BOUHAL, T.; RAJAD, O.; KOUSKSOU, T.; ARID, A.; EL RHAFIKI, T.; JAMIL, A., BENBASSOU, A. CFD performance enhancement of a low cut-in speed current Vertical Tidal Turbine through the nested hybridization of Savonius and Darrieus. **Energy Conversion and Management**. Meknès Ismailia, Morocco, v. 169, p. 266-278, agosto, 2018.

FORTUNA, A. O., **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações**. São Paulo: Universidade Federal de São Paulo; 2000.

FUJISAWA, N. On the torque mechanism of Savonius rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**. Gunma, Kiryu, Japan, v. 3, n. 40, p. 277-292, 1992.

GASCH, R.; TWELE, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2012.

GEUZAINÉ, C.; REMACLE, J.-F. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**. Liège, Belgium, v. 79, n. 11, p. 1309-1331, maio, 2009.

HARRIES, T.; KWAN, A.; BRAMMER, J.; FALCONER, R. Physical testing of performance characteristics of a novel drag-driven vertical axis tidal stream turbine; with comparisons to a conventional Savonius. **International Journal of Marine Energy**. The Parade, Cardiff, v. 14, p. 215-228, junho, 2016.

HOLZMANN, T. **Mathematics, Numerics, Derivations and OpenFOAM®**. Copyright Tobias Holzmann, 4 Ed., 2017.

MADINA, F. G.; GUTIÉRREZ, A.; GALIONE, P. Computational fluid dynamics study of Savonius rotors using OpenFOAM. **Wind engineering**. v.1, n. 18, 2020.

MAUREE, D.; NABONI, E.; COCCOLO, S.; PERERA, A.; NIK, V.; SCARTEZZINI, J. A review of assessment methods for the urban environment and its energy sustainability to guarantee climate adaptation of future cities. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. Lausanne, Switzerland, v. 112, p. 733-746, 2019.

MENET, J. L. Aerodynamic Behaviour of a New Type of Slow-Running VAWT. **Wind Energy**. p. 235-240, 2007.

MENET, J. L.; REZENDE, T. D. Static and dynamic study of a conventional Savonius rotor using a numerical simulation. **21^{ème} Congrès Français de Mécanique**. Bordeaux, France, agosto, 2013.

MENTER, F. R. Zonal two equation k- ω turbulence models for aerodynamic flows. **23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics and Lasers Conference**. Orlando, Florida, 1993.

MEREU R.; FEDERICI, D.; FERRARI, G.; SCHITO, P.; INZOLI, F. Parametric numerical study of Savonius wind turbine interaction in a linear array. **Renewable Energy**. Milano, Italy, n. 113, p. 1320-1332, 2017.

RICCI, R.; ROMAGNOLI, R.; MONTELPARE, S.; VITALI, D. Experimental study on Savonius wind rotor for street lighting systems. **Applied Energy**. Ancona, Italy, n. 161, p. 143-152, 2016.

SANTOS, D. B.; JÚNIOR, E. A. P.; MARQUES, C. H.; SOUZA, J. A. Vertical Axis Wind Turbine Savonius Static Rotor Aerodynamic Coefficients Validation with OpenFOAM. **18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**. Online, 2020.

SHELDAHL, R. E.; BLACKWELL, B. F.; FELTZ, L. V. Wind tunnel Performance Data for Two- and Three-Bucket Savonius Rotors. **Journal of Energy**. Albuquerque, New Mexico, v. 2, n.3, p. 160-164, 1978.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computation Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Pearson, 2 Ed., 2007.

ZEMAMOU, M.; AGGOUR, M.; TOUMI, A. Review of savonius wind turbine design and performance. **Energy Procedia**. Berlin, Germany, n. 141, p. 383-388, 2017.

Enviado em: 06 jan. 2021

Aceito em: 22 fev. 2021

Editores responsáveis: Bianca Neves Machado / Mateus das Neves Gomes