



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

YAN FELIPE DE OLIVEIRA CAVALCANTE

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DAS PÁS NA EFICIÊNCIA DE TURBINAS SAVONIUS

Orientador: Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2026

YAN FELIPE DE OLIVEIRA CAVALCANTE

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DAS PÁS NA EFICIÊNCIA DE TURBINAS
SAVONIUS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2026

Cavalcante, Yan Felipe de Oliveira
C377e Estudo da influência da espessura das pás na eficiência de turbinas Savonius /
Yan Felipe de Oliveira Cavalcante. – 2026.
138 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

Orientador: André Guimarães Ferreira.

Banca examinadora: André Guimarães Ferreira, Frederico Romagnoli Silveira
Lima, Cristiana Brasil Maia.

Bibliografia: f. 128-137.

Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas
Gerais.

1. Turbinas eólicas – Aerodinâmica – Teses. 2. Dispositivos eletromecânicos –
Projeto e construção – Teses. 3. Fluidodinâmica computacional – Teses. 4. Energia
eólica – Teses. I. Ferreira, André Guimarães. II. Centro Federal de Educação
Tecnológica de Minas Gerais. III. Título.

CDD 621.406

Yan Felipe de Oliveira Cavalcante

Estudo da Influência da Espessura das Pás na Eficiência de Turbinas Savonius

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 26/03/2026

Resultado: APROVADO

Banca Examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **ANDRE GUIMARAES FERREIRA**
Data: 30/03/2026 18:34:39-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. André Guimarães Ferreira (Orientador)

CEFET-MG

Documento assinado digitalmente
 **FREDERICO ROMAGNOLI SILVEIRA LIMA**
Data: 10/04/2026 18:02:31-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Frederico Romagnoli Silveira Lima

CEFET-MG

Documento assinado digitalmente
 **CRISTIANA BRASIL MAIA**
Data: 10/04/2026 10:21:48-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Profa. Dra. Cristiana Brasil Maia

PUC/MG

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, expressei minha gratidão aos meus pais, Angela Maria de Oliveira Cavalcante e Eduardo dos Reis Cavalcante, e meu irmão André Felipe de Oliveira Cavalcante, por seu apoio ao longo de toda a minha jornada e por eles me proporcionarem inúmeras oportunidades, bem como por me incentivarem em meus estudos. Sou grato também por ser um modelo de vida e por todo o comprometimento dedicado à manutenção de uma qualidade de vida que permitiu minhas perdas.

Em especial, manifesto minha profunda gratidão ao meu orientador, o Professor Dr. André Guimarães Ferreira e ao Professor Dr. José Leôncio Fonseca De Souza, por sua inestimável disponibilidade, atenção, paciência e dedicação ao longo da produção da minha dissertação. Seus ensinamentos, conselhos e orientação desempenharam um papel fundamental em minha jornada acadêmica, e sou grato pela oportunidade que me concedeu ao ser meu orientador.

Aos professores e funcionários do CEFET-MG, estou profundamente grato por ser uma parte fundamental da minha formação acadêmica. Sua competência e disposição em fornecer ajuda são dignas de reconhecimento. Além disso, desejo expressar minha gratidão ao Departamento De Engenharia Mecânica (DEM) por todas as oportunidades e experiências que proporcionou, inclusive com o acesso aos seus laboratórios e infraestrutura. Agradeço também por todo o apoio oferecido a todos os alunos, seja por meio do corpo docente, da direção, da administração ou de todos os seus funcionários. Serei eternamente grato por tudo que me proporcionou.

Por fim, expressei minha gratidão à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pela concessão da bolsa de estudo, o que tornou possível a realização deste trabalho.

“Quanto mais aumenta nosso conhecimento, mais evidente fica nossa ignorância”

- John F. Kennedy

“De todas as forças da natureza, creio que o vento contém a maior quantidade de força motriz... Até agora, o vento é uma força indomada, não aproveitada, e é bem possível que uma das maiores descobertas futuras seja domá-lo e utilizá-lo”

- Abraham Lincoln.

RESUMO

A crescente demanda por fontes de energia limpa e sustentável impulsionou o desenvolvimento de tecnologias voltadas para a geração eólica, especialmente para regiões com baixa intensidade de vento. Nesse contexto, as turbinas Savonius, do tipo eixo vertical e baseadas no princípio de arrasto, surgem como uma alternativa viável devido à sua simplicidade construtiva, baixo custo e capacidade de operar em ambientes adversos a outros modelos de turbinas eólicas. Este trabalho investiga numericamente o impacto da variação da espessura das pás no desempenho aerodinâmico de turbinas Savonius. Embora estudos anteriores tenham focado em parâmetros como razão de sobreposição, número de estágios e geometria de pás, a influência da espessura das pás permanece pouco explorada na literatura científica. A pesquisa utilizou a técnica de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), empregando o método dos volumes finitos e o modelo de turbulência *Realizable k- ϵ* para analisar o escoamento ao redor das turbinas. Inicialmente, foi feita a validação do modelo computacional com dados experimentais de referência. Em seguida, foram construídos modelos tridimensionais da turbina, com variações de espessura de pás de 2 mm, 3 mm, 5 mm e 7 mm. As análises consideraram dois cenários: um com área da face convexa constante e outro permitindo que a variação de espessura impactasse essa área. Foram realizadas simulações estáticas (ângulos de 0° a 150°) e transientes, permitindo avaliar os coeficientes de torque (C_t). Os resultados indicaram que a espessura da pá influencia significativamente o desempenho do rotor, porém de forma dependente da condição operacional e da posição angular. No torque dinâmico, a espessura de 3 mm apresentou o melhor desempenho médio global, com comportamento superior à média geral das espessuras avaliadas e desempenho mais consistente ao longo da faixa operacional analisada. No torque estático, a espessura de 2 mm apresentou o maior valor médio global (0,207), embora com diferenças reduzidas entre as espessuras, evidenciando que a espessura atua principalmente como mecanismo de redistribuição angular do torque ao longo do ciclo. Assim, os resultados fornecem subsídios para a otimização geométrica de rotores Savonius, com destaque para a espessura de 3 mm como configuração de melhor compromisso aerodinâmico global nas condições investigadas.

Palavras-chave: Savonius. CFD. Espessura das pás. VAWT. Energia eólica.

ABSTRACT

The growing demand for clean and sustainable energy sources has driven the development of technologies for wind power generation, especially in regions with low wind speeds. In this context, Savonius turbines, which are vertical-axis devices based on the drag principle, emerge as a viable alternative due to their simple construction, low cost, and ability to operate in environments that are unfavorable to other wind turbine models. This study numerically investigates the impact of blade thickness variation on the aerodynamic performance of Savonius turbines. Although previous studies have focused on parameters such as overlap ratio, number of stages, and blade geometry, the influence of blade thickness remains scarcely explored in scientific literature. The research employed Computational Fluid Dynamics (CFD), using the finite volume method and the Realizable k- ϵ turbulence model to analyze the flow around the turbines. Initially, the computational model was validated against reference experimental data. Next, three-dimensional turbine models were developed with blade thicknesses of 2 mm, 3 mm, 5 mm, and 7 mm. The analyses considered two scenarios: one with constant convex-face area and another allowing blade thickness variation to affect this area. Static simulations (angles from 0° to 150°) and transient simulations were performed, enabling the evaluation of torque coefficients (C_t). The results indicated that blade thickness significantly influences rotor performance, but in a manner dependent on operating condition and angular position. For dynamic torque, the 3 mm blade thickness showed the best global mean performance (0.254), with behavior superior to the overall mean of the evaluated thicknesses and more consistent performance throughout the analyzed operating range. For static torque, the 2 mm blade thickness presented the highest global mean value (0.207), although with small differences among thicknesses, indicating that blade thickness acts mainly as a mechanism for angular redistribution of torque throughout the cycle. Thus, the results provide support for the geometric optimization of Savonius rotors, highlighting the 3 mm blade thickness as the configuration with the best overall aerodynamic trade-off under the investigated conditions.

Keywords: Savonius. CFD. Blade thickness. VAWT. Wind energy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagrama da turbina Savonius	19
Figura 2 - Perfil do vento ao longo de sua trajetória por uma turbina	25
Figura 3 – Eficiências aerodinâmicas dos diversos tipos de rotores.....	28
Figura 4 - Características de desempenho do rotor Savonius.....	33
Figura 5 - Escoamento principal sobre um rotor Savonius	36
Figura 6 - Coeficiente de arrasto de diferentes perfis.....	36
Figura 7 - Tipos de escoamentos em rotor Savonius	37
Figura 8 – Escoamento de ar dentro do rotor Savonius	38
Figura 9 - Escoamento do ar sobre o rotor Savonius	38
Figura 10 - Distribuição da pressão superficial.....	39
Figura 11 - Rotor Savonius padrão	42
Figura 12 - Forças atuantes sobre o rotor Savonius	44
Figura 13 - Fluxo na pá nos ângulos de 0° (esquerda) e 90° (direita)	49
Figura 14 - Variação do coeficiente de arrasto de pás pela espessura	51
Figura 15 - Validação do modelo computacional.....	61
Figura 16 – Quatro escalas de comprimento da lei de parede	64
Figura 17 – Dimensionamento do domínio computacional e impacto no C_t	72
Figura 18 – Dimensionamento do domínio computacional.....	73
Figura 19 – Malha do domínio	77
Figura 20 - Detalhe da malha.....	78
Figura 21 - Posições angulares do rotor Savonius em relação ao escoamento	80
Figura 22 – Comparação do torque em função da velocidade do vento.....	84
Figura 23 - Comparação do torque em função das razões de velocidade de ponta de pá ...	85
Figura 24 - Comparação do C_t estático para posição angular do rotor	87
Figura 25 - C_t dinâmico global médio por espessura	89
Figura 26 - Influencia da espessura no C_t dinâmico global por velocidade vento.....	90

Figura 27 - Ct em função da TSR para ($v = 5$ m/s).....	92
Figura 28 - Ct em função da TSR para ($v = 6$ m/s).....	93
Figura 29 - Ct em função da TSR para ($v = 7$ m/s).....	94
Figura 30 - Ct em função da TSR para ($v = 8$ m/s).....	95
Figura 31 - Ct em função da TSR para ($v = 9$ m/s).....	97
Figura 32 - Ct estático global em função da posição angular	99
Figura 33 – Coeficiente de torque estático médio por espessura.....	100
Figura 34 - Ct estático em função da posição angular ($v = 5$ m/s).....	102
Figura 35 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 0° e $v = 5$ m/s	102
Figura 36 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 0° e $v = 5$ m/s	103
Figura 37 - Ct estático em função da posição angular ($v = 6$ m/s).....	105
Figura 38 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 60° e $v = 6$ m/s	106
Figura 39 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 60° e $v = 6$ m/s	106
Figura 40 - Ct estático em função da posição angular ($v = 7$ m/s).....	108
Figura 41 - Intensidade de turbulência com pá de 3 mm a 90° e $v = 7$ m/s	109
Figura 42 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 90° e $v = 7$ m/s	110
Figura 43 - Ct estático em função da posição angular ($v = 8$ m/s).....	111
Figura 44 - Intensidade de turbulência com pá de 3 mm a 120° e $v = 8$ m/s	113
Figura 45 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 120° e $v = 8$ m/s	113
Figura 46 - Ct estático em função da posição angular ($v = 9$ m/s).....	115
Figura 47 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 150° e $v = 9$ m/s	116
Figura 48 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 150° e $v = 9$ m/s	117
Figura 49 – Padrão de fluxo avaliação da velocidade na pá de 7 mm ($v = 6$ m/s)	119
Figura 50 - Magnitude de velocidade com pá de 7 mm a 90° e $v = 6$ m/s	120
Figura 51 - Magnitude de velocidade com pá de 7 mm a 0° e $v = 6$ m/s	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros geométricos	70
Tabela 2 - Parâmetros computacionais.....	76

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BNDES	- Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social;
CAGR	- <i>Compound Annual Growth Rate</i> ;
CAPEX	- <i>Capital Expenditure</i> ;
CBEE	- Centro Brasileiro de Energia Eólica;
CELPE	- Companhia Energética de Pernambuco;
CFD	- <i>Computational Fluid Dynamics</i> ;
COP	- <i>Conference Of the Parties</i> ;
DOE	- <i>United States Department of Energy</i> ;
EUA	- Estados Unidos da América;
FINAME	- Financiamento de Máquinas e Equipamentos;
GBT	- Guide-Box Tunnel;
GCI	- <i>Grid Convergence Index</i> ;
GE	- <i>General Electric Company</i> ;
HAWT	- <i>Horizontal Axis Wind Turbines</i> ;
IPCC	- <i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i> ;
LCOE	- <i>Levelized Cost of Electricity</i> ;
LER	- Leilão de Energia de Reserva;
LES	- <i>Large Eddy Simulation</i> ;
MDF	- Método de Diferenças Finitas;
MEF	- Método dos Elementos Finitos;
MME	- Ministério de Minas e Energia;
MVF	- Método de Volumes Finitos;
NASA	- <i>National Aeronautics and Space Administration</i> ;
NSF	- <i>National Science Foundation</i> ;
ODS	- Objetivos do Desenvolvimento Sustentável;
ONS	- Operador Nacional do Sistema Elétrico;

OPEX	- <i>Operating Expenditure</i> ;
O&M	- Operação e Manutenção;
PCH	- Pequenas Centrais Hidrelétricas;
PDE	- Plano Decenal de Expansão de Energia;
PIB	- Produto Interno Bruto;
Proeólica	- Programa Emergencial de Energia Eólica;
PROINFA	- Programa de Incentivo às Fontes Alternativas;
P&D	- Pesquisa e Desenvolvimento;
RANS	- <i>Reynolds Average Navier-Stokes</i> ;
RKE	- <i>Realizable k-ϵ</i> ;
RNG	- <i>Renormalization Group</i> ;
SA	- Spalart-Allmaras;
SIMPLE	- <i>Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations</i> ;
SIN	- Sistema Interligado Nacional;
SST	- <i>Shear Stress Transport</i> ;
SWCC	- <i>Small Wind Certification Council</i> ;
SWT	- <i>Small Wind Turbine</i> ;
TSR	- <i>Tip-Speed Ratio</i> ;
VAWT	- <i>Vertical Axis Wind Turbines</i> ;
VGOT	- <i>Variable-Geometry Oval-Trajectory</i> ;
3D	- Três Dimensões.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²];
A _{pq}	Área estimada para parque eólico [m ²];
a	Espaçamento das pás [m];
C _i	Solução da simulação [-]
C _A	Coeficiente de Arrasto [adimensional];
C _f	Coeficiente de fricção [adimensional];
C _p	Coeficiente de potência [adimensional];
C _s	Coeficiente de Sustentação [adimensional];
C _t	Coeficiente de torque [adimensional];
D	Diâmetro do rotor [m];
Dd	Número de dimensão do domínio [adimensional];
d	Diâmetro da pá [m];
E	Erro relativo [adimensional];
e _i	Número de elementos da malha [adimensional];
F	Força [N];
F _A	Força de Arrasto [N];
F _{GCI}	Fator de segurança do método GCI [adimensional];
F _{res}	Força resultante [N];
F _S	Força de Sustentação [N];
G _b	Termo de geração de energia cinética de turbulência devido à flutuabilidade [m ² /s ²];
GCI _±	Índice de convergência da malha [adimensional];
G _k	Termo de geração de energia cinética turbulenta [kg/m.s ³];
g	Aceleração da gravidade [m/s ²];
H	Altura do rotor [m];
I	Tensor unitário[adimensional];

IC	Índice de convergência (adimensional);
KE	Energia cinética eólica [J];
k	Energia cinética turbulenta [m^2/s^2];
L	Comprimento [m];
m	Massa de vento [kg];
$\dot{m}$	Vazão mássica do ar [kg/s];
N	Número de rotações por minuto [RPM];
NTS	Número de intervalo de tempo [adimensional];
n	Número de turbinas do parque [adimensional];
OC	Ordem de convergência [adimensional];
P	Potência [W];
P_{el}	Potência elétrica [W];
P_{eol}	Potência eólica [W];
P	Potência [W];
p	Pressão atmosférica no nível do mar [kg/m^3];
R	Constante específica do ar [$\text{J}/\text{K}.\text{mol}$];
R_a	Razão de afastamento das pás [adimensional];
Re	Número de Reynolds [adimensional];
R_+	Razão de refinamento entre malhas mais refinadas [adimensional];
S_i	Termos de origem definidos pelo usuário para k e ϵ [-];
r	Raio da turbina [m];
r_i	Razão de refinamento entre malhas [adimensional];
T	Torque do rotor [$\text{N}.\text{m}$];
TSS	Tamanho do intervalo de tempo [s];
t	Variação de tempo [s];
U_τ	Velocidade de atrito [m/s];
u	Velocidade na direção especificada [m/s];
u_i	Componente de velocidade na direção correspondente [m/s];

V	Escoamento do volume do vento [m^3/s];
v	Velocidade do vento [m/s];
v_{rel}	Velocidade relativa do vento sobre a pá [m/s];
v_{tan}	Velocidade tangencial da pá [m/s];
x	Coordenada cartesiana [adimensional];
Y_m	Contribuição da dilatação flutuante em turbulência [m^2/s^2];
y	Distância da parede [m];
y^+	Distância da parede [adimensional];
α	Ângulo de incidência do vento sobre a pá [rad];
β	Razão de sobreposição das pás [adimensional];
γ	Ângulo de aplicação da força resultante na pá [rad];
δ	Operador delta de Kronecker [adimensional];
ε	Razão de aspecto [adimensional];
η_a	Eficiência aerodinâmica da turbina [adimensional];
η_g	Eficiência do gerador [adimensional];
η_m	Eficiência da caixa de engrenagem multiplicadora [adimensional];
θ	Posição angular da pá de avanço [-];
λ	Taxa de velocidade de ponta de pá [adimensional];
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m^2];
ρ	Massa específica [kg/m^3];
$\overline{\rho u_i u_j}$	Tensões de Reynolds [Pa];
σ_i	Número de Prandtl turbulento para k e ε [adimensional];
τ	Tensões viscosas [Pa];
τ_w	Tensão de cisalhamento [$\text{kg}/(\text{m.s}^2)$];
Φ	Valor instantâneo de uma variável [-];
Φ'	Componente da flutuação de uma variável qualquer [-];
ω	Velocidade angular da pá [rad/s];

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 Objetivos.....	22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1 Princípios de funcionamento de turbinas eólicas	24
2.2 Turbinas de eixo vertical	29
2.3 Turbinas de arrasto.....	31
2.4 Turbinas Savonius	32
2.4.1 Conceitos Fundamentais de turbinas Savonius	35
2.4.2 Vantagens e Limitações	40
2.4.2.1 Dimensionamento	41
2.4.3 Influência da Espessura das Pás nas Turbinas Savonius	47
2.4.4 Estado da Arte: Metodologias	53
3 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO	55
3.1 Equação da conservação da massa.....	55
3.2 Equação da conservação do momento linear	56
3.4 Modelos de turbulência.....	58
3.4.1 Equações governante de Realizable $k-\varepsilon$ (RKE).....	61
3.4.2 Tratamento de parede	63
4 METODOLOGIA NUMÉRICA	67
4.1 Método de Volumes Finitos (MVF)	68
4.2 Parâmetros Geométricos	69
4.3 Domínio Computacional.....	71
4.4 Condições de Contorno	74
4.5 Geração de Malha	76
4.6 Metodologia de Avaliação	79

5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	82
5.1	Validação do modelo numérico.....	82
5.2	Avaliação do Torque Dinâmico	88
5.2.1	<i>Coeficiente de torque dinâmico global.....</i>	88
5.2.2	<i>Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 5 m/s.....</i>	91
5.2.3	<i>Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 6 m/s.....</i>	92
5.2.4	<i>Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 7 m/s.....</i>	94
5.2.5	<i>Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 8 m/s.....</i>	95
5.2.6	<i>Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 9 m/s.....</i>	96
5.3	Avaliação do Torque Estático	97
5.3.1	<i>Coeficiente de torque estático global.....</i>	98
5.3.2	<i>Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 5 m/s.....</i>	101
5.3.3	<i>Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 6 m/s.....</i>	104
5.3.4	<i>Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 7 m/s.....</i>	107
5.3.5	<i>Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 8 m/s.....</i>	110
5.3.6	<i>Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 9 m/s.....</i>	114
5.4	Comparação dos resultados com Kumar et al. (2018).....	117
6	CONCLUSÃO	122
	REFERÊNCIAS.....	126
	ANEXO – PRODUÇÃO CIENTÍFICA	136

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a busca por fontes de energia limpa e renovável intensificou-se devido à crescente preocupação com as mudanças climáticas e à necessidade de reduzir as emissões de gases de efeito estufa. A energia eólica tem se destacado como uma das alternativas mais promissoras para geração de eletricidade de forma sustentável. Esforços contínuos têm sido direcionados ao aprimoramento da eficiência das turbinas eólicas, especialmente em áreas com ventos de baixa velocidade (BRASIL, 2017; CAVALCANTE, 2021).

Este estudo está alinhado com o sétimo Objetivo de Desenvolvimento Sustentável (ODS) da Agenda 2030 das Nações Unidas (ONU), que busca garantir acesso universal à "Energia Acessível e Limpa". A transição para modelos econômicos sustentáveis reflete a crescente urgência em reduzir a dependência de combustíveis fósseis, colocando fontes renováveis como a energia eólica no centro das estratégias para mitigar os desafios climáticos (ODS BRASIL, 2020).

As turbinas eólicas convertem a energia cinética do vento em energia mecânica e, posteriormente, em energia elétrica com um gerador, desempenhando um papel crucial na geração de energia renovável. Essas turbinas podem ser classificadas em dois tipos principais as turbinas de eixo vertical, VAWTs¹, e as turbinas de eixo horizontal, HAWTs² (Manwell; McGowan; Rogers, 2009; Dabiri, 2011).

As HAWTs são predominantes no mercado devido à sua alta eficiência aerodinâmica. Contudo, sua aplicação é limitada em áreas com ventos turbulentos, como ambientes urbanos. Já as VAWTs oferecem vantagens como custo reduzido de fabricação, geração de energia independente da direção do vento e baixos níveis de ruído, ideais para áreas urbanas e rurais. Além disso, as VAWTs apresentam uma densidade potencial de energia significativamente maior, podendo ser instaladas mais próximas umas das outras devido à menor influência do efeito de esteira (Manwell; McGowan; Rogers, 2009; Dabiri, 2011).

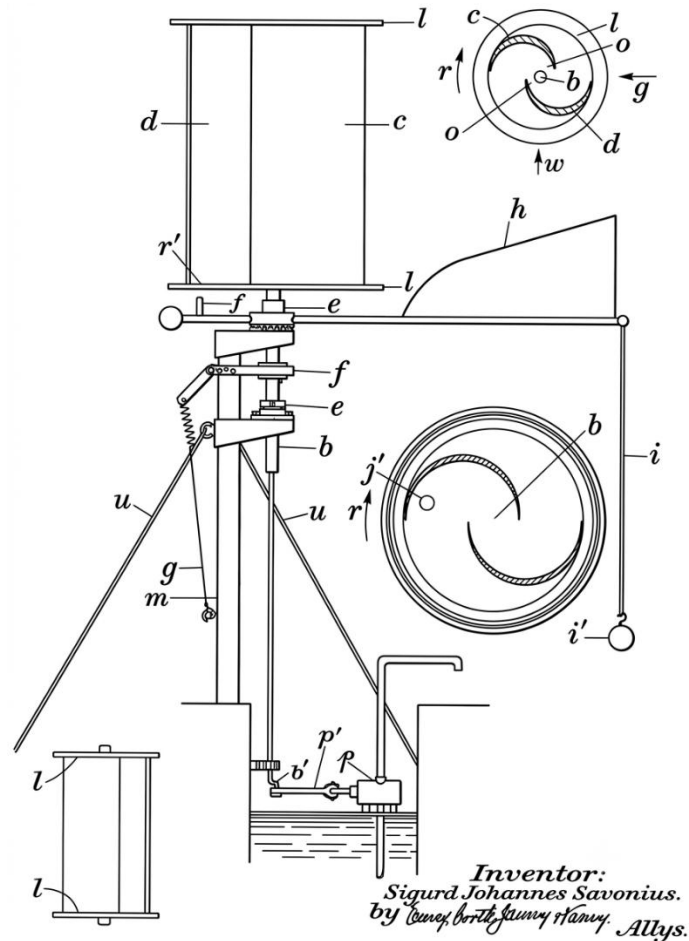
As turbinas de eixo vertical podem ser classificadas em dois tipos principais: aquelas acionadas pela força de sustentação e aquelas acionadas pela força de arrasto. Uma turbina de arrasto importante é a turbina Savonius, concebida por Sigurd Johannes Savonius, em 1929, apresentada na Figura 1. Essa turbina possui uma configuração básica composta por

¹ Vertical Axis Wind Turbines

² Horizontal Axis Wind Turbines

um rotor, que consiste em dois semicilindros dispostos simetricamente, conectados a um eixo central (Manwell; McGowan; Rogers, 2009; Dabiri, 2011).

Figura 1 – Diagrama da turbina Savonius



Fonte: Savonius (1929)

Desde 2010, com a intensificação das pesquisas, o rotor Savonius torna-se ótima opção de aquisição de energia, considerando seu design simples, baixo custo de construção, independência da direção do vento, capacidade de auto arranque, facilidade de manutenção e baixo nível de ruído. No entanto, esse tipo de turbina apresenta algumas desvantagens, como baixo coeficiente de potência e grandes oscilações de torque devido ao torque instantâneo negativo em certos ângulos (Manwell; McGowan; Rogers, 2009; Akwa; Petry, 2011).

A turbina Savonius, uma variante de turbina eólica de eixo vertical (VAWT), opera com base no diferencial de força de arrasto entre as pás côncavas e convexas do rotor. Este

princípio é o principal mecanismo de acionamento dos rotores Savonius e é crucial para entender a maior limitação dessa tecnologia (Fernando; Modi, 1989; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

A força de arrasto é o fator determinante que impulsiona a rotação dos rotores Savonius, que ocorre em virtude da diferença de torque gerado pela força de arrasto entre as superfícies côncavas e convexas das pás do rotor. A interação do vento com a pá côncava cria a força necessária para acionar a pá convexa e gerar o movimento rotacional do rotor. É essencial destacar que o princípio de funcionamento da força de arrasto impõe uma limitação significativa ao desempenho da turbina Savonius. Devido à força de arrasto na face convexa, uma parte desse torque é perdida (Savonius, 1926; Akwa, 2014).

A velocidade de rotação do rotor não pode exceder a velocidade do vento incidente. Essa limitação é a principal razão pela qual a taxa de velocidade da ponta (*tip speed ratio*) não pode ultrapassar 1,0. Isso significa que a eficiência da turbina Savonius é intrinsecamente limitada, uma vez que a velocidade máxima do rotor é limitada pela velocidade do vento, independentemente de quão rápido o vento esteja soprando. Isso a torna capaz de operar em baixas velocidades de vento, fazendo com que seja ideal para atuar em regiões com ventos de baixas velocidades, como áreas rurais e ambientes urbanos, diferentemente de outros modelos de turbinas eólicas (Akwa, 2014).

O princípio de funcionamento da força de arrasto nas turbinas Savonius limita sua eficiência, pois impede que a velocidade do rotor exceda a velocidade do vento, tornando-a menos eficaz em comparação com outras tecnologias de turbinas eólicas. Os esforços contínuos na pesquisa e no desenvolvimento visam mitigar essa desvantagem e melhorar o desempenho geral das turbinas Savonius (Fernando; Modi, 1989; Mohamed, 2011).

Com base nas características específicas, diversos estudos buscaram aprimorar a eficiência dos rotores de turbinas eólicas por meio de alterações nos principais parâmetros de projeto. Nas últimas décadas, diferentes perfis e formatos de pás foram desenvolvidos melhorando o desempenho aerodinâmico das turbinas. No entanto, um aspecto frequentemente negligenciado na literatura científica é a influência da espessura da pá no desempenho geral da turbina (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Kang; Liu; Yang, 2014).

Diante dessa lacuna na literatura, o presente estudo analisou numericamente os efeitos aerodinâmicos causados pelas variações na espessura das pás de uma turbina Savonius tradicional. A geometria das pás possui um papel essencial no desempenho aerodinâmico dessas turbinas, influenciando diretamente o comportamento do escoamento e variáveis

críticas, como os coeficientes de arrasto e sustentação. Entre as diversas intervenções envolvidas, a espessura das pás se destaca por seu impacto tanto na eficiência aerodinâmica quanto no peso total da estrutural da turbina (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Kang; Liu; Yang, 2014).

O aumento da espessura das pás pode acarretar maior massa, aumentando o torque inicial necessário para vencer a inércia e iniciar a rotação. No entanto, esse aumento de massa também pode proporcionar benefícios, como maior inércia rotacional, auxiliando na manutenção do movimento angular em momentos de menor torque ativo, além de gerar maior estabilidade a turbina, que tem menor vibração (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Kang; Liu; Yang, 2014).

Além disso, a espessura das pás altera o comportamento do fluxo de ar ao redor da turbina, impactando sua estabilidade e eficiência global. As mais espessas podem reduzir o coeficiente de arrasto em certos ângulos, mas também podem comprometer a geração de torque positivo devido à menor diferença de pressão entre as superfícies côncavas e convexas. Em contrapartida, as pás mais finas tendem a favorecer a geração de torque nos ângulos iniciais da rotação, porém podem apresentar maior resistência ao movimento, especialmente em condições de baixa velocidade do vento (Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

É fundamental, portanto, encontrar um equilíbrio entre espessura e desempenho aerodinâmico. Pás muito finas podem comprometer a resistência estrutural, tornando-se mais vulneráveis a falhas sob ventos fortes. Por outro lado, pás mais espessas, embora mais robustas, podem comprometer a eficiência aerodinâmica e exigir velocidades de vento mais elevadas para iniciar a rotação. Além disso, o aumento da espessura pode modificar a área da superfície côncava, alterando o torque gerado positivamente e influenciando o desempenho global da turbina.

Diferentemente do estudo de Kumar *et al.* (2018), este trabalho analisa especificamente a influência da espessura da pá sobre a área convexa e côncava da turbina Savonius. A abordagem adotada mantém constante a área da face convexa, enquanto a área da face côncava foi modificada em função da variação da espessura da pá. Isso permitiu verificar se os resultados obtidos convergem com o estudo anterior e compreender os impactos da espessura na aerodinâmica da turbina. Essa abordagem permitiu avaliar como a variação do torque positivo, gerada pela face côncava, afeta o o torque gerado pela turbina Savonius.

1.1 Objetivos

Este estudo tem como objetivo principal analisar numericamente os efeitos da variação da espessura das pás em rotores Savonius, investigando sua influência sobre o escoamento, o torque gerado e o coeficiente de potência, de forma a contribuir para o aprimoramento da eficiência aerodinâmica dessas turbinas. Dada a escassez de estudos sobre esse aspecto na literatura científica, este estudo buscou contribuir para o aprimoramento do desempenho dessas turbinas. A pesquisa avaliou como alterações na geometria das pás influenciam o comportamento do escoamento ao redor da turbina, especialmente em relação ao torque gerado e ao coeficiente de potência.

A partir disso, foram comparados os resultados obtidos neste estudo e aqueles relatados por Kumar *et al.* (2018). Além disso, foi desenvolvida uma análise complementar, mantendo constante a área da face convexa, mas permitindo que a variação da espessura da forma impacte a área da face convexa. Essa abordagem permitiu avaliar como a variação do torque negativo, gerada pela face convexa, afetou o desempenho aerodinâmico da turbina.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Realizar a validação do modelo computacional por meio de simulações numéricas que reproduzam experimentos em túneis de vento descritos na literatura, verificando os modelos na previsão de parâmetros aerodinâmicos, como os coeficientes de torque (C_t);
- Construir modelos tridimensionais de turbinas Savonius, considerando variações na espessura das pás e mantendo constante a área da face convexa, conforme o estudo de Kumar *et al.* (2018), através de uma abordagem complementar em que a espessura impacta na área da face convexa, permitindo avaliar as consequências no torque negativo gerado;
- Simular em regime permanente, com o rotor estacionário, para avaliar as características estáticas da turbina Savonius, para diferentes posições angulares do rotor em relação ao fluxo de vento, com variações dos ângulos de 30° (0° , 30° , 60° , 90° , 120° e 150°);
- Executar simulações adicionais em regime transiente, com o objetivo de determinar os coeficientes de torque (C_t), onde será definida uma velocidade angular constante na malha móvel, simulando a razão de velocidade de ponta (TSR) do rotor Savonius, realizando a avaliação mais dinâmica e abrangente do desempenho da turbina em operação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A crescente conscientização sobre as mudanças climáticas e a necessidade de mitigação de seus impactos têm impulsionado o desenvolvimento e a adoção de tecnologias de energia renovável em escala global. A COP 21, realizada em 2015 em Paris, França, resultou em um acordo histórico que substituiu o Protocolo de Quioto. Este acordo estabelece metas ambiciosas para a redução das emissões globais de gases de efeito estufa (IPCC, 2012).

A energia renovável desempenha um papel estratégico na realização das metas climáticas brasileiras. O avanço das tecnologias associadas a fontes renováveis reduziu custos e aumentou a eficiência, tornando-as uma alternativa viável e sustentável. Com um potencial eólico estimado em 500 GW, o Brasil está em posição privilegiada para aproveitar essa fonte de energia, conciliando crescimento econômico e redução das emissões de gases de efeito estufa (MME, 2017; ZAPAROLLI, 2019).

O contexto climático e geográfico do Brasil oferece condições ideais para o desenvolvimento de projetos eólicos. Essa alternativa energética apresenta vantagens em relação à hidroeletricidade, incluindo menor impacto ambiental em áreas alagadas e maior previsibilidade de geração em períodos de seca. Essas características atraem investidores e fortalecem a confiança na expansão do setor eólico nacional (CAVALCANTE, 2021).

A energia eólica é baseada na conversão da energia cinética do vento, inicialmente transformada em energia mecânica de rotação e, posteriormente, em energia elétrica. Historicamente, o vento foi uma das primeiras fontes de energia utilizada pela humanidade. Antes da invenção do motor a vapor e da queima de carvão, a força dos ventos já era empregada para navegação marítima com embarcações à vela, moagem de grãos e especiarias por moinhos de vento, bombeamento de água, operações em serrarias e extração de óleos de sementes e grãos (CAVALCANTE, 2021).

Entretanto, foi apenas nas últimas décadas que a energia eólica, uma das formas mais abundantes de recurso renovável na natureza, tornou-se amplamente utilizada na geração de eletricidade (HEMAMI, 2012; IPCC, 2012; LETCHER, 2017).

A energia eólica é uma solução viável para a transição energética global, especialmente em países como o Brasil, onde as condições climáticas e geográficas favorecem seu uso em larga escala. Com o avanço contínuo das tecnologias e a expansão da infraestrutura de geração eólica, é possível alinhar crescimento econômico e sustentabilidade ambiental,

contribuindo significativamente para a mitigação das mudanças climáticas (CAVALCANTE, 2021).

2.1 Princípios de funcionamento de turbinas eólicas

A função primordial de uma turbina eólica é converter parte da energia cinética do vento em energia mecânica, utilizando o movimento das pás para gerar torque em um eixo rotativo. Essa energia mecânica é então parcialmente transformada em energia elétrica dentro da turbina, enquanto uma fração é dissipada nos componentes internos (Hau, 2006; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

No início do século XX, Frederick Lanchester, Albert Betz e Nikolay Zhukovsky estabeleceram o limite teórico de eficiência das turbinas eólicas. Betz demonstrou que o máximo teórico de extração de energia do vento é de 59,3% da energia cinética disponível no fluxo, conhecido como o Limite de Betz. Isso implica que nenhuma turbina pode alcançar 100% de eficiência (Betz, 1966; Fox; Pritchard; McDonald, 2010; Raeng, 2014).

A lógica de Betz explica que, quanto mais energia cinética é extraída do vento, menor é sua velocidade ao passar pelas pás. Se toda a energia fosse retirada, a velocidade do vento cairia a zero, impedindo a continuidade do fluxo. Por outro lado, se o vento passasse sem resistência pelas pás, não haveria geração de energia, pois nenhuma energia seria extraída (Betz, 1966; Hau, 2006; Fox; Pritchard; McDonald, 2010; Raeng, 2014).

O limite de Betz é fundamental para compreender as turbinas eólicas. Apesar de suas simplificações, a teoria fornece uma base valiosa para cálculos aproximados em turbinas eólicas. O potencial energético do vento é derivado de sua energia cinética. Essa formulação permite estimar a energia disponível que pode ser capturada por uma turbina eólica, como expresso na equação (1) (Hau; 2006; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

$$KE = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2 \quad (1)$$

Sendo:

- KE – Energia cinética eólica [J];
- $\dot{m}$ – Vazão mássica do vento [kg/s];
- v – Velocidade do vento [m/s].

A energia cinética contida no vento está diretamente relacionada à potência cinética total disponível. A partir da energia cinética, deriva-se a equação (2) que descreve a potência do vento (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

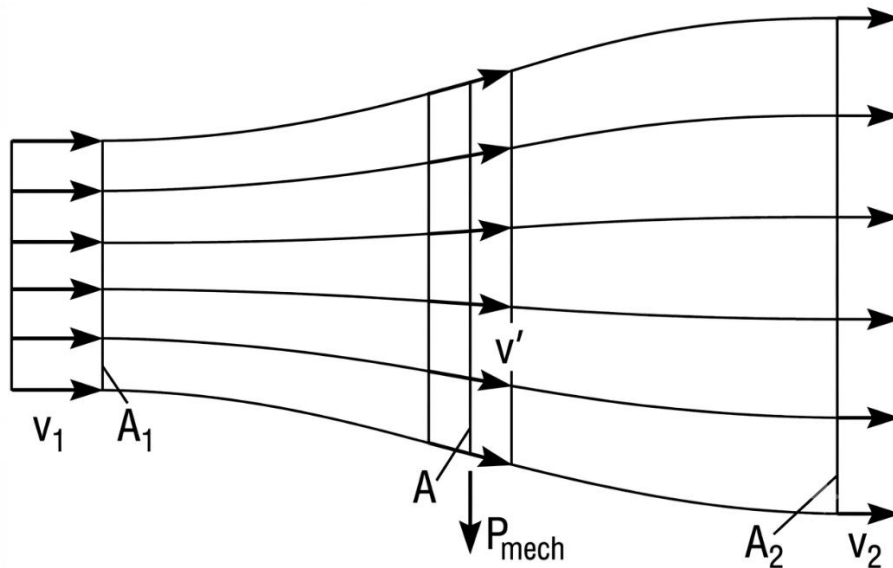
$$P = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (2)$$

Sendo:

- P – Potência da turbina [W];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- A – Área de seção transversal da turbina [m^2];
- v – Velocidade do vento [m/s].

Nem toda a energia cinética contida no vento é convertida pela turbina. Conforme o vento passa pelas pás, sua velocidade diminui, o que limita a eficiência da conversão. O conceito de continuidade de Bernoulli é essencial para entender essa relação, conforme ilustrado na Figura 2, para aplicar na Equação 3 (HAU, 2006; FADIGAS, 2007).

Figura 2 - Perfil do vento ao longo de sua trajetória por uma turbina



Fonte: Hau (2006)

$$\dot{m} = \rho \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho \cdot A_2 \cdot v_2 \quad (3)$$

Sendo:

- A_i – Área de seção transversal em determinado ponto [m^2];
- v_i – Velocidade do vento em determinado ponto [m/s].

Como a densidade do ar permanece constante, uma redução na velocidade do vento ($v_2 < v_1$) implica um aumento na área de saída ($A_1 < A_2$) para manter o equilíbrio do sistema. Se toda a energia fosse extraída do vento, sua velocidade seria reduzida a zero, o que é fisicamente inviável (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Analisando a Equação 3, verifica-se que, se a turbina conseguisse converter toda a energia do fluxo de ar, a velocidade do ar após passar pela turbina seria nula, cessando o movimento do ar. Isso evidencia um limite na capacidade de conversão de energia, sendo essencial compreender essa limitação existente (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Já que é inviável aproveitar integralmente a energia contida no vento, a potência extraída pela turbina é determinada pela diferença entre as velocidades na entrada e saída do sistema da turbina. A potência gerada pela turbina é proporcional à diferença de velocidades na entrada e saída do sistema, como expresso na Equação (4) (HAU, 2006; FADIGAS, 2007).

$$P = F \cdot v' = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2) \cdot v' \quad (4)$$

Sendo:

- P – Potência da turbina [W];
- F – Força da turbina [N];
- v' – Velocidade média do vento [m/s].

A potência da corrente de ar que passa pela área da turbina eólica, sem que seja extraída energia mecânica, pode ser representada pela Equação (5) (HAU, 2006).

$$P_{eol} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad (5)$$

A potência mecânica gerada pela turbina eólica pode ser representada pela Equação (6) (HAU, 2006).

$$P = \frac{1}{2} \cdot \left(\rho \cdot A \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right) \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad (6)$$

Observa-se que o valor do coeficiente de potência varia de acordo com as velocidades de entrada e saída do vento, indicando uma variação associada à velocidade na extremidade da pá. Dessa forma, pode-se inferir que o coeficiente de potência é o resultado da divisão

entre a potência mecânica máxima extraída do vento pela potência total contida no vento, conforme expresso na Equação (7) (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

$$C_p = \frac{P}{P_{eol}} = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3} \quad (7)$$

Sendo:

- C_p – Coeficiente de potência;
- P_{eol} – Potência eólica [W];

Assim, a potência mecânica é diretamente proporcional à densidade do ar, à área de seção transversal da turbina, ao cubo da velocidade do vento e ao fator de capacidade, conforme expresso na Equação (8) (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_p \quad (8)$$

Considerando que a velocidade do vento é o fator mais impactante, pequenas imprecisões na sua determinação podem resultar em divergências substanciais na estimativa da potência da turbina (Hau, 2006; Fadigas, 2007; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

A Razão de Velocidade de Ponta da Pá (TSR^3), é uma métrica fundamental na análise de turbinas eólicas. Essa métrica é essencial para avaliar e comparar o desempenho de diferentes turbinas, pois determina a eficiência na conversão da energia do vento em energia mecânica (Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Com pequena rotação das pás, a energia do vento é pouco aproveitada e a força de arrasto aumenta. Em alta rotação, as pás giram rápido demais, gerando turbulência, maiores perdas aerodinâmicas e, conseqüentemente, subaproveitando o potencial eólico. Operar numa faixa intermediária de rotação maximiza a produção de energia e reduz o desgaste do equipamento, sendo, por isso, um parâmetro fundamental em projetos, simulações e operações de turbinas eólicas, sendo expressa pela Equação (9) (Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r}{v} \quad (9)$$

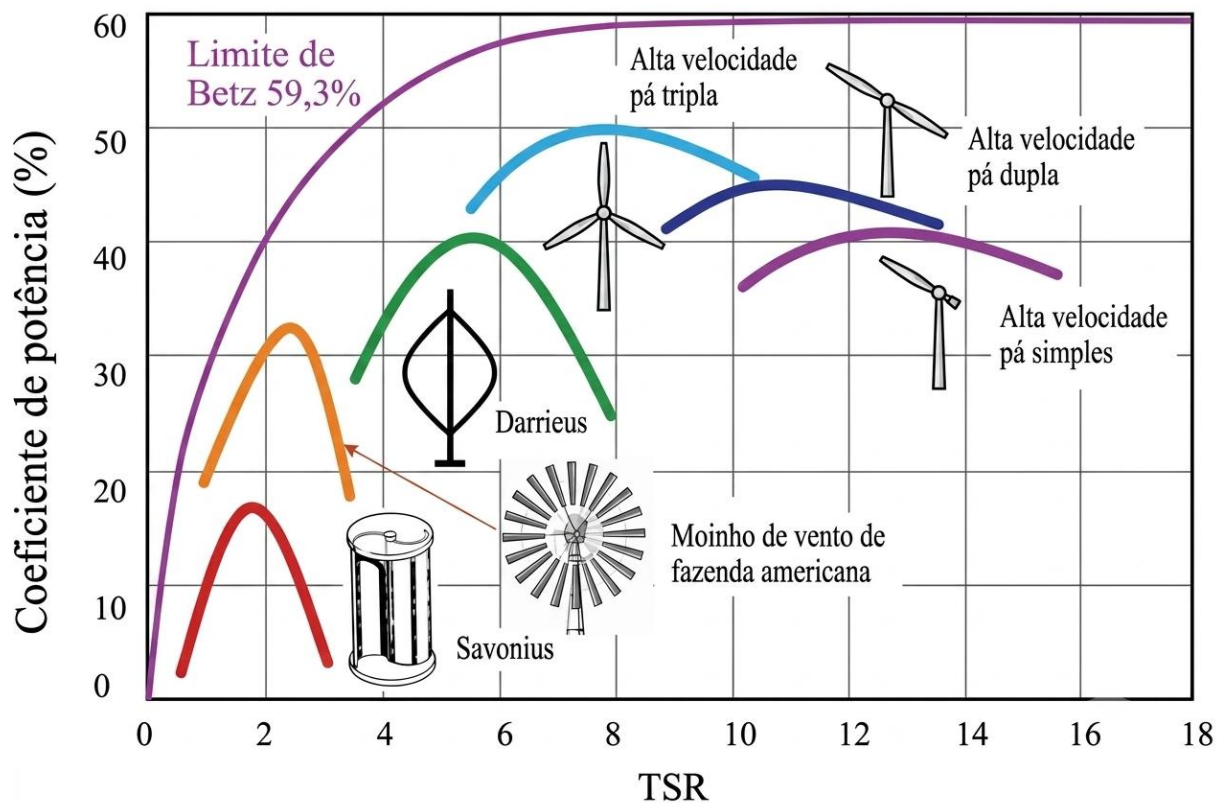
³ Tip-Speed Ratio

Sendo:

- λ – Razão de velocidade de ponta de pá [adimensional];
- ω – Velocidade angular da pá [rad/s];
- r – Raio da turbina [m].

A escolha do aerogerador mais adequado está condicionada à sua aplicabilidade específica e à potência requerida. Na Figura 3, são exibidas distintas turbinas eólicas, considerando seu coeficiente de potência, a Razão de Velocidade de Ponta da Pá e o limite de Betz (Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

Figura 3 – Eficiências aerodinâmicas dos diversos tipos de rotores otimizados



Fonte: Adaptado de Fox *et al.* (2010)

Na Figura 3 é apresentado o coeficiente de potência (C_p), que é a fração da energia do vento efetivamente convertida em mecânica, em função da Razão de Velocidade de Ponta da Pá (TSR), isto é, a relação entre a velocidade na ponta do rotor e a velocidade do vento. As curvas mostram que cada conceito de rotor tem um “ponto ótimo” de operação: turbinas de

eixo horizontal (1, 2 e 3 pás) alcançam C_p mais alto, porém em TSR elevados. Já as turbinas de eixo vertical operam melhor em TSR menores. No caso do rotor Savonius, a curva se concentra na região de TSR baixo. As turbinas Savonius são interessantes para cenários com ventos fracos, turbulentos e variáveis, porque tende a apresentar bom torque em baixas rotações e facilidade de partida (Manwell; McGowan; Rogers, 2009; Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

2.2 Turbinas de eixo vertical

As turbinas de eixo vertical (VAWTs), também conhecidas como turbinas de fluxo cruzado, possuem o eixo de rotação orientado verticalmente, perpendicular ao fluxo de ar. Essa configuração permite que as VAWTs funcionem de forma omnidirecional, captando ventos provenientes de qualquer direção. Essa característica as diferencia das turbinas de eixo horizontal (HAWTs), cujo rotor precisa ser orientado na direção do vento por meio de sistemas aerodinâmicos ou mecânicos (Sutherland; Berg; Ashwill, 2012).

As VAWTs utilizam configurações contemporâneas de montagem, em que o eixo vertical está conectado a uma caixa de engrenagens que multiplica a velocidade. O eixo de saída dessa transmissão aciona um motor/gerador, convertendo a energia mecânica do rotor em energia elétrica. As turbinas de eixo vertical podem ser classificadas de acordo com o princípio de acionamento as turbinas de arrasto, turbinas de sustentação, e as turbinas híbridas, que combinam os dois princípios (Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Embora o mercado das VAWTs seja limitado, elas oferecem soluções viáveis para locais específicos. Áreas remotas, onde o acesso à rede elétrica é difícil, e ambientes urbanos, onde o espaço disponível é reduzido, destacam-se como cenários ideais para a aplicação das VAWTs. Essas turbinas apresentam benefícios como baixo custo de fabricação, instalação e manutenção; operação em velocidades de vento reduzidas e turbulentas; integração eficiente em parques eólicos, com potencial aumento no desempenho coletivo (DABIRI, 2011; WHITTLESEY, 2017).

Estudos indicam que as VAWTs não são intrinsecamente inferiores às HAWTs em termos de eficiência e desempenho. Enquanto as HAWTs possuem maior eficiência em altas velocidades de vento, as VAWTs destacam-se em condições de baixa velocidade, comuns em áreas urbanas e rurais. Além disso, ao contrário das turbinas horizontais, que perdem eficiência quando instaladas próximas umas das outras, as VAWTs podem ter seu

desempenho individual potencializado em arranjos compactos. Com investimentos direcionados a superar desafios técnicos e ampliar a confiabilidade, as VAWTs têm potencial para atingir resultados tão promissores quanto as HAWTs, especialmente em mercados específicos como áreas urbanas, remotas e aplicações de menor escala (DABIRI, 2011; WHITTLESEY, 2017).

Uma análise bibliométrica de mais de 1.800 publicações sobre VAWTs demonstrou um crescimento expressivo nas pesquisas entre 2010 e 2021, com destaque para a China e a Itália como principais centros de produção científica do tema. A predominância de estudos utilizando CFD (representando mais de 50% das pesquisas) reforça a importância desse método para o avanço da área. Contudo, os desafios futuros incluem a busca por modelos aerodinâmicos mais precisos para diferentes tipos de VAWTs e o desenvolvimento de estratégias de otimização do perfil aerodinâmico das pás (Irawan; Majid; Venica; Aslami; Fujita, 2023).

Entre as inovações mais recentes, destaca-se o desenvolvimento de turbinas com diâmetro variável, conhecidas como VD-VAWTs (*Variable Diameter Vertical Axis Wind Turbines*). Essa tecnologia permite a modulação ativa do diâmetro do rotor durante a operação, ajustando-se dinamicamente às condições de vento para maximizar o coeficiente de potência (C_p) e melhorar a capacidade de partida automática. Em estudos experimentais, esse tipo de turbina apresentou ganhos de até 68% na geração de energia em comparação com VAWTs de diâmetro fixo, além de melhorar a auto partida e na resistência a tempestades (Lee; Cruden; Ng; Wong, 2025).

Outro destaque é o aumento nas pesquisas sobre turbinas híbridas Savonius-Darrieus. Essas configurações têm buscado mitigar a deficiência de partida dos modelos Darrieus e a baixa eficiência dos modelos Savonius, combinando as vantagens de ambos os conceitos. Estudos apontam que o uso de perfis helicoidais e geometrias híbridas melhorou a performance aerodinâmica e ampliou a faixa operacional de velocidade de vento, tornando essas turbinas mais competitivas, especialmente em aplicações urbanas (Eftekhari; Al-Obaidi; Eftekhari, 2022; Ahmad; Shahzad; Qadri, 2023).

Com a combinação de inovações no design, avanços em materiais, uso de controle ativo e melhorias nas técnicas de análise aerodinâmica, as VAWTs apresentam um cenário promissor para os próximos anos, especialmente em mercados de geração distribuída, microgeração e aplicações urbanas sustentáveis.

2.3 Turbinas de arrasto

Os moinhos de vento, considerados as primeiras turbinas eólicas, eram baseados no princípio de arrasto, constituindo uma das formas mais simples de conversão de energia eólica. A força de arrasto é definida como a resistência exercida por um fluido em movimento sobre um objeto sólido. Isso ocorre tanto quando um objeto estático é exposto a um fluxo de fluido quanto quando o objeto se move em relação a um fluido estacionário (Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

O funcionamento das turbinas de arrasto fundamenta-se na força gerada pela discrepância de velocidade entre o fluido e um corpo sólido. Essa força é composta por dois vetores: um paralelo à direção do fluido (arrasto) e outro perpendicular (sustentação). No caso das turbinas de arrasto, o vetor de arrasto é o principal responsável pelo movimento. Essa característica limita sua eficiência, pois a velocidade de rotação da turbina não pode exceder a velocidade do vento (McCormick, 1995; Hau, 2006; Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

Se a velocidade da ponta da pá da turbina for nula, a turbina permanecerá imóvel, resultando em um coeficiente de potência (C_p) igual a zero. Por outro lado, se a turbina atingir a mesma velocidade do vento, a força de arrasto desaparecerá, também levando (C_p) a zero. Essas limitações impedem o uso das turbinas de arrasto em larga escala para a geração de eletricidade. No entanto, devido à sua simplicidade, baixo custo e fácil manutenção, essas turbinas ainda encontram aplicações específicas, como bombeamento de água e ventilação (NELSON, 2009).

Nas últimas décadas, as turbinas de arrasto, vêm passando por um processo contínuo de modernização visando superar suas limitações de eficiência. O principal desafio técnico permanece relacionado ao seu baixo coeficiente de potência (C_p), historicamente limitado em comparação às turbinas de sustentação. No entanto, avanços construção, materiais e métodos de conversão energética têm revitalizado o interesse por essas turbinas em aplicações específicas.

Uma das inovações recentes no campo das turbinas de arrasto é o desenvolvimento de turbinas com pás de resistência variável. Neste modelo de turbina, o formato ou a área efetiva das pás é alterado dinamicamente durante o funcionamento, aumentando o arrasto nas fases favoráveis da rotação e reduzindo nas fases desfavoráveis. Essa modulação pode ser alcançada por meio de mecanismos passivos, materiais flexíveis ou, mais recentemente, por integração com dispositivos triboelétricos. A adoção de pás com resistência variável permitiu reduzir a velocidade mínima do vento de partida da turbina para 2 m/s, além de melhorar a

estabilidade da geração de energia sob condições de vento irregular, evidenciando o potencial dessa abordagem para aplicações de pequeno porte e em ambientes de baixa velocidade de vento (Wang *et al.*, 2024).

Além das melhorias aerodinâmicas, as análises numéricas baseadas em CFD têm desempenhado papel central no desenvolvimento de novas configurações de turbinas de arrasto. Estudos como o de Rajamohan *et al.* (2022) destacam a importância da análise de interação fluido-estrutura (FSI) para prever deformações em pás e avaliar o desempenho estrutural em condições de operação.

Por fim, a tendência de combinar turbinas de arrasto com outras formas de geração, como painéis solares ou sistemas de armazenamento, amplia as perspectivas para essas máquinas. Embora a eficiência continue sendo uma barreira para a adoção em larga escala na geração centralizada de energia, os recentes avanços tecnológicos consolidam as turbinas de arrasto como soluções viáveis e sustentáveis em aplicações descentralizadas, com baixo custo de fabricação e fácil manutenção.

Apesar das melhorias, as turbinas de arrasto ainda apresentam limitações quanto ao coeficiente de potência máximo (normalmente entre 0,15 e 0,25), mantendo-se mais adequadas a aplicações de pequeno porte, como bombeamento de água, sinalização, iluminação pública e geração distribuída em ambientes urbanos (Al-Gburi *et al.*, 2025).

2.4 Turbinas Savonius

A turbina Savonius, uma das mais conhecidas do tipo de arrasto, foi desenvolvida em 1929 por Sigurd Johannes Savonius, em Helsinque, Finlândia. O projeto foi inicialmente concebido para aproveitar a força de um fluido em movimento. Este modelo de rotor, que leva o sobrenome de seu criador, tornou-se o mais reconhecido entre as turbinas de arrasto (Savonius, 1929; Fleming, Probert, 1984; Akwa, 2010).

O design da turbina Savonius é composto por dois semicilindros fixados por discos em suas extremidades e conectados a um eixo central. Quando exposto ao vento, o rotor apresenta uma superfície côncava voltada contra o vento e outra convexa na direção do fluxo, formando um perfil semelhante à letra “S”. Essa configuração simples e robusta permite que a turbina funcione em baixas velocidades de vento, com capacidade de auto arranque, o que a torna ideal para regiões de vento fraco ou instável (Savonius, 1929; Fleming; Probert, 1984; Fernando; Modi, 1989; Tong, 2010).

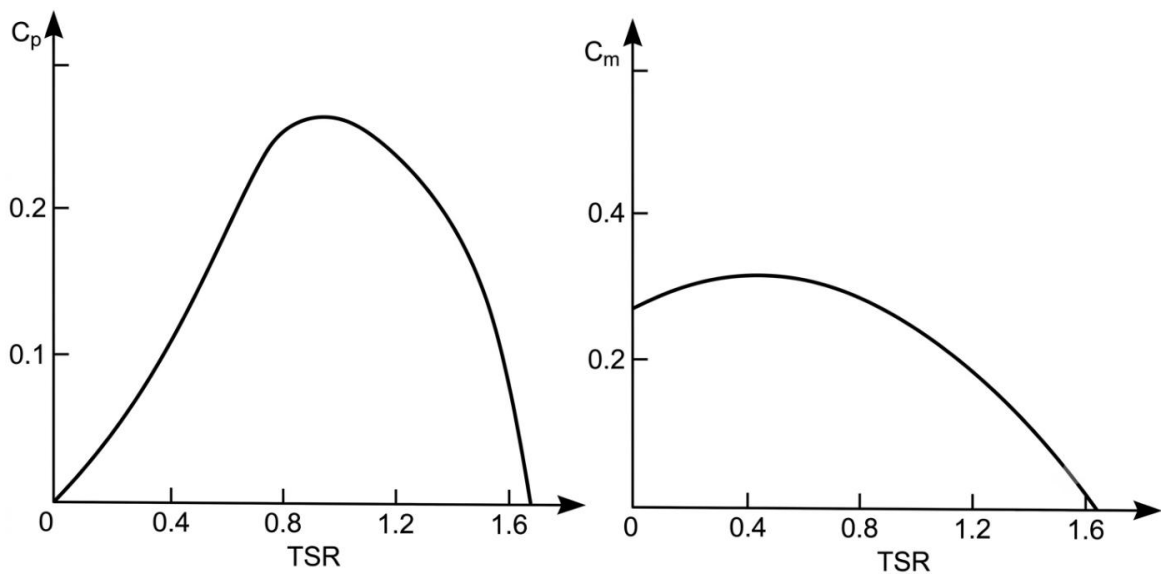
Apesar de apresentarem desempenho inferior em condições ideais de vento quando comparadas a outros modelos de turbinas, como as de sustentação, as turbinas Savonius continuam sendo uma solução viável em ambientes onde outros modelos não são eficazes. Aplicações típicas incluem bombeamento de água, amplamente utilizado em áreas rurais, a geração descentralizada de eletricidade, em telhados de edifícios ou em regiões remotas, uso agrícola, para irrigação e outras atividades rurais (Akwa; Viemo; Petry, 2012).

Um dos principais desafios das turbinas Savonius é o torque negativo gerado pela pá de retorno, que reduz a eficiência geral. Além disso, sua eficiência é limitada pela relação entre a velocidade de rotação e a velocidade do vento (Gallo, 1984; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

As turbinas Savonius apresentam resistência mecânica elevada, permitindo operação em condições adversas, incluindo ventos de alta intensidade. Além disso, sua construção simples e baixo custo tornam a tecnologia acessível para pequenas aplicações, como em regiões remotas e ambientes urbanos.

Na Figura 4 são ilustradas as características operacionais do rotor Savonius, representando os coeficientes de potência e torque em relação ao TSR (Gallo, 1984; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Figura 4 - Características de desempenho do rotor Savonius



Fonte: Gallo (1984)

Na Figura 4, observa-se que o coeficiente de potência atinge seu pico em TSR próximo a 0,75, indicando a faixa de operação ideal para maximizar a eficiência da turbina Savonius.

Já o coeficiente de torque apresenta valores elevados em baixas razões de velocidade, caracterizando o bom torque de partida típico das turbinas de arrasto. Esses gráficos evidenciam o comportamento aerodinâmico da turbina e ajudam a definir suas condições ótimas de operação (Gallo, 1984; Manwell; McGowan; Rogers, 2009).

Embora as turbinas Savonius apresentem eficiência limitada quando comparadas a outros tipos de turbinas, sua simplicidade, robustez e versatilidade em baixas velocidades de vento tornam-nas uma solução valiosa para aplicações específicas. Investimentos contínuos na sua geometria e materiais podem melhorar sua eficiência e expandir suas aplicações, consolidando ainda mais sua relevância no contexto de geração de energia renovável.

As turbinas Savonius têm sido objeto de intensa investigação científica, especialmente no contexto de aplicações urbanas e ambientes de baixa velocidade de vento. Busca-se superar as limitações dessas turbinas, como o baixo coeficiente de potência (C_p) e a significativa carga de arrasto gerada pelas pás na fase de retorno.

Análises bibliométricas recentes indicam um crescimento expressivo nas publicações sobre turbinas Savonius, refletindo o aumento do interesse por soluções de geração distribuída e energias renováveis de pequeno porte. Estudo de Mohammed (2025) que analisou 276 artigos relevantes sobre turbinas Savonius aponta que, até 2010, a média anual de publicações era de aproximadamente 5 artigos por ano, enquanto entre 2020 e 2022 esse número subiu para mais de 20 artigos por ano, com destaque para pesquisas focadas em otimização geométrica, análise aerodinâmica e aplicações urbanas. Esse avanço demonstra a crescente relevância das turbinas Savonius como alternativa viável para ambientes de baixa velocidade de vento (Mohammed *et al.*, 2025).

O destaque de países como Índia, China, Malásia e Irã nas pesquisas sobre turbinas Savonius pode ser explicado por uma combinação de fatores geográficos, econômicos e energéticos. Esses locais possuem extensas áreas com baixos índices de velocidade de vento e elevada turbulência, características que favorecem o uso de turbinas de arrasto, como as Savonius. Além disso, a presença de comunidades isoladas com acesso limitado à rede elétrica torna a geração distribuída uma necessidade estratégica. A simplicidade construtiva, o baixo custo de fabricação e a facilidade de manutenção dessas turbinas tornam-nas uma solução viável e acessível, especialmente em projetos de pequena escala, como eletrificação rural e geração de energia em ambientes urbanos com espaço restrito (Mohammed *et al.*, 2025).

Entre as principais estratégias de melhoria, destaca-se a otimização geométrica. Modificações na razão de aspecto, na razão de sobreposição das pás, no ângulo de torção das pás e no número de estágios, o qual os resultados apresentam melhoria do desempenho aerodinâmico das turbinas Savonius. Segundo Carvajal *et al.* (2022), variações nesses parâmetros podem impactar diretamente o coeficiente de potência, o torque e a capacidade de autoarranque, com destaque para a utilização de geometrias helicoidais e perfis de pás elípticos para suavizar o escoamento e reduzir a resistência na pá de retorno.

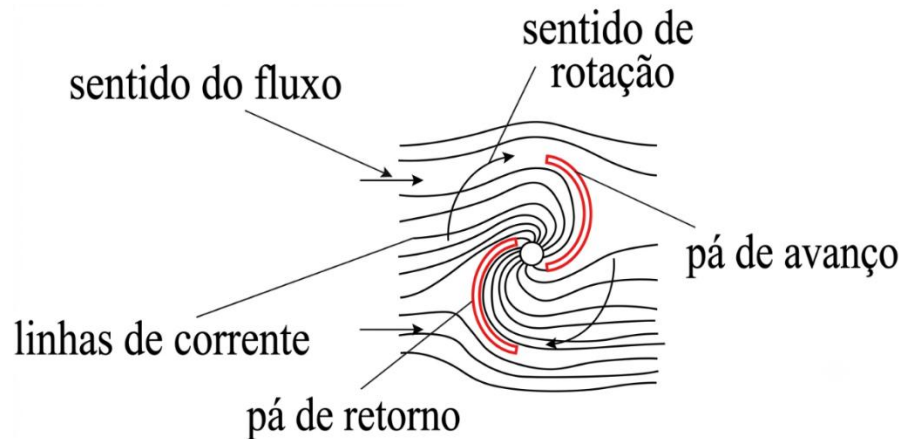
A literatura mais recente também evidencia o uso de métodos de otimização computacional, como algoritmos genéticos, para o aprimoramento do design das pás, incluindo o desenvolvimento de perfis biônicos inspirados em formas naturais, como dunas de areia e folhas de árvores. A turbina Aero-Leaf, por exemplo, destacou-se por apresentar bom desempenho mesmo com velocidades de vento abaixo de 3,3 m/s, tornando-se uma alternativa viável para microgeração em áreas urbanas (Prabowoputra; Prabowo, 2022; Rathore *et al.*, 2023).

2.4.1 Conceitos Fundamentais de turbinas Savonius

A turbina Savonius, um tipo simples de VAWT, opera com base na diferença de forças entre as superfícies côncava e convexa das pás do rotor. Quando ocorre uma discrepância nas forças de arrasto entre essas superfícies, o rotor entra em movimento. O fluxo de ar incide sobre a face côncava, gerando a força necessária para movimentar a face convexa no sentido oposto ao vento. Na Figura 5 é mostrado o escoamento principal sobre um rotor Savonius, destacando o sentido de rotação e a nomenclatura das pás (Fernando; Modi, 1989).

A diferença nas forças entre as pás é causada pelos distintos coeficientes de arrasto em cada superfície. O coeficiente de arrasto quantifica a resistência enfrentada por um objeto em movimento relativo a um fluido. No rotor Savonius, o coeficiente de arrasto da seção côncava (lado que enfrenta o vento) é aproximadamente duas vezes maior que o da seção convexa (lado oposto ao vento), conforme mostrado na Figura 6 (Akwa, 2010; Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

Figura 5 - Escoamento principal sobre um rotor Savonius



Fonte: Adaptado de Akwa (2010)

Figura 6 - Coeficiente de arrasto de diferentes perfis

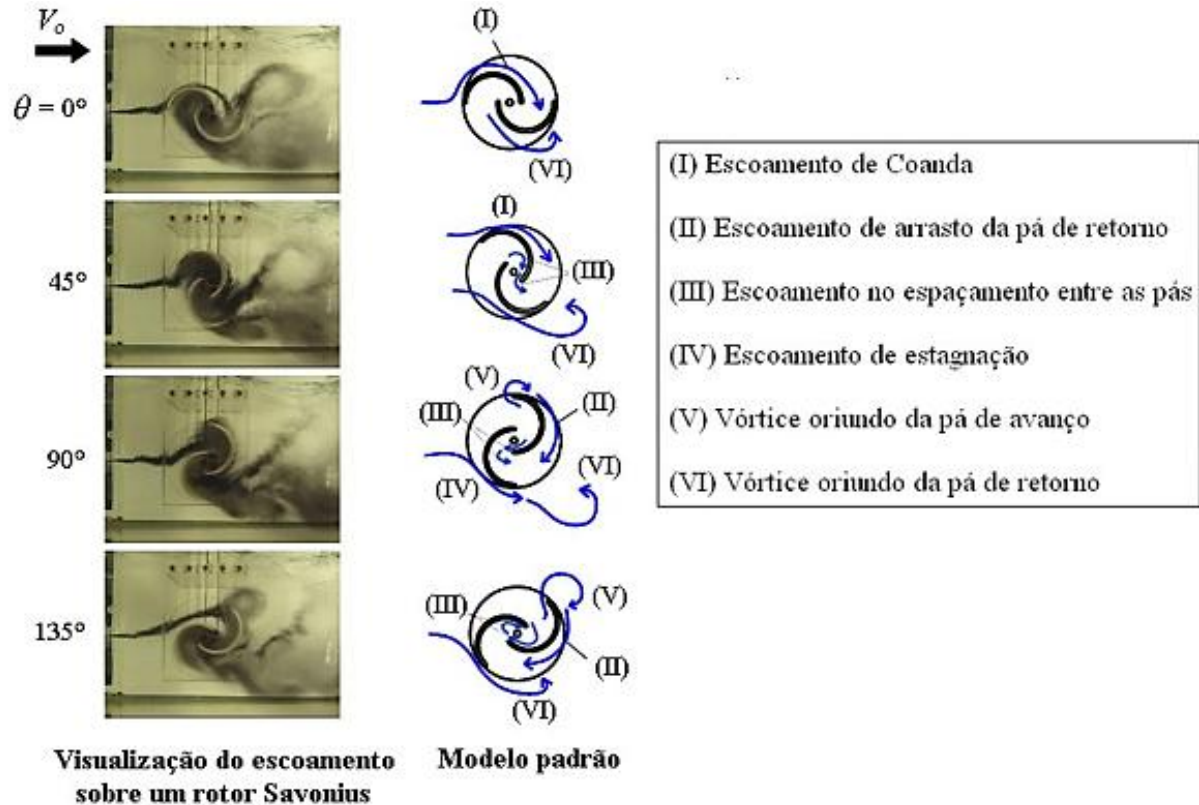
Objeto	Diagrama	C_p ($Re \approx 10^5$)
Hemisfério (Extremidade aberta de face para o fluxo)		1,42
Hemisfério (Extremidade aberta face a jusante)		0,38
Seção-C (Lado aberto de face para o fluxo)		2,30
Seção-C (Lado aberto face a jusante)		1,20

Fonte: Adaptado de Fox *et al.* (2010)

Além do arrasto, a força de sustentação desempenha um papel significativo na geração de torque e na manutenção da rotação. O torque resultante varia de acordo com a posição angular de cada pá, influenciado pela mudança do ângulo de incidência do vento em relação ao rotor. A distribuição de pressão na superfície das pás influencia as propriedades operacionais do aerogerador. A teoria fluidodinâmica do rotor Savonius pode ser detalhada

em diferentes posições angulares do rotor, conforme representado na Figura 7 (Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

Figura 7 - Tipos de escoamentos em rotor Savonius



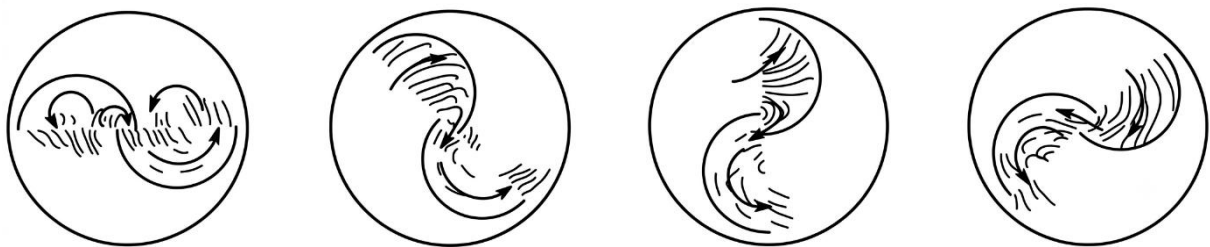
Fonte: Akwa (2010)

É possível visualizar na Figura 7, o escoamento de ar sobre um rotor Savonius, destacando diferentes fenômenos fluidodinâmicos que influenciam diretamente no desempenho do rotor. Dentre esses fenômenos, destaca-se o efeito Coandă (I), no qual o fluido adere à superfície convexa da pá, criando uma região de baixa pressão. Essa adesão resulta no aumento da velocidade do fluido ao longo da superfície, gerando uma força centrípeta que contribui positivamente para o torque do rotor (Vance, 1973; Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

Além disso, observa-se o escoamento de arrasto (II), que ocorre quando a pá de avanço se movimenta contra o fluxo e a pá de retorno acompanha a direção do vento. Nesse cenário, a face convexa da pá de avanço gera uma região de baixa pressão que reduz a separação do fluxo e, conseqüentemente, diminui a resistência ao movimento (Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

Outro aspecto relevante é o escoamento no espaçamento entre as pás (III), também conhecido como escoamento na sobreposição. Esse tipo de escoamento resulta da interação entre as pás do rotor, promovendo a recuperação de parte da pressão e, assim, aumentando o torque estático. Esse fluxo auxilia na restauração dos níveis de pressão na face côncava da pá de retorno, contribuindo para a melhoria do desempenho geral do rotor, conforme é possível constatar na Figura 8 (Fujisawa, 1992; Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

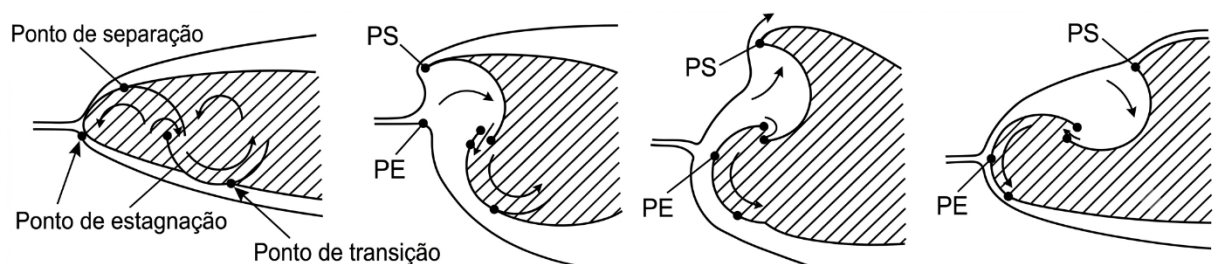
Figura 8 – Escoamento de ar dentro do rotor Savonius



Fonte: Fujisawa e Gotoh (1992)

É possível observar na Figura 9 o escoamento de estagnação (IV), que se desenvolve quando o escoamento tangencia a superfície da pá e forma uma região de velocidade nula na face convexa. Esse ponto de estagnação está associado a uma pressão estática elevada, o que tende a reduzir a potência média do rotor. Cabe destacar que o ponto de estagnação (representado por $\circ$) se desloca continuamente em função do movimento angular do rotor, enquanto o ponto de separação (indicado por $\bullet$) marca o fim da camada limite laminar (Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010; Mohamed, 2011).

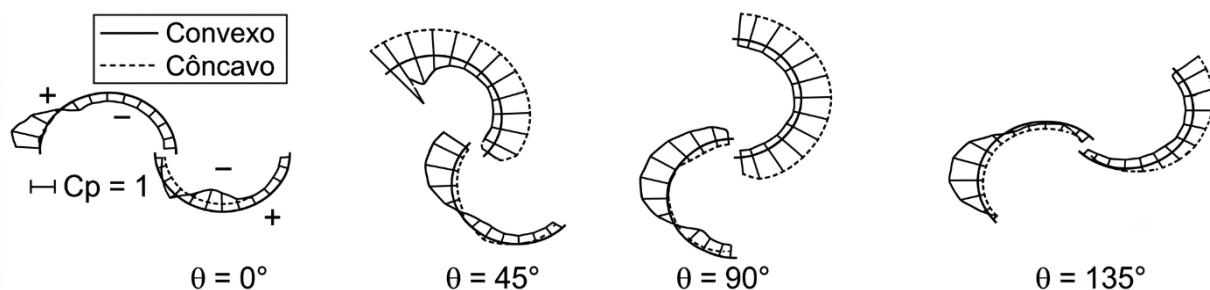
Figura 9 - Escoamento do ar sobre o rotor Savonius



Fonte: Adaptado de Fujisawa *et al.* (1992)

Também são evidentes os vórtices formados no escoamento. O vórtice da pá de avanço (V) é resultado da interação entre o fluxo tangencial e a face côncava da pá de avanço, gerando forças de cisalhamento que comprometem a eficiência do rotor (Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Kang; Liu; Yang, 2014). Já o vórtice da pá de retorno (VI) forma-se em virtude da diferença de pressão entre a superfície côncava da pá e o ambiente externo ao rotor. Esse tipo de vórtice é particularmente evidente em ângulos como 135° , conforme ilustrado na Figura 10 (Fujisawa; Gotoh, 1992; Hariyanto; Soeparman; Widhiyanuriyawan; Sasongko, 2016).

Figura 10 - Distribuição da pressão superficial



Fonte: Adaptado de Fujisawa *et al.* (1992)

O rotor Savonius gera torque positivo quando as pás estão posicionadas perpendicularmente ao fluxo do vento. No entanto, o torque diminui, podendo se tornar negativo, quando as pás estão alinhadas paralelamente ao fluxo. Cada rotação completa resulta em dois "pulsos" de torque, cuja soma cria um torque médio oscilante, semelhante a uma onda senoidal com valor médio positivo (Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

A eficiência do rotor Savonius é influenciada diretamente pelo coeficiente de potência (C_p). No início da rotação, o torque aumenta até atingir um TSR ideal próximo a 0,8, onde o C_p é maximizado. Contudo, à medida que o TSR continua a crescer, o C_p diminui até que a velocidade do rotor se iguale à do vento, levando o torque e o C_p a zero (Vance, 1973; Fujisawa; Gotoh, 1992; Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

Os conceitos fundamentais do rotor Savonius demonstram sua operação eficiente em baixas velocidades de vento, além de destacar as forças aerodinâmicas que impulsionam sua rotação. Embora limitado pela dependência do arrasto, o rotor apresenta potencial para melhorias, especialmente quando projetado para aplicações específicas, como bombeamento

de água e geração descentralizada de energia em áreas remotas (Nakajima; Iio; Ikeda, 2008; Akwa, 2010).

2.4.2 Vantagens e Limitações

As turbinas Savonius são uma alternativa tecnológica viável e promissora para a geração descentralizada de energia, especialmente em aplicações que demandam soluções econômicas e eficientes. Diversas vantagens amplamente documentadas na literatura especializada destacam seu potencial em cenários específicos (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

O design simples e modular das turbinas Savonius facilita sua construção e permite configurações diversificadas para atender diferentes demandas. Seus baixos custos de fabricação, montagem e manutenção destacam sua viabilidade econômica em comparação com outros tipos de aerogeradores (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

Uma das principais características das turbinas Savonius é a capacidade de gerar alto torque inicial, tornando-as eficientes mesmo em regiões de ventos fracos. Sua natureza omnidirecional elimina a necessidade de orientação para captar o vento, aumentando sua eficiência operacional (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

As turbinas operam com baixo nível de ruído e possuem alta resistência mecânica, suportando ventos de alta intensidade. Além disso, apresentam estabilidade em uma ampla faixa de velocidades, o que as torna adequadas para condições turbulentas (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

A localização dos componentes de geração de energia próximos ao solo reduz significativamente os custos de instalação e manutenção. Essa característica, somada à confiabilidade das peças móveis, reforça sua competitividade como fonte de energia renovável. As turbinas Savonius geram menos turbulência no fluxo de ar, minimizando o impacto sobre outras turbinas em parques eólicos e ampliando sua viabilidade para uso em conjunto com outros dispositivos de geração (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

Embora vantajosas, as turbinas Savonius enfrentam desafios técnicos e operacionais que limitam sua eficiência e adoção em larga escala. Comparadas às turbinas de eixo horizontal (HAWTs), as turbinas Savonius apresentam eficiência energética inferior, resultando em menor geração de potência em condições ideais. Essa desvantagem torna-as menos competitivas em projetos de grande escala (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

Durante a operação, o torque gerado pela turbina oscila significativamente, influenciado pela posição angular das pás. Essas oscilações impactam a estabilidade do sistema e podem comprometer o desempenho ao longo do tempo. A alta densidade dos materiais utilizados nas pás aumenta a inércia do rotor, dificultando o arranque em ventos fracos e limitando a velocidade de rotação máxima. Esse fator afeta diretamente a capacidade de geração de energia (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

A grande massa dos rotores e a dificuldade em projetar turbinas de alta potência restringem sua aplicação em cenários que demandam maior geração de energia. Esses fatores tornam o uso das Savonius mais adequado para aplicações específicas, como geração descentralizada e sistemas de baixa potência. A ausência de normas e padrões amplamente reconhecidos para o dimensionamento e a operação de turbinas Savonius limita sua confiabilidade e dificulta a adoção por grandes investidores (Vance, 1973; Modi; Fernando, 1989; Modi; Fernando, 1993; Menet, 2004; Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

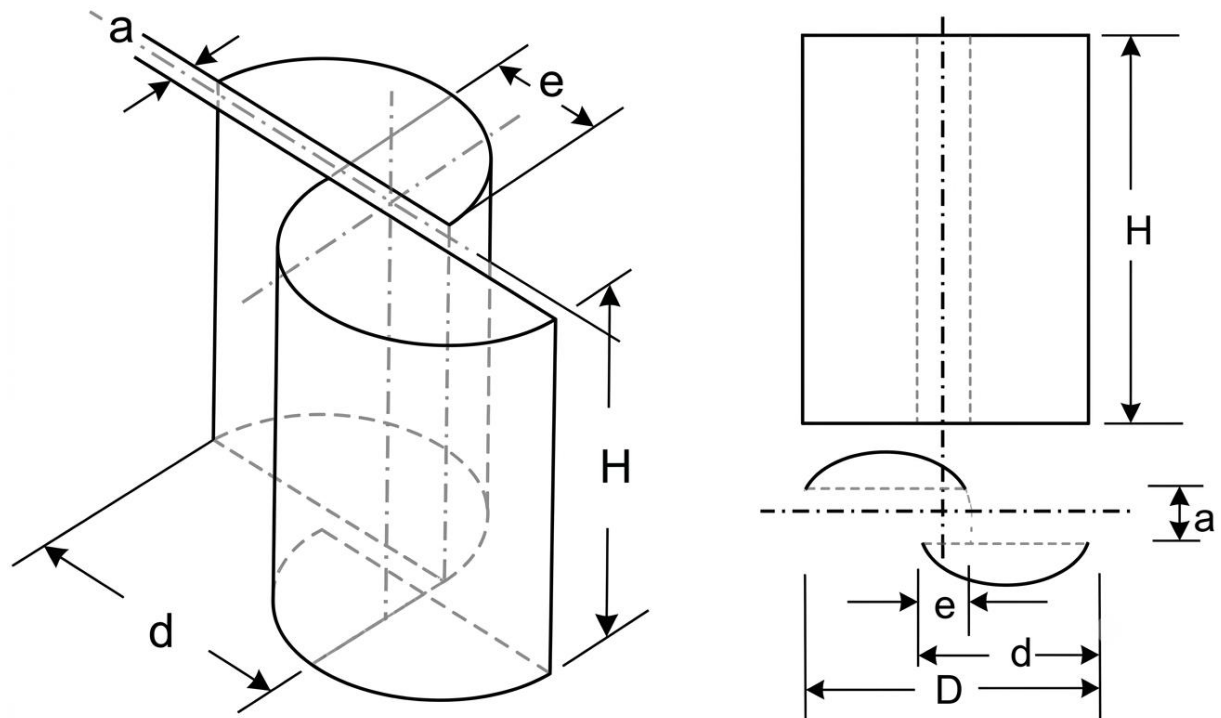
Apesar das limitações, as turbinas Savonius continuam sendo uma solução atraente para aplicações específicas, como áreas urbanas, regiões remotas e sistemas descentralizados de energia. Sua simplicidade, custo reduzido e capacidade de operação em ventos de baixa velocidade compensam suas desvantagens em eficiência. Para maximizar seu potencial, esforços contínuos em pesquisa e inovação são necessários, especialmente na busca por materiais mais leves, melhorias aerodinâmicas e estratégias para mitigar oscilações de torque (Menet, 2004; Johnson, 2006; Rogowski; Maroński, 2015; Duwt, 2019).

2.4.2.1 Dimensionamento

Parâmetros geométricos simples exercem influência significativa no desempenho aerodinâmico de um rotor Savonius, impactando diretamente seu dimensionamento e eficiência. Entre os principais parâmetros destacam-se a altura, o diâmetro do rotor, o

diâmetro das pás, a razão de sobreposição e a razão de afastamento das pás. Esses parâmetros estão ilustrados na Figura 11.

Figura 11 - Rotor Savonius padrão



Fonte: Adaptado de Ushiyama *et al.* (1986) e de Roy e Saha (2013)

A razão de aspecto é definida como a relação entre a altura do rotor (H) e o diâmetro do rotor (D), conforme a Equação (10) (Menet, 2004).

$$A = \frac{H}{D} \quad (10)$$

Sendo:

- A – Razão de aspecto;
- H – Altura do rotor [m];
- D – Diâmetro do rotor [m].

A razão de sobreposição das pás, que influencia diretamente a interação aerodinâmica entre as pás, é expressa pela Equação (11) (MENET, 2004):

$$\beta = \frac{e}{d} \quad (11)$$

Sendo:

- β – Razão de sobreposição das pás;
- e – Espaçamento da sobreposição das pás [m];
- d – Diâmetro da pá [m].

Outro parâmetro relevante, mas pouco abordado na literatura, é a razão de afastamento entre as pás, calculada pela Equação (12) (Ushiyama; Nagai; Shinoda, 1986).

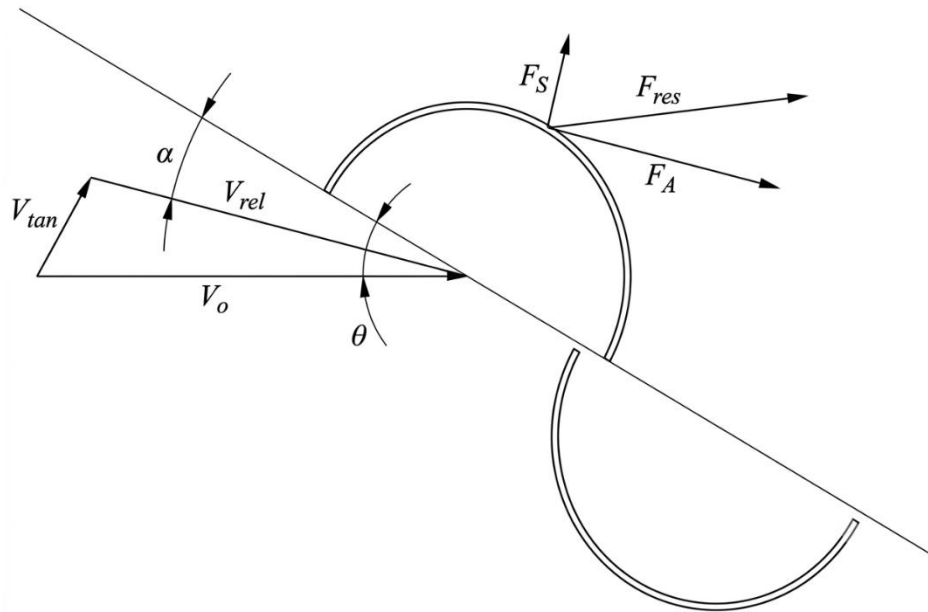
$$R_a = \frac{a}{d} \quad (12)$$

Sendo:

- R_a – Razão de afastamento das pás;
- a – Afastamento das pás [m].

As forças de arrasto (F_a) e sustentação (F_s) que atuam sobre as pás são determinantes para o movimento rotacional. Essas forças dependem do ângulo de incidência do vento, bem como da rotação da turbina. Na Figura 12 são ilustradas as forças atuantes no rotor Savonius (Akwa, 2010; Gasch; Twele, 2012).

Figura 12 - Forças atuantes sobre o rotor Savonius



Fonte: Akwa (2010)

A velocidade angular do rotor (ω) é definida pela Equação 13.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad (13)$$

Sendo:

- ω – Velocidade angular do rotor [rad/s];
- N – Número de rotações por minuto [rpm].

A velocidade relativa do vento na pá varia conforme a velocidade tangencial e a posição angular, sendo descrita pela Equação (14 (Akwa, 2010; Gasch; Twele, 2012):

$$v_{rel} = v - v_{tan} = v - (\omega \cdot r) \quad (14)$$

Sendo:

- v_{rel} – Velocidade relativa do vento sobre a pá [m/s];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- v_{tan} – Velocidade tangencial da pá [m/s];
- r – Raio do rotor [m].

A rotação do rotor modifica o ângulo de incidência do vento na pá, constantemente alterando a posição angular da turbina e suas forças resultantes. Devido às interações entre as pás do rotor, seu formato, dimensões e à complexidade do fluxo, é impossível prever teoricamente os valores das forças envolvidas, sendo necessário obtê-los por meio de experimentação (FERNANDO e MODI, 1989; AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

A força de arrasto, geralmente representada por F_A , é a força resistiva que atua sobre um objeto que se move através de um fluido. A força de arrasto pode ser descrita na Equação (15) (Akwa, 2010; Gasch; Twele, 2012).

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot C_A \cdot \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot v_{rel}^2 \quad (15)$$

Sendo:

- F_A – Força de arrasto [N];
- C_A – Coeficiente de arrasto;
- α – Ângulo de incidência do vento sobre a pá [rad].

A força de sustentação, frequentemente denotada como F_S , é uma força que age perpendicularmente ao fluxo de um fluido e surge quando o fluido passa por um corpo. Essa força é frequentemente associada ao princípio da ação e reação de Newton e é o que permite que certos objetos ou corpos sejam sustentados ou levantados no ar. A força de sustentação para turbinas eólicas pode ser descrita na Equação (16) (Akwa, 2010; Gasch, Twele, 2012).

$$F_S = \frac{1}{2} \cdot C_S \cdot \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot v_{rel}^2 \quad (16)$$

Sendo:

- F_S – Força de sustentação [N];
- C_S – Coeficiente de sustentação.

A resultante das forças de sustentação e arrasto, representada pela somatória vetorial das forças individuais, pode ser expressa como a força resultante, Equação (17) (Akwa, 2010; Gasch; Twele, 2012).

$$F_{res} = \sqrt{F_A^2 + F_S^2} \quad (17)$$

Sendo:

- F_{res} – Força resultante [N].

O torque gerado pelo rotor Savonius resulta da integração das forças aplicadas sobre suas pás, comumente expresso por meio da Equação (18) (Akwa, 2010; Gasch; Twele, 2012).

$$T = \sum_i (F_{res} \cdot r \cdot \sin \gamma)_i \quad (18)$$

Sendo:

- T – Torque [N.m];
- r – Raio do rotor [m];
- γ – Ângulo de aplicação da força resultante na pá [rad].

Quando o rotor está em repouso, o torque inicial, responsável pelo início do movimento do rotor, é considerado estático. Em movimento, o rotor produz um torque dinâmico, fundamental para a geração de energia. O coeficiente do torque estático é descrito pela Equação (19) (Kamoji; Kedare; Prabhu, 2006; Roy; Saha, 2013).

$$Ct = \frac{4 \cdot T}{\rho \cdot v^2 \cdot D^2 \cdot H} \quad (19)$$

Sendo:

- Ct – Coeficiente de torque.

A potência mecânica gerada pelo rotor Savonius pode ser determinada pela Equação (20) (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

$$P = T \cdot \omega \quad (20)$$

O coeficiente de potência do rotor é uma medida que representa a fração da energia extraída do fluxo de ar em uma área equivalente à do rotor. Esse coeficiente resulta do produto entre o coeficiente de torque e a razão de velocidade de ponta do rotor. Devido à variação da potência ao longo da rotação, sua determinação deve ser feita com base no TSR do rotor, conforme expresso na Equação (21) (Fernando; Modi, 1989; Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Gasch; Twele, 2012).

$$C_p = C_t \cdot \lambda = \frac{P}{P_{eol}} = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3} = \frac{T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v_o^2 \cdot r} \cdot \frac{\omega \cdot r}{v} \quad (21)$$

O número de Reynolds pode ser determinado usando a Equação (22) (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (22)$$

Sendo:

- Re – Número de Reynolds;
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m²].

Devido à complexidade do fluxo de ar ao redor do rotor, com múltiplas recirculações e interações entre as pás, prever o desempenho do rotor Savonius é desafiador, apesar da estrutura simples do equipamento. Atualmente, há apenas três métodos comuns para avaliar o desempenho de um rotor Savonius: simulação numérica, testes de campo e experimentação em túnel de vento (Fernando; Modi, 1989; Akwa; Petry, 2011; Rogowski; Maroński, 2015).

2.4.3 Influência da Espessura das Pás nas Turbinas Savonius

A geometria das pás de turbinas Savonius exerce uma influência significativa no desempenho aerodinâmico, impactando diretamente o comportamento do escoamento ao redor da turbina e afetando variáveis críticas, como os coeficientes de arrasto (Cd) e sustentação (Cl). Dentre os parâmetros avaliados, a espessura das pás se destaca por sua relevância, pois influencia a formação de vórtices, a resistência estrutural e a eficiência aerodinâmica em diferentes ângulos de incidência (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Kang; Liu; Yang, 2014).

O aumento na espessura das pás, embora proporcione maior resistência estrutural, resulte em acréscimo de peso, o que pode gerar implicações operacionais. Um dos principais impactos é a necessidade de um torque inicial maior para superar a inércia e iniciar o movimento da turbina, devido à maior massa associada à espessura adicional (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Kang; Liu; Yang, 2014).

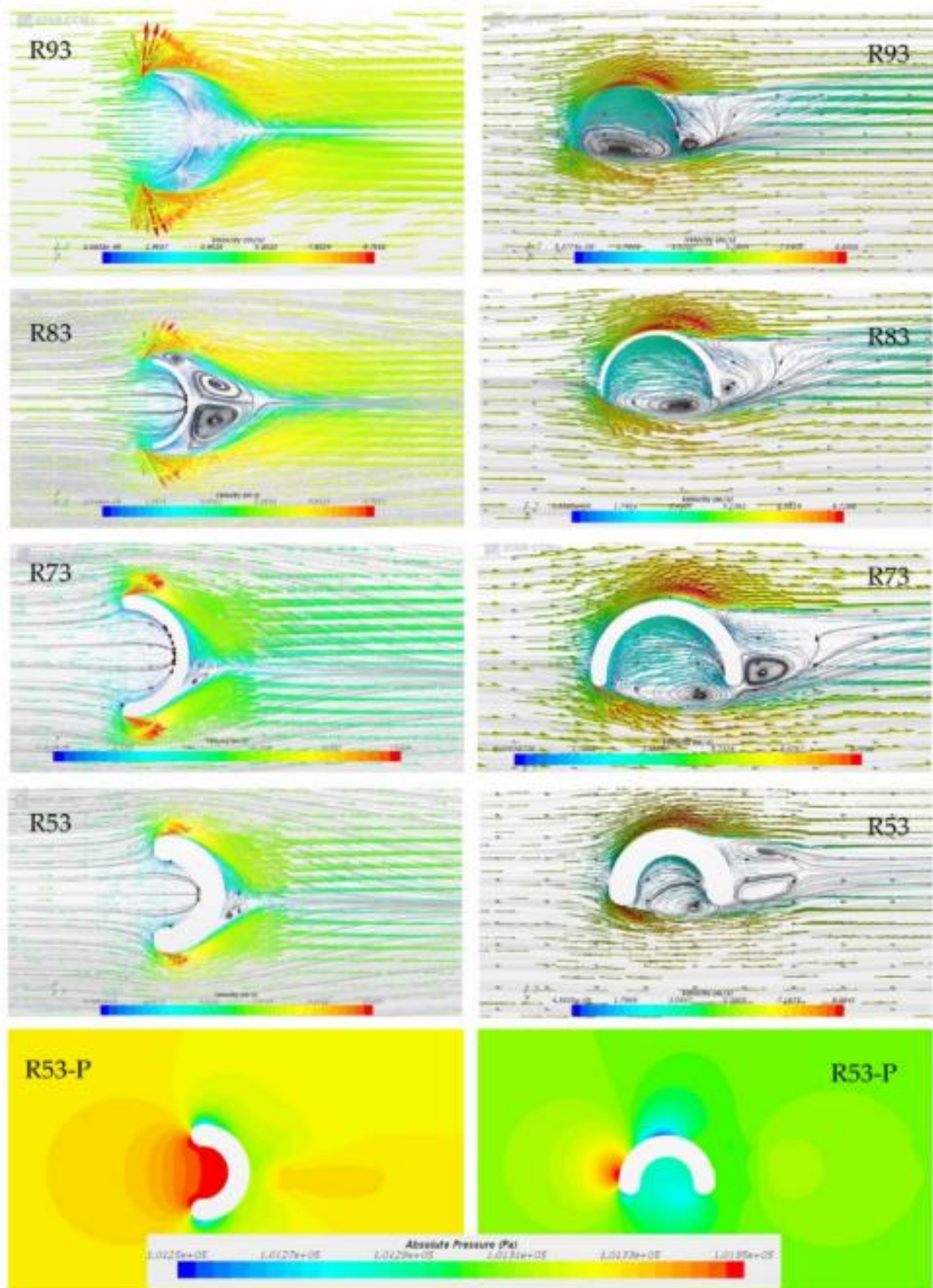
Por outro lado, pás mais espessas e pesadas apresentam a vantagem de maior inércia, o que contribui para a manutenção do movimento angular em momentos de baixa ou ausência de torque gerado. Esse efeito pode ser comparado ao funcionamento de volantes de inércia, que utilizam sua alta massa para conservar energia cinética e estabilizar o movimento rotacional, otimizando o desempenho operacionais do rotor (Akwa; Vielmo; Petry, 2012; Reik; Seebacher; Kooy, 2014).

A espessura das pás também influencia diretamente os coeficientes de arrasto e sustentação, fatores cruciais para o desempenho aerodinâmico da turbina. As áreas mais espessas podem alterar significativamente o comportamento do fluxo de ar ao redor da superfície, o que impacta tanto a estabilidade quanto a eficiência global do sistema (Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

Além disso, a espessura das pás influencia diretamente os coeficientes aerodinâmicos e o comportamento do fluxo de ar ao redor da turbina. As áreas mais espessas alteraram a distribuição do escoamento, impactando a estabilidade e a eficiência global do sistema. Esse aumento de espessura também modifica o raio efetivo da turbina, o que pode elevar o torque negativo, comprometendo o desempenho em determinadas condições específicas (Akwa; Vielmo; Petry, 2012).

O único estudo conhecido que avaliou a espessura das pás das turbinas Savonius foi realizado por Kumar *et al.* (2018) . Nesse trabalho, as pás foram comprovadas individualmente em diferentes ângulos de incidência, a uma velocidade de 6 m/s, mas sem integração ao conjunto completo da turbina, o que limita a representatividade dos resultados em cenários reais de operação.

Figura 13 - Fluxo na pá nos ângulos de 0° (esquerda) e 90° (direita)



Fonte: Kumar *et al.* (2018)

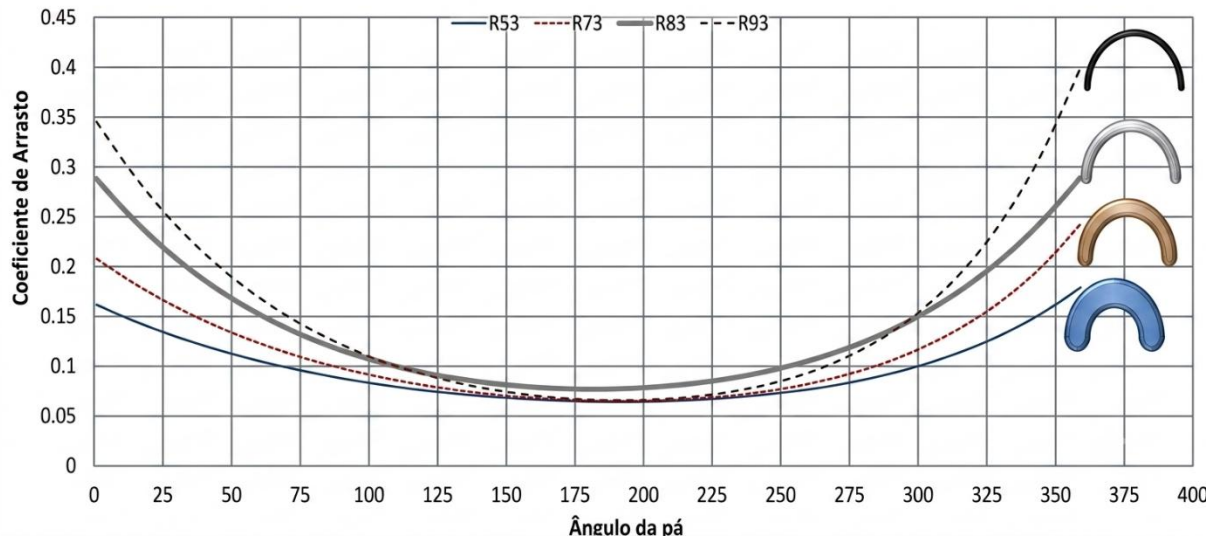
Os dados revelam que as pás mais finas apresentam características específicas dependendo do ângulo de incidência. Quando posicionados a 0° , observa-se intensa formação de vórtices atrás da superfície convexa, criando zonas de baixa pressão que elevam o coeficiente de arrasto para 0,33. Esse aumento na resistência ao escoamento pode ser vantajoso para a geração de torque adicional, embora também implique maior resistência ao movimento da turbina. Já em ângulos de 90° , as pás finas mantêm níveis mais elevados de arrasto em comparação com as pás grossas, contribuindo para a geração de torque, mas com intensidade inferior à observada em 0° , como representado na Figura 13 (Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

Por outro lado, as pás mais grossas exibem um comportamento aerodinâmico distinto. Em 0° , elas evitam a formação de grandes vórtices, pois o fluxo permanece aderido à superfície convexa, o que resulta em menores zonas de baixa pressão e reduz o coeficiente de arrasto. No entanto, essa redução no arrasto diminuiu a diferença de pressão entre as superfícies côncava e convexa, limitando o torque gerado. Em 90° , as pás grossas funcionam como corpos aerodinamicamente mais otimizados, com o fluxo se fixando à superfície sem a formação de vórtices significativos. Nessa configuração, o coeficiente de arrasto cai para 0,08, diminui a resistência ao movimento, mas também o torque disponível, comprometendo a eficiência energética da turbina (Kumar; Purimitla; Shubhra; Srikanth, 2017; Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

Em termos estruturais, as pás finas, embora mais eficientes na geração de torque devido ao alto coeficiente de arrasto, apresentam menor resistência e são mais suscetíveis a forças dinâmicas em condições de operação instáveis. Em contrapartida, as pás grossas oferecem maior resistência estrutural e menor coeficiente de arrasto, o que reduz a resistência ao movimento. No entanto, essas pás possuem propriedades específicas, como menor torque gerado e maior peso. O aumento da espessura contribui para elevar o momento de inércia, dificultando a inicialização da turbina em velocidades de vento mais baixas e comprometendo a eficiência em regimes de vento de baixa velocidade (Kumar; Purimitla; Shubhra; Srikanth, 2017; Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

Os dados apresentados Na Figura 14 mostram a variação do coeficiente de arrasto em diferentes ângulos de incidência para quatro geometrias de pás (R53, R73, R83 e R93). A análise evidencia que, em pequenos ângulos, vindo a 0° , as pás mais finas, como as geometrias R93 e R83, apresentam coeficientes de arrasto mais elevados quando a parte côncava está orientada diretamente contra o fluxo. Esse comportamento é essencial para a geração de torque inicial necessário ao funcionamento da turbina (Kumar; Purimitla; Shubhra; Srikanth, 2017; Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

Figura 14 - Variação do coeficiente de arrasto de pás pela espessura



Fonte: Adaptado de Kumar *et al.* (2017)

Quando comparados com 90°, observa-se pouca variação no coeficiente de arrasto. Nessa configuração, o fluxo de ar incide sobre a parte convexa da pá, resultando em menor torque gerado. Geometrias mais grossas, como a R53, apresentam coeficientes de arrasto reduzidos, diminuindo menor resistência ao movimento e maior eficiência aerodinâmica. Em contrapartida, mais finos, como o R93, possuem coeficientes de arrasto mais elevados, refletindo maior resistência ao fluxo e impacto na geração de torque (Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

É importante destacar que a variação da espessura das pás ocorreu pela alteração do diâmetro interno (côncavo), sendo o diâmetro externo (convexo) constante. Assim, todas as pás estudadas mantêm o diâmetro externo, e o aumento da espessura resulta na redução da área côncava disponível para a interação com o escoamento. Esse aspecto impacta diretamente na formação de vórtices e na magnitude do coeficiente de arrasto.

Nos ângulos de 0°, em que a superfície côncava está orientada contra o fluxo incidente, as pás mais finas apresentam maior coeficiente de arrasto devido à maior área côncava exposta, favorecendo a geração de torque inicial. Já em 90°, observa-se que a redução do coeficiente de arrasto é mais acentuada nas pás finas em comparação às mais grossas, uma vez que a geometria mais delgada induz maior formação de vórtices, enquanto as espessuras maiores promovem um escoamento mais aderente à superfície convexa.

A espessura das pás exerce influência direta no comportamento aerodinâmico. Pás mais finas, como o R93, demonstram maior resistência em ângulos intermediários (15° a 45°) e em condições de fluxo alinhado, oferecendo bom desempenho na geração de torque, ainda que à custa da eficiência geral. Por outro lado, pás mais grossas, como o R53, exibem menor arrasto em ângulos maiores (90° a 150°), favorecendo a eficiência em situações em que a resistência ao movimento precisa ser minimizada. Contudo, essas pás apresentam limitações na geração de torque em ângulos em posições angulares de ataque, como 0° (Kumar; Surya; Narasimalu; Lim, 2018).

É importante destacar que esta análise considera as pás isoladamente, sem levar em conta as interações entre pás adjacentes no conjunto completo da turbina Savonius. Essas interações, como a sobreposição das pás, afetam significativamente o desempenho global, pois o fluxo de ar que atinge uma pá é condicionado pela posição e pelo comportamento das pás situadas em ângulos opostos. Essa limitação no estudo restringe as conclusões sobre o desempenho geral da turbina, ressaltando a necessidade de experimentos adicionais para avaliar o sistema integrado.

Os dados apresentados indicam que turbinas com pás mais finas são vantajosas em cenários onde a eficiência aerodinâmica é essencial, enquanto as pás mais grossas demonstram melhor desempenho na geração de torque em condições de escoamento desenvolvido. Assim, a escolha da geometria ideal deve considerar as condições específicas de operação, complementando análises do comportamento do conjunto completo da turbina em funcionamento.

Os resultados evidenciaram as implicações da espessura das pás em diferentes ângulos de incidência, ressaltando a complexidade das interações entre características geométricas e o desempenho aerodinâmico. Contudo, a ausência de experimentos com o conjunto completo da turbina Savonius ainda representa uma limitação importante para extrapolar esses achados para condições reais de operação.

A definição do ideal das pás envolve um equilíbrio entre eficiência aerodinâmica e estruturais. As pás finas são mais indicadas em cenários onde o torque é prioritário, enquanto as pás grossas são destacadas em aplicações que exigem maior robustez estrutural e melhores resultados operacionais. Esses achados corroboram as conclusões de Kumar *et al.* (2018), que destacaram diferenças importantes no comportamento do escoamento entre pás com diferentes espessuras em ângulos de 0° e 90° . Essas considerações são fundamentais para o projeto otimizado de turbinas Savonius, contribuindo para uma abordagem mais assertiva no desenvolvimento e aplicação desses dispositivos em cenários específicos.

2.4.4 Estado da Arte: Metodologias

Nos últimos anos, os avanços na análise aerodinâmica de turbinas Savonius têm sido impulsionados por uma combinação de abordagens numéricas e experimentais, visando superar as limitações de desempenho inerentes a esse tipo de turbina. A utilização de simulações numéricas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) tem se tornado a metodologia predominante para investigar o escoamento ao redor das pás e entender os mecanismos responsáveis pela geração de torque e potência.

Segundo a análise bibliométrica, aproximadamente 55% dos estudos sobre turbinas Savonius publicados até 2022 foram desenvolvidos por meio de simulações numéricas, enquanto 32% tiveram abordagem experimental. Os 13% restantes abordam estudos teóricos e analíticos, revisões bibliográficas e propostas de geometrias conceitual sem validação (Mohammed; Sarip; Aziz; Mustafa; Ajmi, 2025).

A análise bibliométrica também destacou que os modelos de turbulência mais utilizados em simulações CFD nesse contexto foram o Realizable $k-\epsilon$ e o SST $k-\omega$, refletindo a busca por modelos com bom equilíbrio entre precisão e custo computacional. Essa tendência reforça a predominância das análises numéricas na investigação do comportamento aerodinâmico de rotores Savonius, especialmente em estudos de otimização de geometria e avaliação de desempenho em diferentes regimes de escoamento (Mohammed; Sarip; Aziz; Mustafa; Ajmi, 2025).

O estudo de Song *et al.* (2025), por exemplo, aplicou o modelo de turbulência SST $k-\omega$ aliado ao método de malha deslizante (*sliding mesh*) para analisar o desempenho de um rotor Savonius com pás em formato S. Os resultados apontaram um aumento de até 30% no torque estático médio e uma significativa redução na amplitude de vibração dinâmica, indicando uma melhora na estabilidade operacional do rotor.

A escolha do modelo de turbulência é um fator crítico na acurácia dessas simulações. Estudos comparativos recentes, como o de Alom *et al.* (2021), avaliaram sistematicamente seis diferentes modelos de turbulência aplicados a rotores Savonius, incluindo Standard $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Standard $k-\omega$, SST $k-\omega$ e Transition SST (TSST). Os resultados indicaram que os modelos Realizable $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ e SST $k-\omega$ apresentaram melhor desempenho na previsão do comportamento aerodinâmico dos rotores.

Corroborando esses achados, Heydari *et al.* (2024) realizaram uma análise CFD comparando diversos modelos URANS em turbinas Savonius hidrocínéticas. O estudo

reforçou a superioridade do SST $k-\omega$ e do Realizable $k-\epsilon$ na predição de coeficientes de torque e potência (C_t e C_p).

No estudo de Kumar e Saini (2021), foi analisado o desempenho aerodinâmico de uma turbina Savonius, combinando simulações numéricas e validação experimental. As simulações foram realizadas no software ANSYS Fluent®, utilizando o método dos volumes finitos (MVF) e o modelo de turbulência Realizable $k-\epsilon$, escolhido pela sua capacidade de representar com maior precisão escoamentos com separação de fluxo. Os autores também realizaram testes experimentais em laboratório, comparando os coeficientes de torque e potência obtidos numericamente com os medidos em condições reais, registrando boa concordância entre os resultados. O estudo destacou a eficiência do modelo Realizable $k-\epsilon$ na previsão dos principais fenômenos de escoamento, evidenciando a importância de validações experimentais para assegurar a confiabilidade dos modelos numéricos aplicados a turbinas Savonius.

Em termos de tendências metodológicas, observa-se um movimento crescente de migração de modelos bidimensionais para simulações tridimensionais (3D), especialmente quando o objetivo é obter maior fidelidade na captura dos efeitos de extremidade e da geometria real do rotor. Por fim, a utilização combinada de métodos numéricos e experimentais, aliada à aplicação de modelos avançados de turbulência (SST $k-\omega$ e Realizable $k-\epsilon$), configura-se como a abordagem mais recorrente e recomendada na literatura recente para o estudo do escoamento e do desempenho aerodinâmico em turbinas Savonius.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ESCOAMENTO

A análise teórica e a previsão da turbulência continuam sendo grandes desafios na dinâmica dos fluidos devido à sua natureza caótica e imprevisível. Para lidar com essa complexidade, é comum trabalhar com a média temporal das equações governantes. Esse procedimento resulta em termos que envolvem correlações de ordem superior entre variáveis flutuantes. Para calcular essas correlações, modelos matemáticos empíricos são introduzidos, formando a base da modelagem de turbulência. Esses modelos também ajudam a estruturar variáveis para o desenvolvimento de modelos de fechamento, adaptados a condições específicas de escoamento (CELIK, 1999).

3.1 Equação da conservação da massa

O princípio da conservação da massa afirma que, embora a matéria possa ser transformada, a quantidade total de massa em um sistema fechado permanece constante, seja ele físico ou químico. O balanço de massa no escoamento de fluidos é expresso matematicamente pela Equação da Continuidade, representada na Equação (23) (White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (23)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- $\vec{v}$ – Vetor velocidade do fluido [m/s].

A equação da continuidade exige que as funções da massa específica (ρ) e da velocidade ($\vec{v}$) sejam contínuas. Com isso, é possível determinar características fundamentais do escoamento, como sua permanência (transiente ou permanente), viscosidade (viscoso ou sem atrito) e compressibilidade (compressível ou incompressível) (White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012).

3.2 Equação da conservação do momento linear

A equação de conservação do momento linear em um referencial inercial é expressa pela Equação (24):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (24)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- v – Vetor velocidade do fluido [m/s];
- p – Pressão estática [Pa];
- τ – Tensor das tensões viscosas [Pa];
- g – Gravidade [m/s²];
- F – Forças externas ao corpo [N].

Os termos no lado esquerdo da equação representam, respectivamente, a taxa de acúmulo de momento linear e a transferência de momento por convecção. Já o lado direito inclui as seguintes contribuições, Gradiente de pressão ($-\nabla p$), representa a força de pressão exercida no fluido. Transferência de momento por difusão ($\nabla \cdot (\tau)$), está associada às tensões viscosas. Força gravitacional (ρg), relaciona-se ao peso do fluido. E as forças externas (F), incluem atrito e outras forças aplicadas externamente (CELIK, 1999).

Para fluidos newtonianos, a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação por cisalhamento. Em escoamentos laminares, as tensões viscosas são descritas em termos de gradientes de velocidade e propriedades do fluido, como a viscosidade dinâmica. A expressão da tensão viscosa é dada pela Equação (25) (Çengel; Cimbala, 2012; Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (25)$$

Sendo:

- τ – Tensor das tensões viscosas [Pa];
- μ – Viscosidade dinâmica [Pa.s];
- v – Vetor velocidade do fluido [m/s];
- I – Tensor unitário (matriz identidade);
- T – Transposta do gradiente de velocidade.

Essas equações constituem a base para a análise de escoamentos laminares e turbulentos, permitindo a modelagem detalhada do comportamento de fluidos em diversas condições. A utilização dessas expressões, em combinação com métodos numéricos, possibilita a análise e a otimização de fenômenos complexos, como o escoamento em rotores Savonius (Çengel; Cimbala, 2012; Fox; Pritchard; McDonald, 2010).

3.3 Equações de Navier-Stokes

A equação de conservação do momento linear (24), que incorpora as tensões viscosas (25) é aplicável a escoamentos laminares. Contudo, para modelar escoamentos turbulentos, utilizam-se as equações de Navier-Stokes modificadas por meio da decomposição de Reynolds. Nesse processo, o valor instantâneo de uma variável é decomposto em uma média temporal e uma componente flutuante, conforme descrito na Equação (26) (White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012; ANSYS, 2013).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (26)$$

Sendo:

- Φ – Valor instantâneo de uma variável [-];
- $\bar{\phi}$ – Média temporal de uma variável qualquer [-];
- Φ' – Componente flutuante da variável [-].

A decomposição de Reynolds baseia-se na média temporal e é aplicada a cada variável dependente do tempo, sendo adequada para o estudo de turbulências estacionárias. A média temporal é definida pela Equação 27 (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{\Delta t+t} \phi(x, t) dt \quad (27)$$

Sendo:

- $\bar{\phi}$ – Média temporal de uma variável [-];
- Δt – Intervalo de tempo [s];
- t – Tempo [s];
- Φ – Valor instantâneo de uma variável [-];
- x – Coordenada cartesiana [m].

Ao aplicar a decomposição de Reynolds às equações da continuidade e da conservação do momento linear, obtêm-se as Equações de Navier-Stokes Medidas por Reynolds (RANS).

Essas equações descrevem as variações da massa específica e do momento linear em escoamentos turbulentos, conforme as Equações (28 e (29 (Fox; Pritchard; McDonald, 2010; White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (28)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- u_i – Velocidade média ponderada [m/s];
- x – Coordenada cartesiana.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (29)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- u_i – Velocidade média ponderada [m/s];
- $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ – Tensões de Reynolds [Pa];
- x_i – Coordenada cartesiana [m];
- δ_{ij} – Operador delta de Kronecker.

A Equação (29 inclui o termo das tensões de Reynolds, que representa o transporte de momento devido às flutuações turbulentas do fluido. Esse termo introduz uma indeterminação ao sistema, pois há mais incógnitas do que equações disponíveis. Para resolver esse problema, torna-se indispensável o uso de modelos de turbulência, que complementam as equações de Navier-Stokes com expressões adicionais. Esses modelos permitem calcular o impacto das flutuações turbulentas, viabilizando a análise de escoamentos complexos (Fox; Pritchard; McDonald, 2010; White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012).

3.4 Modelos de turbulência

As equações de Navier–Stokes constituem a base teórica para a descrição do escoamento de fluidos e para a análise dos fenômenos de transporte de quantidade de movimento. Entretanto, devido à sua elevada complexidade matemática, a solução analítica dessas equações para escoamentos turbulentos é, na maioria dos casos, inviável, tornando

necessária a adoção de simplificações e abordagens numéricas. A modelagem da turbulência permanece como um dos principais desafios da mecânica dos fluidos, dada a natureza caótica, tridimensional e transiente desse fenômeno (CASTELVECCHI, 2017).

A principal dificuldade consiste em descrever matematicamente um escoamento altamente instável sem recorrer a um modelo universal, o que exige o uso de formulações aproximadas baseadas em hipóteses físicas e empíricas. Entre as principais classes de modelos de turbulência, destacam-se os modelos de uma equação (como o Spalart–Allmaras), os de duas equações (como k-ε e k-ω) e as abordagens de simulação de grandes escalas (LES) (Spalart; Allmaras, 1994; Roy; Saha, 2013; Rezaeiha; Montazeri; Blocken, 2019; CFDyna, 2020).

Na prática da engenharia, os modelos de duas equações são amplamente utilizados por apresentarem bom equilíbrio entre custo computacional e capacidade de predição. Esses modelos se baseiam na hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq, que relaciona as tensões de Reynolds aos gradientes de velocidade por meio de um termo viscoso adicional. Essa formulação permite representar, de forma simplificada, os efeitos da turbulência sobre o escoamento médio, viabilizando sua aplicação em problemas de engenharia, como descrito na Equação (30) (Celik, 1999; Akwa, 2010; White, 2011):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (30)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- u_i – Velocidade na direção especificada [m/s];
- $\overline{\rho u_i u_j}$ – Tensões de Reynolds [Pa];
- δ_{ij} – Operador delta de Kronecker;
- k – Energia cinética turbulenta [m²/s²];
- μ_t – Viscosidade dinâmica [Pa.s];
- x_i – Coordenada cartesiana [m].

No caso de turbinas Savonius, a escolha do modelo de turbulência é particularmente crítica, pois o escoamento é caracterizado por forte separação de fluxo, recirculação, curvatura de linhas de corrente e efeitos rotacionais, além de comportamento não estacionário. Esses fenômenos influenciam diretamente a predição dos coeficientes de torque (Ct) e potência (Cp) (Roy; Saha, 2013; CFDyna, 2020).

Entre os modelos disponíveis, o Realizable $k-\epsilon$ (RKE), proposto por Shih, *et al.* (1995), tem se destacado em aplicações envolvendo máquinas rotativas e escoamentos com curvatura acentuada e rotação significativa. Sua formulação modifica a modelagem da viscosidade turbulenta e da taxa de dissipação, proporcionando melhor desempenho na previsão de separação de fluxo, recirculação e estruturas de vórtices em comparação com versões clássicas do $k-\epsilon$ em determinadas condições (Mohamed, 2011; Roy; Saha, 2013; Rezaeiha, Montazeri; Blocken, 2019).

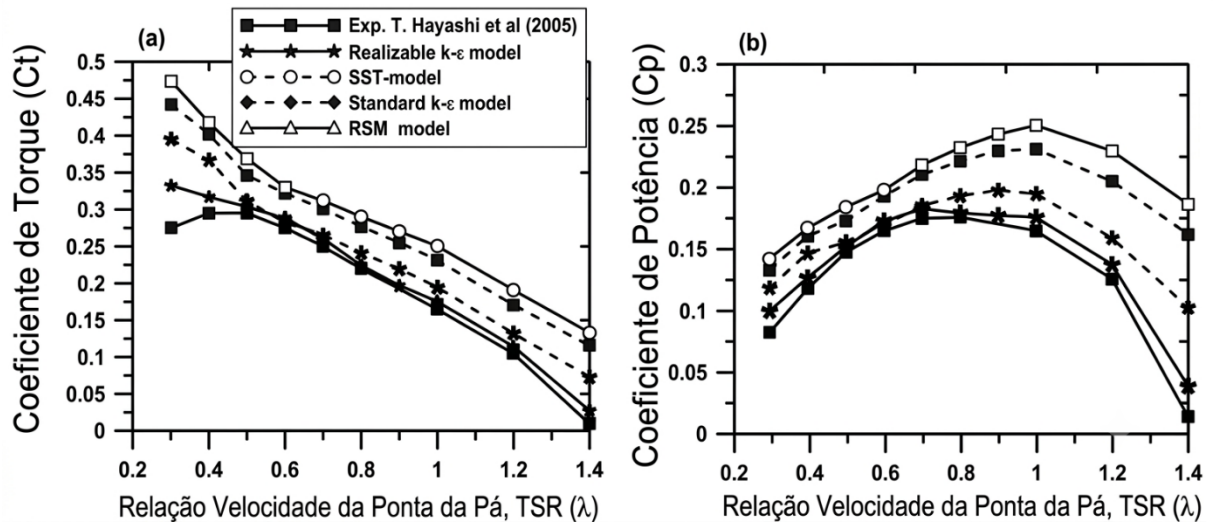
Cada modelo de turbulência apresenta vantagens e limitações. Nos últimos anos, a literatura tem evidenciado uma forte tendência no uso de modelos como o Realizable $k-\epsilon$ e o SST $k-\omega$ em simulações de turbinas Savonius. Segundo uma análise bibliométrica, aproximadamente 55% dos estudos publicados até 2022 utilizaram simulações numéricas, com preferência por esses dois modelos (Mohammed; Sarip; Aziz; Mustafa; Ajmi, 2025). Trabalhos como os de Alom *et al.* (2021), Heydari *et al.* (2024) e Kumar e Saini (2021) reforçam a adequação desses modelos, apontando suas vantagens na captura de fenômenos críticos como separação de fluxo e recirculação.

O modelo Realizable $k-\epsilon$, em especial, tem se mostrado eficaz na representação de escoamentos com forte curvatura, rotações significativas e regimes com separação de camada limite, características típicas do comportamento aerodinâmico de rotores Savonius. Sua formulação revisada para o cálculo da viscosidade turbulenta e da taxa de dissipação permite uma maior precisão na predição de campos de velocidade e distribuição de pressões ao longo das pás (Mohamed, 2011; Kumar; Saini, 2017; Mosbahi *et al.*, 2021; Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995).

Além disso, estudos como o de Kumar e Saini (2021) demonstraram que o uso do Realizable $k-\epsilon$, aliado ao método dos volumes finitos (MVF) no ANSYS Fluent®, proporcionou bons níveis de concordância entre resultados numéricos e dados experimentais, o que reforça sua aplicabilidade prática em simulações tridimensionais de turbinas Savonius. O desempenho consistente do modelo RKE também foi observado em análises de diferentes condições operacionais, incluindo variações na razão de aspecto, número de pás e condições de contorno (Mohamed, 2011; Kumar; Saini, 2017; Mosbahi *et al.*, 2021).

Na Figura 15 é apresentada uma comparação entre resultados experimentais e numéricos reportados na literatura, evidenciando o desempenho satisfatório do modelo RKE para esse tipo de aplicação (Mohamed, 2011; Kumar; Saini, 2017; Mosbahi *et al.*, 2021).

Figura 15 - Validação do modelo computacional



Fonte: Adaptado de Mohamed (2011)

Portanto, considerando a combinação de fatores como robustez numérica, custo computacional, validação experimental na literatura e desempenho em geometrias rotativas com gradientes de pressão adversos, o modelo Realizable $k-\epsilon$ foi selecionado para o presente estudo. Essa escolha visa garantir uma representação mais fiel dos fenômenos de escoamento que ocorrem ao redor das pás da turbina Savonius, proporcionando maior confiabilidade nos resultados obtidos e permitindo uma análise detalhada da performance aerodinâmica do rotor sob diferentes condições operacionais.

3.4.1 Equações governante de Realizable $k-\epsilon$ (RKE)

O modelo de turbulência RKE é uma variação do modelo $k-\epsilon$ *standard*. Ele combina a equação de Boussinesq (Equação (30)) com a definição de viscosidade turbulenta para as tensões de Reynolds, introduzindo uma nova equação de transporte para a taxa de dissipação turbulenta e um método aprimorado para calcular a viscosidade turbulenta. O modelo atende a restrições matemáticas adicionais, garantindo maior consistência física e precisão em simulações (Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995; Mohamed, 2011; ANSYS, 2013).

Ao contrário do modelo *standard*, que assume valores constantes para as variáveis associadas à geração de energia cinética turbulenta, o modelo RKE utiliza coeficientes que variam com as propriedades médias do escoamento e da turbulência. Isso permite modelar fenômenos como rotação, separação de fluxo, recirculação e camadas limites sob gradientes

de pressão adversos com maior precisão (Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995; Mohamed, 2011; ANSYS, 2013).

As equações governantes para energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta são descritas, respectivamente, nas Equações (31 e (32, respectivamente. As Equações (33, (34 e (35 apresentam equações auxiliares que suportam os cálculos do modelo (Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995; Mohamed, 2011; ANSYS, 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (31)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v} \varepsilon} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (32)$$

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (33)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (34)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (35)$$

Sendo:

- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- k – Energia cinética turbulenta [m²/s²];
- u_i – Componente de velocidade na direção correspondente [m/s];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m²];
- σ_i – Número de Prandtl turbulento para k e ε ;
- G_k – Termo de geração de energia cinética turbulenta devido ao gradiente de velocidade [kg/m.s³];
- G_b – Termo de geração de energia cinética de turbulência devido à flutuabilidade [m²/s²];
- Y_m – Contribuição da dilatação flutuante em turbulência [m²/s²];
- S_i – Termos de origem definidos pelo usuário para k e ε ;
- C_2 – Constante empírica;
- $C_{1\varepsilon}$ – Constante empírica.

A viscosidade turbulenta é calculada pela Equação (36, sendo as Equações de (37 a (41 fornecem as definições auxiliares (Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995; Mohamed, 2011; ANSYS, 2013).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (36)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU_*}{\varepsilon}} \quad (37)$$

$$U_* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (38)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (39)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (40)$$

$$A_s = \sqrt{6}\cos\phi \quad (41)$$

As constantes apresentadas nas Equações de (42 a (46 foram definidas empiricamente para garantir o desempenho consistente do modelo RKE (Shih; Liou; Shabbir; Yang; Zhu, 1995; Mohamed, 2011; ANSYS, 2013).

$$A_0 = 4,04 \quad (42)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad (43)$$

$$C_2 = 1,90 \quad (44)$$

$$\sigma_k = 1,00 \quad (45)$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,20 \quad (46)$$

O modelo RKE apresenta maior precisão em simulações envolvendo fenômenos turbulentos complexos, como fortes gradientes de pressão adversos e separações de fluxo. Sua capacidade de ajuste às características específicas do escoamento o torna uma escolha eficaz para simulações que exigem equilíbrio entre precisão e custo computacional.

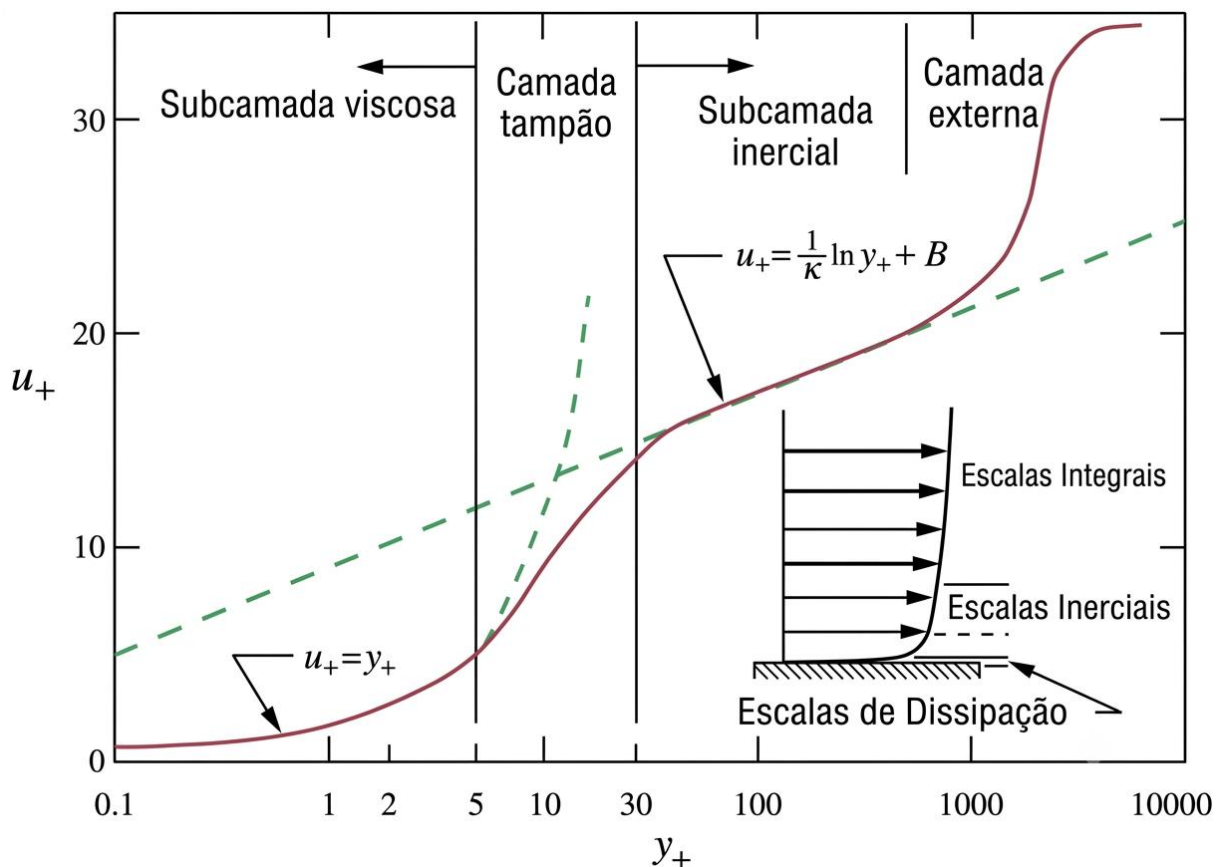
3.4.2 Tratamento de parede

Um dos maiores desafios na simulação numérica para modelos de turbulência é o tratamento robusto e preciso próximo à parede, especialmente na camada limite turbulenta.

As paredes são uma fonte primária de vorticidade, que gera turbulência na camada limite. Para abordar a física do escoamento nessa região, utilizam-se funções semiempíricas conhecidas como funções de parede (Guillou, 2010; Çengel; Cimbala, 2012; Maliska, 2017; Avraham, 2020).

Os diferentes modelos de tratamento de parede baseiam-se na lei universal da parede, que afirma que a distribuição de velocidade próxima à parede é semelhante para a maioria dos escoamentos turbulentos. Um parâmetro crucial nesse contexto é a distância da parede adimensional, denominada y^+ . Esse valor é essencial para garantir uma malha de alta qualidade que produza resultados fisicamente coerentes (Ferziger; Perić, 2002; Teixeira; Kessler; Maliska, 2009; Maliska, 2017).

Figura 16 – Quatro escalas de comprimento da lei de parede



Fonte: Adaptado de Avraham (2020).

Na Figura 16 são apresentadas as quatro escalas características da estrutura de escoamentos turbulentos próximos à parede. A primeira delas é a subcamada viscosa,

também conhecida como subcamada laminar. Apesar da presença de turbulência nas regiões adjacentes, essa camada é caracterizada por oscilações suaves na velocidade e por um predomínio da dissipação de energia cinética turbulenta em relação à sua produção. Em seguida, localiza-se a camada tampão, que constitui uma região de transição entre os efeitos viscosos e inerciais. Nessa faixa, observa-se um equilíbrio entre a dissipação e os efeitos de inércia do escoamento (Guillou, 2010; Çengel, Cimbala, 2012; Maliska, 2017; Avraham, 2020).

A terceira região, denominada subcamada inercial, corresponde ao trecho onde a produção de energia cinética turbulenta passa a igualar-se à dissipação, o que leva à anulação do termo de difusão no balanço de energia. Por fim, encontra-se a camada externa, onde predominam os efeitos turbulentos. Esta é a região com maior intensidade de turbulência, marcada por flutuações significativas de velocidade e elevada transferência de momento. Juntas, essas quatro escalas de comprimento são fundamentais para a formulação das leis de parede e para o correto entendimento do comportamento de escoamentos turbulentos próximos às superfícies sólidas (Guillou, 2010; Çengel, Cimbala, 2012; Maliska, 2017; Avraham, 2020).

Para garantir a qualidade da malha próxima à parede, o dimensionamento adequado de y^+ , deve ser previsto durante o pré-processamento. A equação para calcular y^+ através da Equação (47) (Guillou, 2010; Çengel, Cimbala, 2012; Maliska, 2017; Avraham, 2020).

$$y^+ = \frac{\rho U_\tau y}{\mu} \quad (47)$$

Sendo:

- y^+ – Distância da parede;
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- U_τ – Velocidade de atrito [m/s];
- y – Distância da parede [m];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m^2].

As equações auxiliares são representadas de (48 a (50:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (48)$$

$$\tau_w = 0,5 C_f \rho v^2 \quad (49)$$

$$C_f = 0,058 Re^{-0,2} \quad (50)$$

Sendo:

- Re – Número de Reynolds;
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- D – Diâmetro do rotor [m];
- U_τ – Velocidade de atrito [m/s];
- τ_w – Tensão de cisalhamento [$\text{kg}/(\text{m}.\text{s}^2)$];
- C_f – Coeficiente de fricção;
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [$\text{N}.\text{s}/\text{m}^2$].

O valor de y^+ influencia diretamente os resultados das simulações. Em escoamentos onde a subcamada viscosa não precisa ser resolvida (como em simulações RANS típicas), ou quando os efeitos de parede são secundários, o intervalo de y^+ recomendado está entre 30 e 300. Essa faixa permite uma aproximação precisa da tensão de cisalhamento da parede, sem comprometer a precisão da simulação. Por outro lado, valores de y^+ fora dessa faixa (especialmente entre 5 e 30) devem ser evitados, pois não há modelo de parede adequado para essa região. A tensão de cisalhamento pode se deteriorar, levando a resultados inconsistentes (Guillou, 2010; Çengel, Cimbala, 2012; Maliska, 2017; Avraham, 2020).

A função de parede padrão⁴ é baseada no trabalho de Launder e Spalding (1974), é amplamente utilizada devido à sua robustez em escoamentos delimitados. No entanto, apresenta limitações em cenários com forte gradiente de pressão ou fluxo altamente tridimensional. Para esses casos, a qualidade da malha deve ser ajustada cuidadosamente para garantir valores de y^+ dentro da faixa recomendada (Guillou, 2010; ANSYS, 2013; Avraham, 2020).

⁴ *Standard wallfunction*

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

O estudo do escoamento de fluidos pode ser conduzido por meio de ensaios experimentais e simulações numéricas. Os ensaios experimentais são geralmente realizados em túneis de vento, permitindo a análise direta do comportamento do fluido em torno de superfícies ou corpos. Já as simulações numéricas envolvem a resolução de equações diferenciais que regem o escoamento, utilizando ferramentas computacionais. Essa abordagem é conhecida como Dinâmica de Fluidos Computacional - CFD⁵ (Çengel, Cimbala, 2012; Maliska, 2017).

As simulações computacionais possibilitam a análise de diferentes regimes de escoamento, como laminar, turbulento ou em transição. Um dos principais desafios enfrentados pela CFD atualmente é a modelagem da turbulência, um fenômeno altamente complexo e caótico. Entre as metodologias mais utilizadas para essa finalidade, destacam-se as Equações de Navier-Stokes baseadas em médias de Reynolds (RANS⁶), que oferecem uma solução eficiente com baixo custo computacional. Alternativamente, a Simulação de Grandes Escalas (LES⁷) proporciona maior precisão na representação da turbulência, embora exija um esforço computacional significativamente maior (Çengel; Cimbala, 2012; Maliska, 2017).

A confiabilidade dos resultados obtidos por meio da CFD é, em geral, validada por comparações com dados experimentais. Nos estudos numéricos, é comum a discretização do domínio do escoamento por meio de uma malha composta por elementos e nós. Nesse contexto, o Método dos Volumes Finitos (MVF⁸) destaca-se como uma das técnicas mais utilizadas, especialmente devido à sua robustez e compatibilidade com geometrias complexas. Para a realização de uma simulação, é fundamental definir adequadamente a geração da malha, o modelo de turbulência, as condições de contorno e outras variáveis que influenciam diretamente nos resultados (White, 2011; Çengel; Cimbala, 2012; Maliska, 2017).

As simulações computacionais consolidaram-se como uma ferramenta indispensável na pesquisa em engenharia, permitindo a exploração de um amplo espectro de configurações físicas e parâmetros, com redução significativa de custos e aumento da eficiência do processo investigativo. No caso específico de turbinas do tipo Savonius, pesquisas recentes têm se concentrado na aplicação de diferentes metodologias numéricas e modelos de turbulência

⁵ *Computational Fluid Dynamics*

⁶ *Reynolds Average Navier-Stokes*

⁷ *Large Eddy Simulation*

⁸ *Finite Volume Method*

com o objetivo de otimizar os parâmetros construtivos e, conseqüentemente, o desempenho aerodinâmico desses rotores.

4.1 Método de Volumes Finitos (MVF)

O Método dos Volumes Finitos (MVF) foi desenvolvido na década de 1970 por McDonald, MacCormack e Paullay, a partir de uma formulação especial do Método das Diferenças Finitas. Desde então, tem sido amplamente empregado na solução de problemas relacionados à transferência de calor e à mecânica dos fluidos (Kolditz, 2002; Roy; Saha, 2013; Osses, 2016; Maliska, 2017).

Neste trabalho, utilizou-se o software ANSYS Fluent®, cuja estrutura de cálculo se baseia no MVF. Nele, o domínio de simulação é discretizado em um número finito de volumes de controle, distribuídos ao redor do rotor Savonius. Essa abordagem permite transformar as equações integrais de conservação em um sistema de equações algébricas, que são resolvidas iterativamente para obter a solução do escoamento (Kolditz, 2002; Roy; Saha, 2013; Osses, 2016; Maliska, 2017).

O MVF apresenta duas vantagens principais em relação a outros métodos numéricos, como o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF). A primeira refere-se à conservação das quantidades fundamentais: massa, quantidade de movimento e energia. Isso garante o balanceamento dos fluxos entre volumes de controle adjacentes, proporcionando maior precisão e coerência física nos resultados. A segunda vantagem é a capacidade de lidar eficientemente com geometrias complexas, devido à flexibilidade na geração de malhas compatíveis com domínios irregulares (Kolditz, 2002; Roy; Saha, 2013; Osses, 2016; Maliska, 2017).

Há um consenso de que esquemas conservativos, como o MVF, produzem resultados mais precisos e fisicamente consistentes do que métodos não conservativos. Isso é especialmente relevante na análise de escoamentos complexos, como os observados em rotores Savonius. O MVF se destaca por ser um método estável, eficiente do ponto de vista computacional e capaz de fornecer soluções com boa acurácia (Kolditz, 2002; Roy; Saha, 2013; Osses, 2016; Maliska, 2017).

O ANSYS Fluent®, além de amplamente adotado na comunidade científica, já foi utilizado com sucesso em diversos estudos semelhantes (Mohamed, 2011; Rogowski; Maroński, 2015; Kumar; Saini, 2021). Sua interface intuitiva e robustez na resolução das equações de conservação tornam-no uma ferramenta confiável para simulações em

engenharia. Embora softwares de código aberto, como o OpenFOAM, apresentem vantagens econômicas, sua aplicação pode ser limitada, sobretudo em problemas com malhas móveis, como no caso de turbinas rotativas (MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013; MALISKA, 2017).

Neste estudo, a análise aerodinâmica tem como foco principal a investigação, por meio de simulações numéricas, do impacto da variação da espessura das pás no desempenho de rotores Savonius. A proposta busca compreender como alterações geométricas influenciam o comportamento do escoamento ao redor da turbina, especialmente em relação ao torque gerado e ao coeficiente de potência, contribuindo para suprir a lacuna existente na literatura sobre esse parâmetro específico. Inicialmente, desenvolveu-se um modelo computacional de referência, utilizando um cilindro liso, cuja função foi servir como base para validação dos procedimentos numéricos empregados. Essa etapa envolveu a comparação dos resultados obtidos com dados experimentais e numéricos previamente disponíveis na literatura, de forma a assegurar a confiabilidade do modelo.

Posteriormente, foram elaborados modelos tridimensionais de rotores Savonius, nos quais se variou a espessura das pás mantendo constante a área da face convexa. A proposta foi analisar os efeitos dessa variação sobre a área da face côncava e, conseqüentemente, sobre o torque positivo gerado. Também foi avaliado o impacto da variação da espessura das pás sobre a área da face convexa, com o objetivo de compreender a influência no torque negativo e no desempenho aerodinâmico da turbina. Em ambas as abordagens, foram realizadas simulações em regime permanente com o rotor estacionário, permitindo a análise estática da turbina para diferentes posições angulares em relação ao escoamento, variando-se os ângulos em intervalos de 30 graus (0°, 30°, 60°, 90°, 120° e 150°).

4.2 Parâmetros Geométricos

Para validar os resultados obtidos por meio da simulação numérica proposta neste estudo, foram selecionados dois trabalhos experimentais conduzidos em túneis de vento: Mahmoud *et al.* (2012) e Wenehenubun *et al.* (2015). Ambos os estudos avaliaram o desempenho de rotores Savonius com diferentes geometrias, destacando a configuração de duas pás semicirculares, que se mostra mais eficiente em baixas velocidades de vento, sendo ideal para aplicações de pequeno porte.

As dimensões adotadas nesses estudos apresentam semelhanças significativas, o que favorece a comparação direta com os dados simulados. Em particular, foram utilizados, para fins de validação, os resultados de Mahmoud *et al.* (2012) obtidos sob a condição em que a

razão de aspecto é igual a 1, ou seja, altura do rotor igual ao seu diâmetro, com número de estágios igual a 1, número de pás igual a 2, sobreposição de 15% e diâmetro da pá igual a 0,20 m. Considera-se ainda a presença de um eixo passante nesse modelo, sendo o diâmetro do eixo adotado neste trabalho de 0,014 m. Esses parâmetros são compatíveis com os utilizados na presente pesquisa, garantindo equivalência entre os modelos simulados e os experimentais. De forma semelhante, foram considerados os dados referentes à configuração com duas pás do estudo de Wenehenubun *et al.* (2015), também correspondentes ao modelo simulado, incluindo a presença de eixo passante, embora o valor exato de seu diâmetro não tenha sido registrado.

O rotor considerado possui pás com perfil semicircular, diâmetro de 0,20 m, e sobreposição de 30 mm (15% do diâmetro), valor dentro da faixa recomendada na literatura para maximizar o desempenho aerodinâmico. O diâmetro total do rotor é de 0,37 m, e a razão de aspecto é igual a 1. Além disso, ambos os estudos utilizaram placas finais com diâmetro 10% superior ao do rotor, visando à redução de perdas aerodinâmicas laterais e à melhoria do desempenho do sistema (Mahmoud; El-Haroun; Wahba; Nasef, 2012; Wenehenubun, Saputra; Sutanto, 2015).

Tabela 1 – Parâmetros geométricos

Parâmetro geométrico	Saha <i>et al.</i> (2012)	Wenehenubun <i>et al.</i> (2015)	Autor
Altura (H)	0,170	0,370 m	0,370 m
Diâmetro do rotor (D)	Variável	0,370 m	0,370 m
Diâmetro externo da pá (d)	0,120 m	0,200 m	0,200 m
Sobreposição das pás	15%	15%	15%
Espessura da pá	2 mm	2 mm	Variável
Diâmetro da placa final	0,240 m	0,407 m	0,407 m
Número de pás testadas	2 e 3	2, 3 e 4	2
Formato das pás	Semicilíndrico e torcida	Semicilíndrico	Semicilíndrico
Número de estágios	1; 2 e 3	1	1
Razão de aspecto	1,7	1	1
Eixo passante	Sim	Sim	Sim
Diâmetro do eixo	Não informado	Não informado	0,014 m

Fonte: Autoral

A proposta deste trabalho consiste na realização de simulações numéricas com variação da espessura das pás, avaliando sua influência sobre o escoamento do fluido e o desempenho geral do rotor. Ao manter as dimensões geométricas compatíveis com os estudos experimentais mencionados, é possível utilizar os resultados de Mahmoud *et al.* (2012) e Wenehenubun *et al.* (2015) como referência para validação dos dados numéricos, verificando a coerência com as curvas de torque, coeficiente de potência e razão de velocidade na ponta (TSR) obtidas nos experimentos. Na Tabela 1 são apresentadas as dimensões geométricas utilizadas neste trabalho, que serão utilizados para validação dos resultados.

Acessórios, defletores e eixo de rotação foram suprimidos na modelagem, pois, além de poderem comprometer os resultados devido à interferência no escoamento, não constituem objeto de avaliação neste estudo.

A metodologia numérica adotada baseia-se na investigação do efeito da espessura das pás sobre o desempenho aerodinâmico do rotor Savonius. Este trabalho se fundamenta no estudo de Kumar *et al.* (2018), que avaliou pás com diferentes espessuras, embora sem integrá-las ao conjunto completo da turbina. Para esta análise, foram consideradas pás com espessuras variando de 1 mm a 7 mm. As espessuras selecionadas foram: 1 mm, 2 mm, 5 mm e 7 mm. Essa faixa foi escolhida para permitir uma análise mais refinada, especialmente em intervalos que não foram explorados no trabalho de referência. A espessura de 7 mm foi mantida neste estudo com o objetivo de permitir uma comparação com os resultados de Kumar *et al.* (2018).

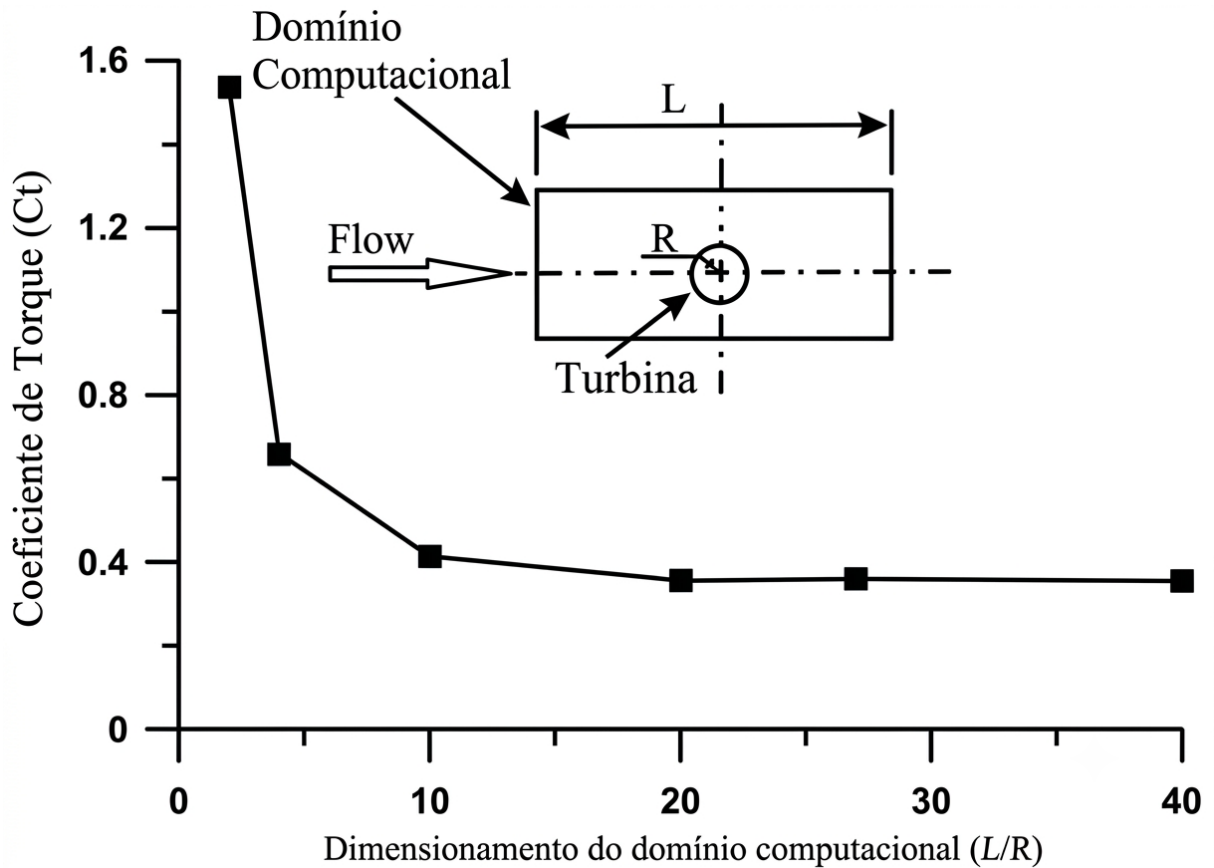
4.3 Domínio Computacional

As simulações foram realizadas no ANSYS Fluent© para escoamento externo, simulando o desempenho de uma turbina Savonius em condições reais de operação. Para garantir resultados coerentes com os ensaios experimentais, o dimensionamento do domínio computacional é muito importante. Este foi configurado de forma a evitar impactos negativos nos resultados da simulação numérica.

Domínios computacionais com quocientes baixos entre o comprimento do domínio e o raio do rotor (r) podem causar variações significativas no coeficiente de torque (C_t). Por outro lado, quocientes maiores promovem estabilidade nos valores de C_t , com variação relativa de apenas 1%. Como apresentado na Figura 17, o quociente ideal deve ser, no mínimo, vinte.

Domínios menores tendem a ser influenciados pelas condições de contorno, resultando em distorções no escoamento (MOHAMED, 2011).

Figura 17 – Dimensionamento do domínio computacional e impacto no C_t

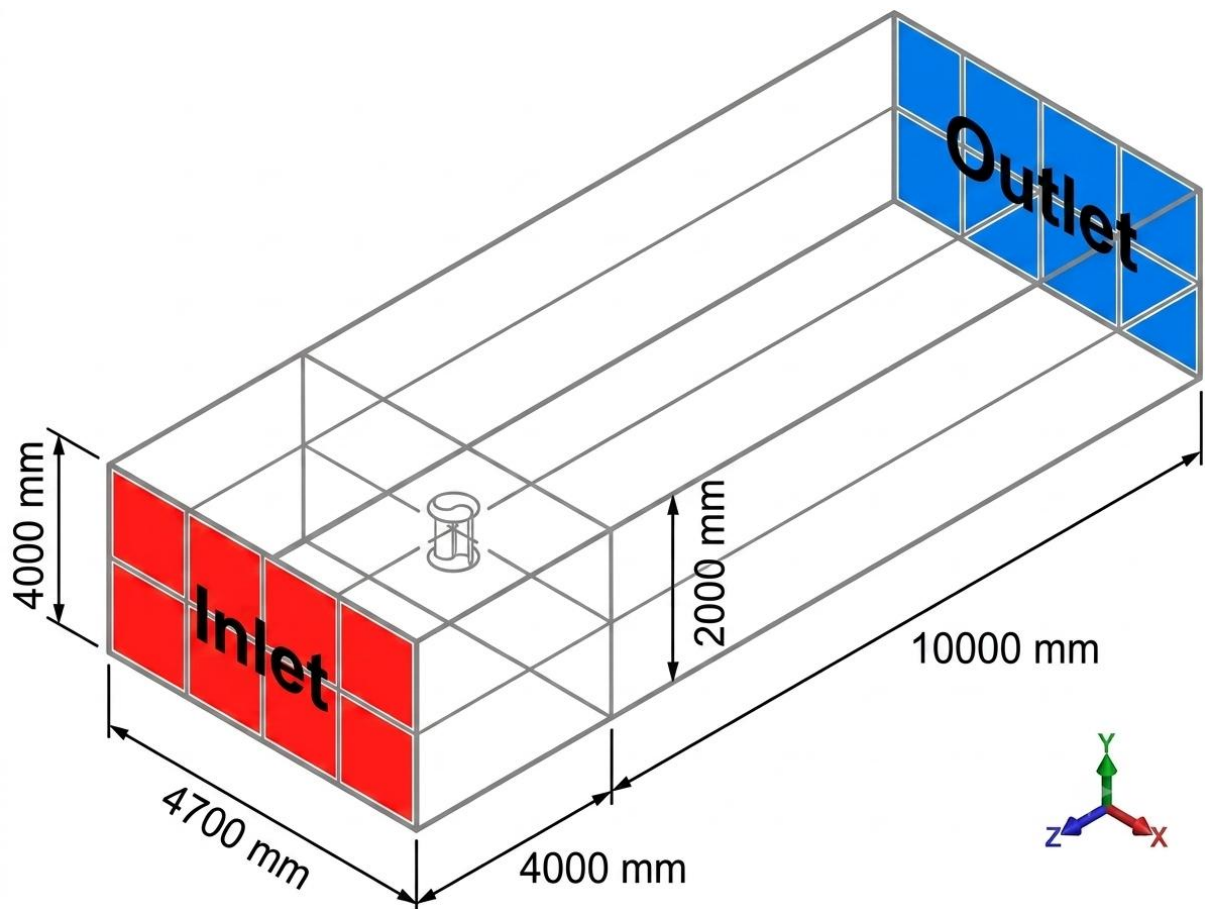


Fonte: Adaptado de Mohamed (2011)

O domínio do rotor, conhecido como malha móvel, deve estar localizado a uma distância adequada da entrada do domínio estacionário. Essa distância permite que a velocidade do escoamento seja considerada não perturbada, garantindo resultados coerentes para o coeficiente de potência (C_p). A distância mínima deve ser duas vezes o diâmetro do rotor, para evitar interferências do rotor no escoamento à montante. Neste estudo, para atender diferentes velocidades de vento, foi utilizada uma distância de dez vezes o diâmetro do rotor (Akwa, 2010; ANSYS, 2013; Akwa, 2014).

A saída do domínio⁹ deve estar suficientemente afastada para que a pressão nesse ponto se aproxime da pressão atmosférica. A distância mínima recomendada é dez vezes o diâmetro do rotor. Neste trabalho, foi adotada uma distância de vinte e cinco vezes o diâmetro do rotor, para atender a diferentes perfis de escoamento. O rotor foi centralizado nos eixos X e Y, mantendo a simetria do domínio. Na Figura 18 é ilustrado o dimensionamento completo do domínio computacional (Akwa, 2010; Akwa, 2014).

Figura 18 – Dimensionamento do domínio computacional.



Fonte: Autoral.

Com base nas dimensões adotadas para o rotor Savonius, com diâmetro e altura de 0,37 m, as dimensões do domínio computacional foram definidas conforme as recomendações encontradas na literatura, buscando garantir a representatividade física do escoamento e evitar a interferência das fronteiras nas variáveis de saída. O comprimento total

⁹ Outlet

do domínio na direção do escoamento foi estabelecido em aproximadamente 14 m, considerando uma distância de 10 vezes o diâmetro do rotor à montante (4 metros) e 25 vezes à jusante (10 metros), conforme indicam Akwa (2010) e Mohamed (2011). No sentido transversal ao escoamento, foi adotada uma largura de 7,40 m, o que representa 20 vezes o diâmetro do rotor, distribuída igualmente nos dois lados do eixo de simetria. A altura do domínio, por sua vez, foi fixada em 4 m, garantindo um afastamento vertical de 5 vezes o diâmetro do rotor acima e abaixo da geometria simulada. O rotor foi centralizado nos eixos X e Y, assegurando a simetria do domínio computacional e favorecendo a estabilidade numérica. Esse dimensionamento segue os parâmetros validados por Akwa (2014) e Mohamed (2011), sendo adequado para representar escoamentos externos em turbinas de eixo vertical com alta fidelidade.

De acordo com a metodologia adotada, o domínio computacional é dividido em uma região ao redor do rotor Savonius. Essa região é então discretizada em um número finito de elementos de controle. Para cada elemento, aplica-se um sistema de equações algébricas. A combinação de todos esses elementos forma o domínio de solução, permitindo a análise detalhada do comportamento do escoamento (Çengel; Cimbala, 2012; Maliska, 2017).

4.4 Condições de Contorno

A simulação numérica foi realizada no software ANSYS Fluent®, utilizando o método dos volumes finitos para a resolução das equações de Navier-Stokes. O modelo de turbulência adotado foi o Realizable k- ϵ (RKE), amplamente reconhecido por sua robustez na previsão de escoamentos com separação, como os que ocorrem em torno das pás de rotores Savonius. Este modelo apresenta melhorias significativas sobre o modelo padrão k- ϵ , incluindo correções que permitem maior fidelidade na representação de tensões turbulentas e maior coerência com dados experimentais (Ferziger; Perić, 2002; Akwa, 2010; ANSYS, 2013; Maliska, 2017).

As simulações foram conduzidas em regime transiente, tridimensional, com formulação *bounded second-order implicit*. O acoplamento pressão-velocidade foi realizado pelo algoritmo SIMPLE¹⁰. A discretização utilizou esquemas de segunda ordem para pressão e momento, e primeira ordem para energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, buscando equilíbrio entre custo computacional e fidelidade numérica. O tratamento da parede

¹⁰ *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*

utilizou a função de parede padrão (*Standard Wall Functions*), adequada ao regime turbulento moderado da aplicação (Ferziger; Perić, 2002; Akwa, 2010; ANSYS, 2013; Maliska, 2017).

O número de Reynolds é um parâmetro usado para determinar se o escoamento é laminar ou turbulento. No ponto de separação entre a camada limite turbulenta e a camada limite laminar, ocorre o maior nível de momentum na camada limite turbulenta, com maior impacto na força de arrasto no rotor Savonius. Conclui-se, portanto, que o coeficiente de arrasto é dependente do número de Reynolds. Para número de Reynolds laminar, os efeitos são desprezíveis e aumentar o número de Reynolds para níveis turbulentos atrasa a separação, devido à transição da camada limite.

A entrada de ar foi definida como condição de contorno do tipo "*velocity inlet*", e a saída como "*pressure outlet*", com pressão relativa nula (simulando pressão atmosférica). As paredes laterais e superior foram consideradas como superfícies fixas, do tipo no-slip, enquanto o rotor foi configurado como uma região de malha móvel com movimento rotacional, permitindo representar com precisão o comportamento dinâmico das pás em rotação.

Foram adotadas cinco velocidades na entrada, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s e 9 m/s. A escolha desses valores teve como base a literatura existente e a necessidade de representar adequadamente o comportamento do rotor em diferentes regimes de escoamento. A velocidade de 5 m/s permite avaliar o desempenho do rotor em condições de escoamento mais próximas da laminaridade, sendo referenciada em estudos como o de Wenehenubun *et al.* (2015). Já a velocidade de 6 m/s é amplamente adotada em testes experimentais e representa uma condição intermediária relevante para a transição de regime, além de ser a condição utilizada no estudo de Kumar *et al.* (2018). As velocidades de 8 m/s a 9 m/s foram incluídas com base nos ensaios experimentais de Mahmoud *et al.* (2012) e de Wenehenubun *et al.* (2015), que apresentou gráficos detalhados para essas velocidades, permitindo comparações diretas entre os resultados simulados e os dados experimentais publicados.

Além de representarem um espectro coerente com os ensaios experimentais, essas velocidades permitem avaliar a influência do número de Reynolds no desempenho do rotor Savonius, especialmente em relação ao torque e à eficiência. Como o número de Reynolds depende diretamente da velocidade do escoamento, da viscosidade do fluido e das dimensões características do rotor, a variação das velocidades adotadas proporciona uma análise abrangente do comportamento aerodinâmico do sistema em diferentes regimes de escoamento.

O fluido utilizado na simulação foi o ar, com densidade ajustada para $5,5407 \text{ kg/m}^3$, conforme metodologia adotada por Akwa (2010), e viscosidade dinâmica de $1,7894 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$, assegurando coerência na comparação entre diferentes simulações. Na Tabela 2 são apresentados os demais parâmetros computacionais utilizados.

Tabela 2 - Parâmetros computacionais

Tipo de análise	Método baseado em pressão (<i>pressure-based solver</i>)
Regime de tempo	Transiente/Permanente
Formulação de velocidade	Velocidade absoluta (<i>Absolute velocity</i>)
Dimensionalidade	3D
Modelo de turbulência	Realizável k- ϵ (<i>Realizable k-ϵ</i>)
Tratamento próximo à parede	Funções de Parede Padrão (<i>Standard Wall Functions</i>)
Fluido	Ar
Densidade do fluido (kg/m^3)	1,225
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	$1,7894 \times 10^{-5}$
Pressão [Pa]	101,325
Tipo de movimento da pá	Rotacional
Tipo de condição de entrada	Entrada de Velocidade (<i>Velocity Inlet</i>)
Tipo de condição de saída	Pressão de saída (<i>Pressure outlet</i>)
Acoplamento pressão-velocidade	Esquema SIMPLE (<i>SIMPLE scheme</i>)
Interpolação para momento	Esquema a Montante de 2° Ordem (<i>2nd order upwind</i>)
Interpolação para pressão	Esquema a Montante de 2° Ordem (<i>2nd order upwind</i>)
Interpolação para energia cinética turbulenta	Esquema a Montante de 1° Ordem (<i>1st order upwind</i>)
Interpolação para taxa de dissipação	Esquema a Montante de 1° Ordem (<i>1st order upwind</i>)
Formulação transiente	Esquema Implícito de 2° Ordem com Limitação (<i>Bounded 2nd order implicit</i>)

Fonte: Autoral

4.5 Geração de Malha

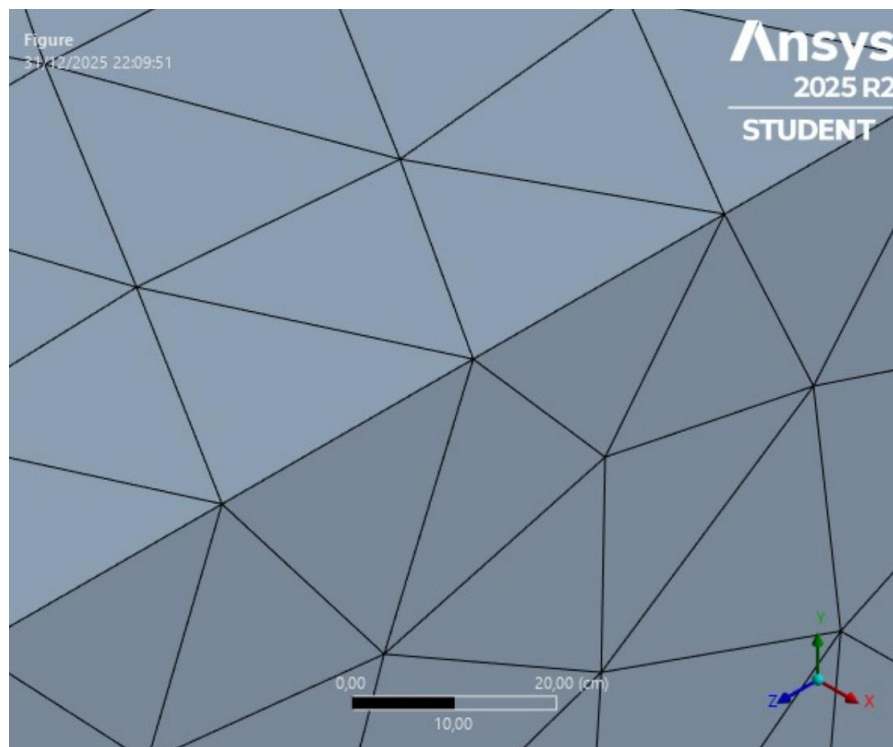
A geração de malha é uma etapa crítica para garantir a precisão e a estabilidade dos resultados obtidos por simulação numérica. O domínio computacional foi construído de forma a replicar, tanto quanto possível, as condições dos experimentos de referência, utilizando um

domínio de fluxo aberto com extensão suficiente a montante e a jusante do rotor para minimizar efeitos de contorno indesejados (Mahmoud; El-Haroun; Wahba; Nasef, 2012; Wenehenubun; Saputra; Sutanto, 2015).

O domínio computacional foi constituído por dois corpos, permitindo separar regiões com comportamentos distintos do escoamento e facilitar o controle de refinamento.

A malha foi gerada no ANSYS Meshing, com preferência de física CFD e *solver* Fluent, adotando uma discretização volumétrica por malha não estruturada predominantemente tetraédrica, com algoritmo *Patch Conforming*. Esse método é particularmente adequado para geometrias com curvaturas e detalhes, como pás e perfis do rotor Savonius. No controle global de tamanho, foi definido com elementos de dimensão de 42 cm, com dimensão máxima igual a 42 cm e com taxa de crescimento de 1,2, utilizando suavização média, como é possível observar na malha de domínio, conforme apresentado na Figura 19. Para preservar fidelidade geométrica, manteve-se a captura de curvatura ativa com angulação igual a 18°. Como suporte à robustez do processo de malhagem, foram aplicados *defeaturing* (*Defeature Size* de 0,21 cm), checagem de topologia e Tolerância de pinçamento (*Pinch Tolerance*) igual a 0,378 cm, visando mitigar pequenas imperfeições geométricas e reduzir a ocorrência de elementos degenerados.

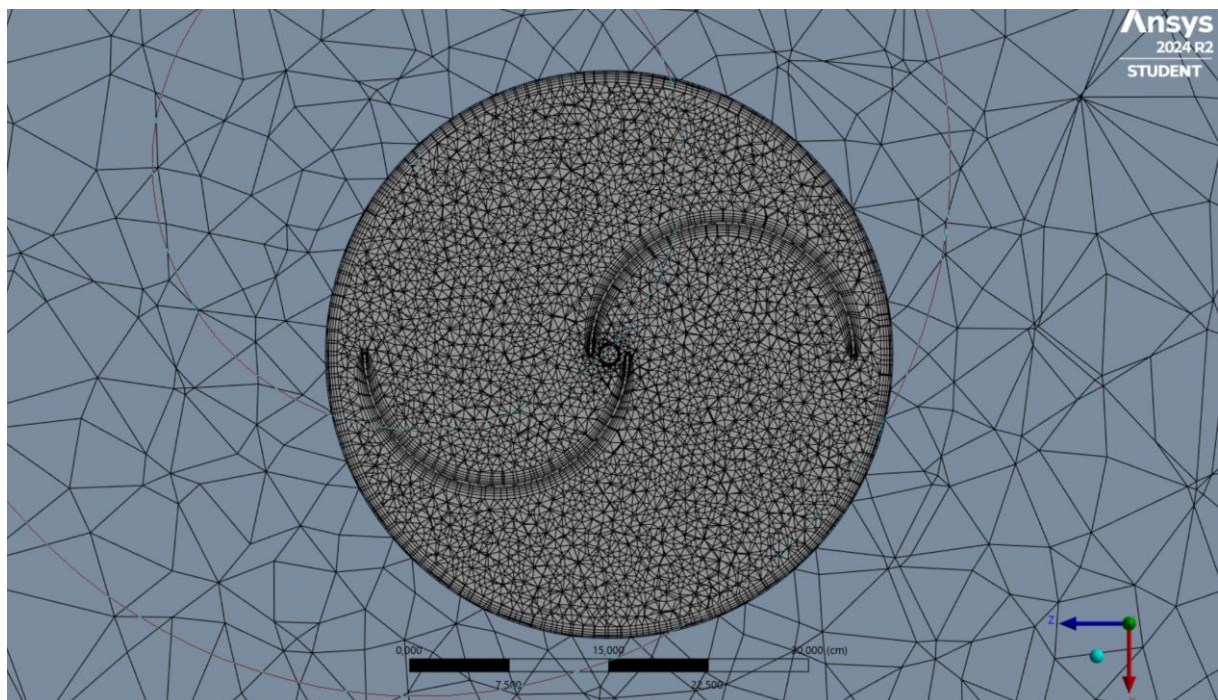
Figura 19 – Malha do domínio



Fonte: Autoral

Conforme apresentado na Figura 20, o rotor Savonius constitui o objeto principal de estudo. Foi empregada uma estratégia de malha não uniforme, com refinamento local na vizinhança do rotor e malha progressivamente mais grosseira nas regiões externas do domínio. Esse refinamento foi implementado por meio de *Body Sizing*, definindo o tamanho de todos os elementos de 0,8 cm na região do rotor. Essa escolha concentra volumes finitos justamente onde os gradientes de pressão e velocidade são mais relevantes para a previsão de grandezas como torque e coeficiente de potência, enquanto o dimensionamento global maior reduz o custo computacional nas regiões afastadas do rotor, sem perda relevante de precisão para o fenômeno de interesse.

Figura 20 - Detalhe da malha



Fonte: Autoral

Adicionalmente, foi configurado o recurso de *inflation* para melhor representação da região próxima às paredes, com opção *Smooth Transition*, e taxa de transição de 0,272, e taxa de crescimento igual a 1,2, algoritmo “Pre” e limite máximo de 5 camadas, aplicado por escopo de fronteira em 3 faces. Essa configuração favorece a descrição da camada limite e

melhora a estabilidade numérica na interação escoamento–superfície, especialmente em regiões de parede e proximidades do rotor.

A malha final apresentou 231.503 nós e 1.007.706 elementos, magnitude compatível com simulações tridimensionais em CFD quando se busca equilíbrio entre refinamento local e viabilidade computacional. A qualidade da malha foi verificada pelo *Mesh Quality Worksheet*, considerando métricas de volume e de superfície. Para o volume, os piores valores reportados foram *Max Aspect Ratio* de 136,06, Qualidade mínima do elemento igual a 0,012, Qualidade ortogonal mínima de 0,101 e Distorção máxima de 0,899. Para as superfícies, os piores valores foram Distorção máxima da proporção de 3,852 e Distorção máxima de 0,637.

Esses indicadores mostram que a malha atende aos critérios usuais de aceitabilidade para CFD. Em particular, embora o *Max Aspect Ratio* de 136,06 seja elevado, ele permanece muito abaixo do limite de falha, que é 1.000 adotado pelo critério padrão, indicando que elementos alongados existem apenas de forma localizada e, tipicamente, estão associados a regiões de transição de tamanho de malha e/ou camadas de *inflation*, sem caracterizar, por si só, uma condição crítica. De modo semelhante, o *Min Element Quality* igual a 0,012 encontra-se abaixo do limite de aviso (0,05), porém acima do limite de falha (0,0005), sugerindo a presença de poucos elementos de baixa qualidade em regiões pontuais, mas ainda dentro de uma faixa considerada operacional para o solver. A métrica de maior relevância para robustez numérica, *Min Orthogonal Quality*, apresentou valor mínimo de 0,101, superior ao limite de aviso (0,05) e bem acima do limite de falha (0,005), reforçando a tendência de estabilidade do processo iterativo. Por fim, o *Max Skewness* igual a 0,899 aproxima-se do limite típico de aviso (0,9), indicando atenção em algumas regiões mais distorcidas; ainda assim, o valor não ultrapassa o limite de aviso e permanece distante do limite de falha (0,999), o que sugere que a distorção está restrita a uma pequena parcela da malha.

De forma geral, a discretização obtida foi considerada adequada para prosseguir com as simulações no ANSYS Fluent®, sobretudo pela manutenção de *Orthogonal Quality* em faixa confortável e pela boa qualidade superficial.

4.6 Metodologia de Avaliação

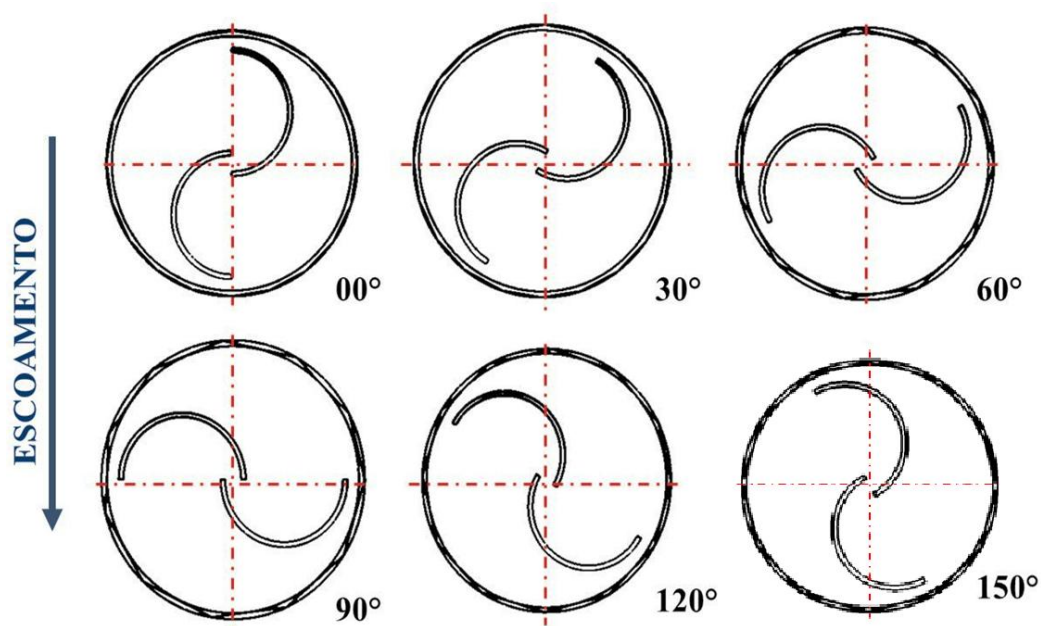
A fim de determinar a influência da espessura das pás sobre o desempenho aerodinâmico do rotor Savonius, foram realizadas simulações numéricas em duas etapas: regime permanente (estático) e regime transiente (dinâmico). O domínio foi submetido a

diferentes velocidades de vento não perturbado, com valores de 5, 6, 7, 8 e 9 m/s, pressão atmosférica de 101.325 Pa e temperatura de 293,15 K.

As simulações em regime permanente foram utilizadas para avaliar o torque estático, um dos parâmetros fundamentais para caracterizar a capacidade de partida do rotor Savonius. Nessa configuração, a malha móvel é mantida com velocidade angular nula, representando o rotor parado em diferentes posições angulares em relação ao escoamento.

Para capturar a variação do torque ao longo de uma rotação, foram simuladas as seguintes posições angulares do rotor de 0° , 30° , 60° , 90° , 120° e 150° . De acordo com Fujisawa e Gotoh (1992), em rotores Savonius com duas pás, o ciclo de torque se repete a cada 180° , o que torna desnecessária a simulação de posições adicionais (como 180° , 210° etc.). Na Figura 21 são ilustradas as posições angulares simuladas (Fujisawa; Gotoh, 1992).

Figura 21 - Posições angulares do rotor Savonius em relação ao escoamento



Fonte: Autoral

As simulações transientes foram realizadas com a malha móvel girando em velocidade angular constante, com o objetivo de obter os coeficientes de torque (C_t) e de potência (C_p). Embora essa condição não represente com total fidelidade o comportamento real de operação

(em que há flutuações na rotação e torque devido ao acoplamento com geradores e turbulência), ela permite a análise das propriedades dinâmicas do rotor e comparação com resultados experimentais da literatura.

Para representar adequadamente o movimento, foi adotado o modelo de malha deslizante (*sliding mesh*) com duas zonas no domínio computacional: a zona rotativa, contendo o rotor, e a zona estacionária, responsável por representar o restante do domínio. A velocidade angular do rotor foi calculada com base em diferentes valores da razão de velocidade na ponta (TSR), com valores fixados em 0,25; 0,50; 0,75 e 1,00, de acordo com as práticas comuns na literatura para esse tipo de turbina.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados apresentados foram obtidos por meio de simulações numéricas e correspondem à determinação do coeficiente de torque (C_t) para diferentes configurações geométricas do rotor Savonius. Para cada configuração investigada, o C_t dinâmico foi avaliado em função da razão de velocidade de ponta (TSR), com base no torque aerodinâmico calculado sob distintas condições de escoamento, definidas pela velocidade do vento na entrada e pela velocidade de rotação do rotor.

Para caracterizar a resposta do escoamento em torno da turbina ao longo do ciclo de operação, o torque foi monitorado durante uma rotação completa, considerando diferentes posições angulares do rotor em relação à direção do vento. A partir da distribuição angular obtida, foram determinados valores representativos de C_t em regime estacionário, permitindo a comparação consistente do desempenho entre as geometrias analisadas.

Inicialmente, é discutido o comportamento do rotor Savonius padrão, adotado como referência para a validação do modelo numérico e para as análises comparativas subsequentes. Em seguida, são apresentados os resultados dos rotores modificados, com ênfase na influência de cada parâmetro geométrico sobre o C_t e, conseqüentemente, sobre o desempenho aerodinâmico e a capacidade de extração de energia do rotor.

Desse modo, os resultados reunidos neste estudo visam aprofundar a compreensão da influência dos parâmetros geométricos no desempenho da turbina Savonius, fornecendo subsídios para a identificação de configurações com melhor resposta em termos de torque e para o direcionamento de escolhas de projeto em aplicações futuras.

A definição da espessura de pá adotada como referência nas simulações foi realizada com base na comparação direta dos valores de C_t obtidos para diferentes espessuras (2, 3, 5 e 7 mm), considerando velocidades de entrada entre 5 e 9 m/s e valores de TSR variando de 0,25 a 1,0. Essa abordagem permite avaliar não apenas os valores máximos pontuais de C_t , mas, sobretudo, a consistência do desempenho ao longo de uma faixa operacional representativa, aspecto essencial para a definição de uma geometria base em análises paramétricas e comparativas.

5.1 Validação do modelo numérico

A validação do modelo computacional constitui a etapa inicial de qualquer simulação numérica que se proponha a representar um experimento real. No caso de turbinas Savonius,

a validação direta dos padrões de escoamento no interior e no entorno do rotor é particularmente desafiadora, uma vez que a caracterização experimental detalhada dos campos de velocidade e pressão, com resolução espacial e temporal adequada, é limitada e, em muitos casos, inviável. Diante disso, adota-se uma abordagem amplamente consolidada na literatura, a comparação de grandezas globais de desempenho obtidas numericamente com resultados experimentais e/ou numéricos de referência.

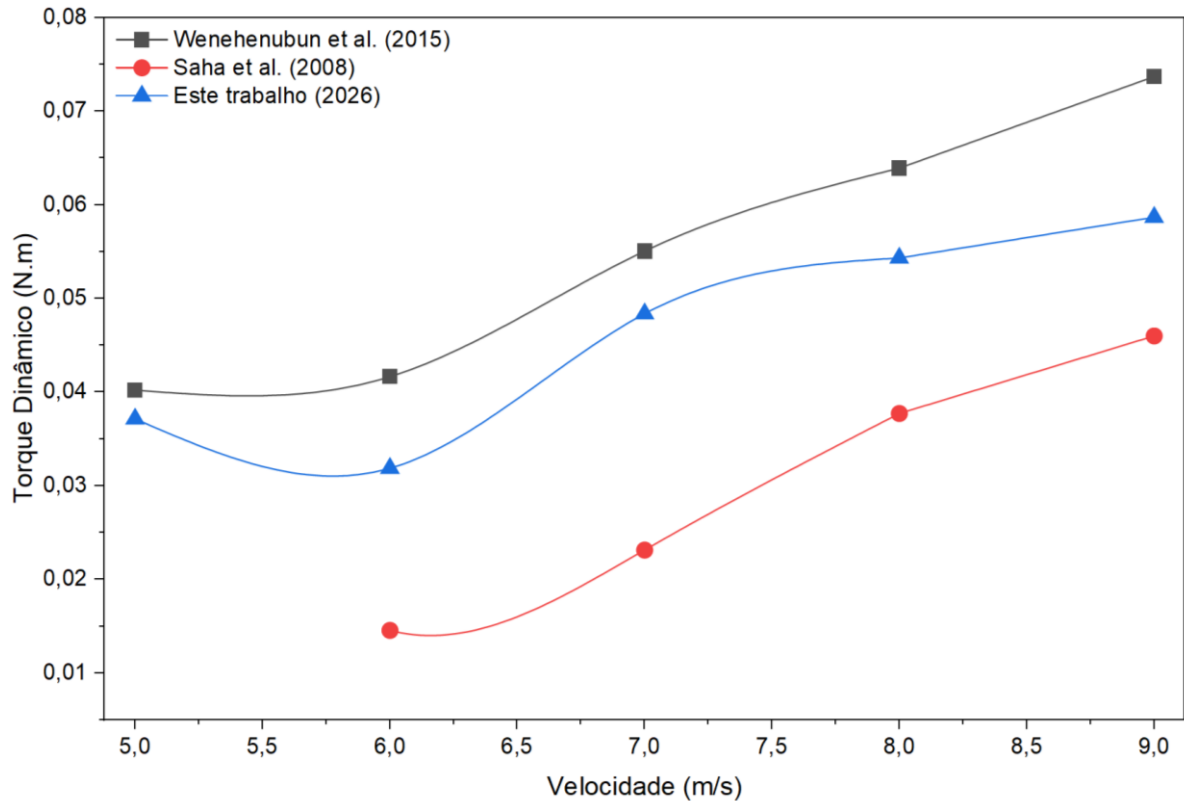
A credibilidade do modelo numérico é fortalecida quando seus resultados apresentam concordância satisfatória com dados preexistentes de estudos reconhecidos, considerando-se as incertezas experimentais e as simplificações inerentes à modelagem (Thacker *et al.*, 2004; Rezaeiha; Montazeri; Blocken, 2019). Os conceitos de verificação e validação de modelos, validação é definida como, “A validação é o processo de determinar o grau em que um modelo é uma representação precisa do mundo real da perspectiva dos usos pretendidos do modelo” (Thacker *et al.*, 2004, p. 2).

Para a validação, é necessária para mensurar a precisão do modelo no cenário de interesse e sustentar sua aplicação nas análises propostas. Ressalta-se, contudo, que sua validade permanece condicionada às hipóteses, condições de contorno e objetivos para os quais o modelo foi desenvolvido, não implicando generalização automática para outras geometrias, regimes operacionais ou condições distintas (Thacker *et al.*, 2004; Rezaeiha; Montazeri; Blocken, 2019).

A validação do modelo numérico desenvolvido no ANSYS Fluent© foi realizada por meio da comparação do torque aerodinâmico obtido nas simulações com resultados experimentais em túnel de vento disponíveis na literatura. Para isso, foram selecionados os estudos de Wenehenubun *et al.* (2015) e Saha *et al.* (2008), cujos valores de torque dinâmico em função da velocidade do vento foram extraídos e comparados aos resultados do presente trabalho, conforme apresentado na Figura 22.

Observa-se que os valores simulados apresentam boa concordância com Wenehenubun *et al.* (2015), tanto em ordem de grandeza quanto na tendência de variação do torque com a velocidade do vento. Essa proximidade é esperada, uma vez que o referido estudo emprega uma geometria equivalente de turbina Savonius, o que torna a comparação particularmente adequada para fins de validação. Quantitativamente, a diferença entre os resultados do presente trabalho e os de Wenehenubun *et al.* (2015) resultou em erro absoluto médio de aproximadamente 0,009 e erro percentual absoluto médio (MAPE) em torno de 16%, indicando que o modelo numérico reproduz de forma consistente o comportamento experimental.

Figura 22 – Comparação do torque em função da velocidade do vento



Fonte: Autoral

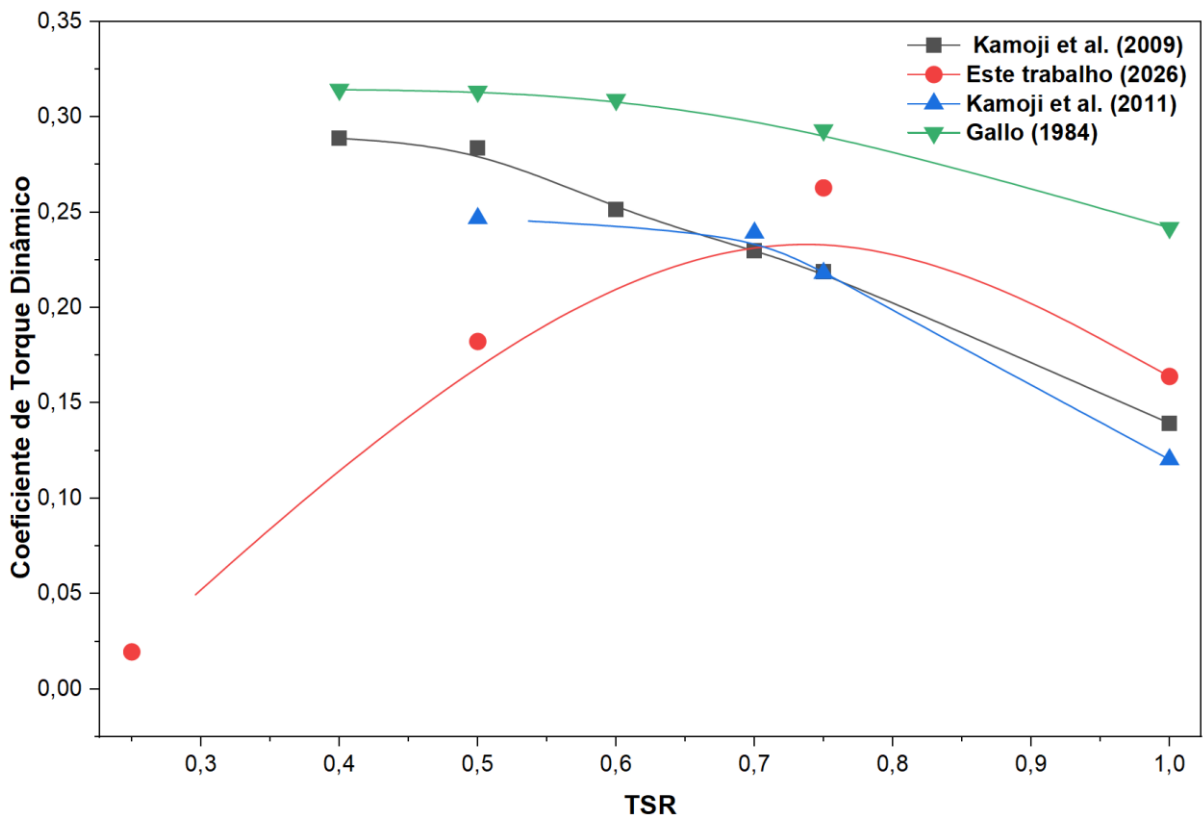
Em relação aos dados de Saha *et al.* (2008), observa-se maior discrepância, com valores experimentais sistematicamente inferiores na faixa comum de velocidades. Ainda assim, o formato da curva e a tendência global permanecem semelhantes. Em outras palavras, tanto no experimento quanto na simulação verifica-se sensibilidade análoga do torque à variação da velocidade do escoamento, indicando que o modelo numérico captura adequadamente o comportamento físico do rotor. A diferença em magnitude pode ser atribuída, principalmente, às diferenças geométricas entre as turbinas analisadas.

Assim, a concordância obtida com o estudo de geometria equivalente de Wenehenubun *et al.* (2015), aliada à compatibilidade de tendência observada em relação a Saha *et al.* (2008), fornece evidências de que o modelo numérico está adequadamente calibrado e validado para representar o torque da turbina Savonius nas condições consideradas, sustentando seu uso nas análises paramétricas e nas investigações desenvolvidas ao longo desta dissertação.

A validação do modelo numérico para a condição estática foi realizada por meio da comparação do coeficiente de torque estático (C_t) em função da posição angular do rotor. Essa abordagem é particularmente adequada para turbinas Savonius, pois o torque estático evidencia diretamente a assimetria aerodinâmica do rotor ao longo da rotação e permite verificar se o modelo reproduz corretamente as regiões angulares de maior e menor capacidade de geração de torque.

Os resultados numéricos do presente trabalho também foram comparados com dados experimentais obtidos em túnel de vento por Kamoji *et al.* (2009), Kamoji *et al.* (2011) e Gallo (1984), com o objetivo de avaliar a capacidade do modelo em reproduzir o comportamento do desempenho do rotor em função da razão de velocidade de ponta, conforme apresentado na Figura 23. De modo geral, observa-se que os valores obtidos numericamente apresentam mesma ordem de grandeza dos resultados reportados na literatura, o que constitui um indicativo relevante de consistência física do modelo empregado.

Figura 23 - Comparação do torque em função das razões de velocidade de ponta de pá



Fonte: Autoral

A comparação direta pôde ser realizada nas razões de velocidade de ponta iguais a 0,5; 0,75; e 1,0, que correspondem aos pontos em comum entre os estudos. Esses resultados mostram que, embora existam diferenças quantitativas, o modelo reproduz uma faixa compatível de desempenho e se mantém dentro da variabilidade esperada em comparações entre simulação numérica e ensaios experimentais. É importante destacar que os estudos de Kamoji *et al.* (2009) e Kamoji *et al.* (2011) não apresentam resultados para TSR igual a 0,25, de modo que não foi possível realizar validação direta nesse ponto.

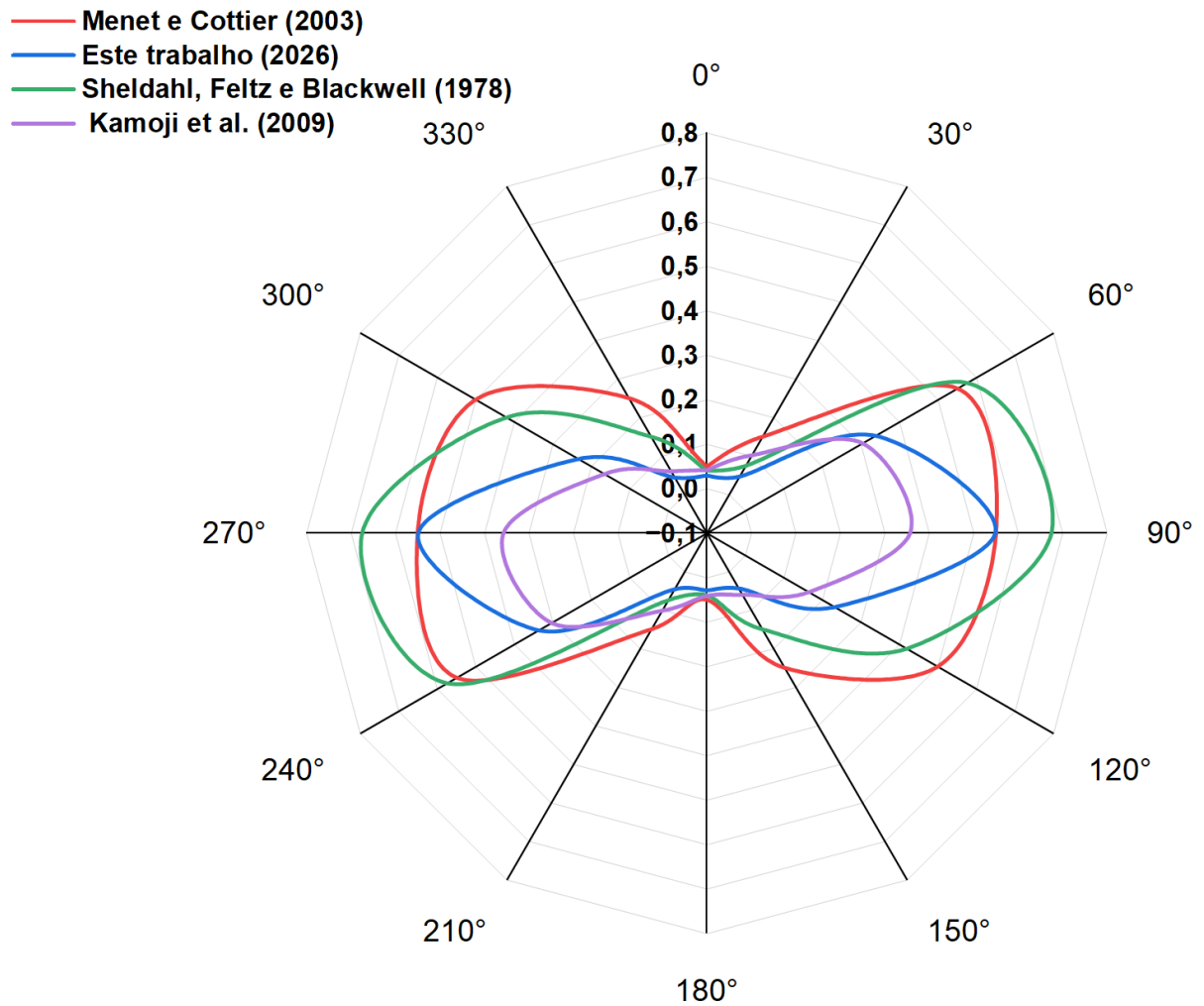
Considerando todas as comparações, apenas nos pontos em comum de TSR (0,5; 0,75; e 1,0), obteve-se um erro absoluto médio de aproximadamente 0,062 e um erro percentual absoluto médio (MAPE) de aproximadamente 26,7%. Esses valores indicam que, embora existam diferenças quantitativas entre os resultados, o modelo numérico apresenta concordância global satisfatória com os dados da literatura, especialmente por manter a ordem de grandeza e tendência de variação do coeficiente de torque dinâmico com a TSR.

As diferenças observadas entre os valores podem estar associadas a diversos fatores, tais como diferenças geométricas do rotor, condições de escoamento no túnel de vento, além de simplificações inerentes ao modelo numérico e incertezas experimentais de medição. Ainda assim, a proximidade de ordem de grandeza e a coerência do comportamento em pontos comuns de TSR indicam que o ensaio numérico apresenta validade satisfatória para a análise do comportamento aerodinâmico do rotor, sendo adequado para as análises paramétricas desenvolvidas neste trabalho.

Os resultados do presente trabalho foram comparados com dados da literatura reportados por Menet e Cottier (2003), Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978) e por Kamoji *et al.* (2009), conforme apresentado na Figura 24. Observa-se que o modelo numérico reproduz adequadamente a tendência global descrita nesses estudos, com valores reduzidos de coeficiente de torque estático (C_t) nas proximidades de 0° e 150° , elevação progressiva até a faixa de 60° a 90° e ocorrência do valor máximo nas proximidades de 90° , região em que a diferença de arrasto entre as pás é mais pronunciada e, conseqüentemente, o torque resultante tende a ser maior.

De modo geral, os valores simulados apresentam boa coerência na distribuição angular, reproduzindo a faixa de crescimento e a localização do pico observados nos estudos de referência. Em particular, na posição angular de 90° , o presente trabalho obteve C_t igual a 0,548, em excelente concordância com o valor de Menet e Cottier (2003), igual a 0,55, e mantendo a mesma tendência dos resultados de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), com C_t de 0,675, e Kamoji *et al.* (2009), com C_t de 0,357.

Figura 24 - Comparação do C_t estático para posição angular do rotor



Fonte: Autoral

Nas demais posições angulares, também se observa consistência qualitativa: os quatro conjuntos de dados indicam baixas magnitudes em 0° e 150°, crescimento em 30°, aumento significativo em 60° e valores elevados na região de 90°, seguido de queda em 120° e 150°. As diferenças em magnitude absoluta entre os estudos podem estar associadas a variações nas condições de ensaio, como geometria do rotor. Ainda assim, a concordância da tendência angular e a proximidade com valores de referência em posições críticas indicam que o modelo numérico empregado representa de forma satisfatória o mecanismo físico de variação do torque estático com o ângulo do rotor.

Ao longo das seis posições angulares avaliadas, obteve-se um erro absoluto médio de aproximadamente 0,105 e um erro percentual absoluto médio (MAPE) de aproximadamente

41,3%. Esses valores indicam discrepâncias quantitativas em magnitude, mas com manutenção da tendência global de variação angular do coeficiente de torque estático, o que sustenta a validação qualitativa do modelo numérico.

5.2 Avaliação do Torque Dinâmico

A avaliação do torque dinâmico no ANSYS Fluent© foi conduzida por meio de simulações transientes, nas quais o rotor Savonius opera com velocidade angular prescrita, enquanto o escoamento é definido por uma velocidade de entrada previamente estabelecida. Nesse procedimento, o solver calcula, a cada passo de tempo, as forças aerodinâmicas atuantes sobre as pás e o momento resultante em torno do eixo de rotação, permitindo a determinação do torque em diferentes condições operacionais, como razão de velocidade de ponta (TSR) e velocidade do vento.

Ressalta-se que essa estratégia numérica constitui uma abordagem controlada para isolar o efeito do escoamento sobre o desempenho do rotor; entretanto, pode gerar diferenças em relação ao comportamento observado em ensaios experimentais, nos quais a rotação é produzida e sustentada pelo próprio vento. Nessas condições, a velocidade angular resulta do equilíbrio entre torque aerodinâmico, inércia do sistema, perdas mecânicas e carga aplicada. Em contraste, na simulação com rotação prescrita, o rotor gira independentemente da capacidade instantânea do escoamento de fornecer torque, o que pode ocasionar pequenas discrepâncias nos valores obtidos. Ainda assim, por proporcionar um ambiente reproduzível e comparável entre diferentes configurações, essa metodologia é amplamente empregada na literatura para a análise do desempenho aerodinâmico e para a investigação de tendências relativas entre geometrias distintas.

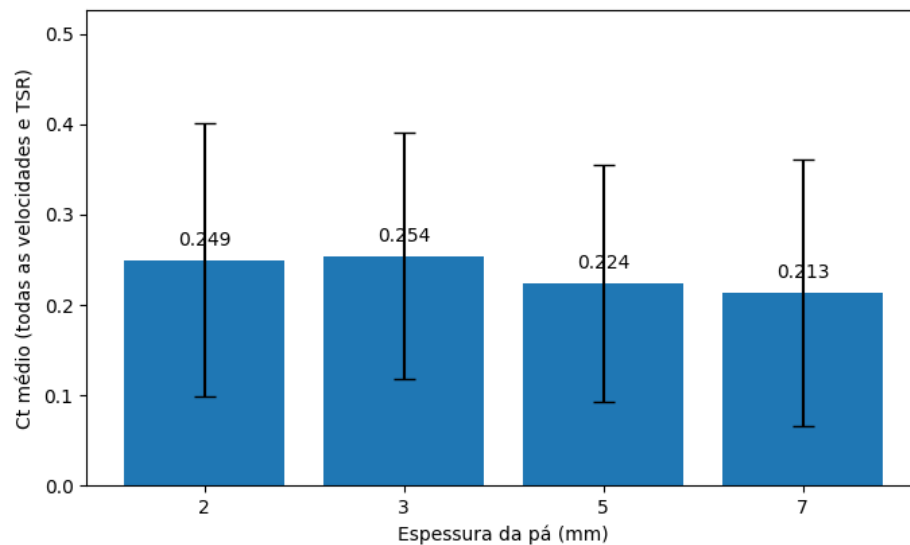
5.2.1 Coeficiente de torque dinâmico global

A análise do coeficiente de torque dinâmico global foi realizada considerando todas as combinações avaliadas no ensaio numérico para cada espessura de pá. Para estabelecer uma conclusão geral acerca da influência da espessura, os valores de C_t foram agrupados por espessura e comparados com base no desempenho médio, mantendo-se inalterados todos os parâmetros operacionais. Essa abordagem permite identificar a tendência predominante do comportamento do rotor, reduzindo a influência de variações pontuais

associadas a valores específicos de TSR (0,25; 0,50; 0,75) ou a velocidades isoladas (5; 6; 7; 8; 9 m/s).

Conforme apresentado na Figura 25, a espessura de 3 mm apresentou o melhor desempenho global. Ao se calcular a média de C_t para cada espessura, considerando todos os pontos avaliados, observa-se que a espessura de 3 mm fornece o maior valor médio, aproximadamente 0,254, seguida de perto pela espessura de 2 mm, com cerca de 0,250. Em contraste, espessuras maiores apresentam redução progressiva do coeficiente de torque, sendo que para 5 mm, o C_t médio diminui para aproximadamente 0,224, e, para 7 mm, ocorre nova redução, atingindo cerca de 0,213. Esses resultados indicam que há ganho de desempenho ao se elevar a espessura de 2 para 3 mm, entretanto, a partir desse ponto, o aumento para 5 e 7 mm conduz à diminuição de C_t . Globalmente, os dados apresentam um comportamento em forma de pico (curva em sino).

Figura 25 - C_t dinâmico global médio por espessura

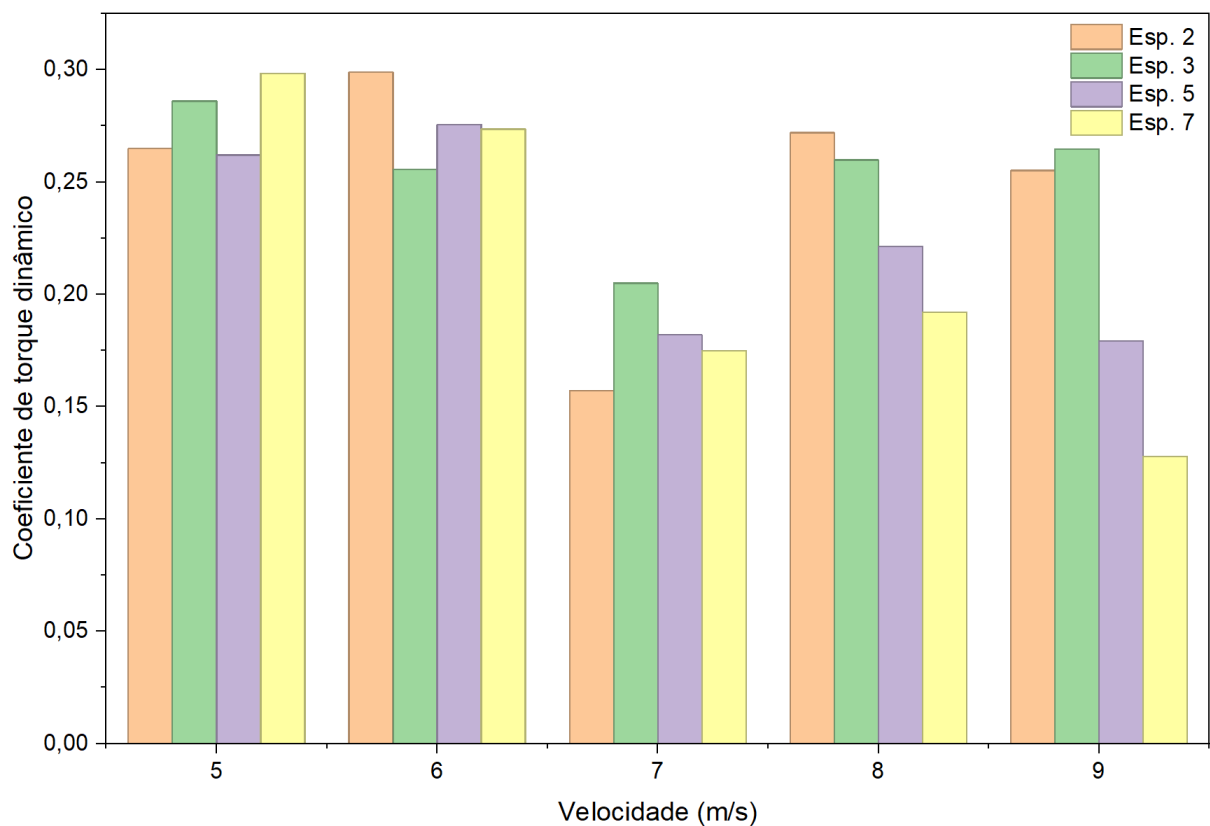


Fonte: Autoral

A análise dos valores médios do coeficiente de torque dinâmico por velocidade do vento indica que, de modo geral, as configurações mais favoráveis concentram-se na faixa de espessura entre 2 e 3 mm. Essa conclusão é sustentada principalmente pelos resultados obtidos em velocidades mais elevadas, nas quais espessuras maiores passam a apresentar queda sistemática de desempenho, conforme ilustrado na Figura 26. Para velocidade de

entrada de 8 m/s, a maior média de C_t ocorre para 2 mm, com desempenho muito próximo ao de 3 mm, enquanto as espessuras superiores já apresentam redução. Para 9 m/s, o melhor resultado é obtido com 3 mm, seguido por 2 mm, mantendo-se a tendência de diminuição de C_t para espessuras maiores. Assim, no regime de ventos mais intensos, torna-se evidente que o aumento da espessura tende a reduzir o coeficiente de torque médio, reforçando a preferência por pás mais finas (2 e 3 mm).

Figura 26 - Influência da espessura no C_t dinâmico global por velocidade vento



Fonte: Autoral

A principal exceção a esse comportamento ocorre para velocidade de entrada de 5 m/s, condição na qual a maior média de C_t foi obtida para a espessura de 7 mm. Ainda assim, o valor correspondente à espessura de 3 mm permanece relativamente próximo, indicando que a vantagem da pá mais espessa, embora existente, não é expressiva em relação à espessura intermediária. Esse resultado sugere que a condição de 5 m/s pode representar uma faixa de transição no comportamento aerodinâmico do rotor. Acima dessa faixa, as pás mais finas se

destacam de forma consistente; em torno de 5 m/s, por outro lado, pode emergir um possível benefício associado ao aumento da espessura, cuja caracterização demanda investigações adicionais.

Com base no conjunto completo de condições avaliadas nesta seção, conclui-se que a espessura de 3 mm é a mais adequada como referência de projeto para o rotor Savonius nas condições investigadas, por apresentar o maior coeficiente de torque dinâmico médio global, cerca de 0,254, e desempenho consistente ao longo da faixa operacional analisada. A configuração de 3 mm se destaca por manter resposta superior ou competitiva na maior parte das combinações de velocidade e TSR, sobretudo nas velocidades mais elevadas (8 e 9 m/s), que são mais sensíveis ao aumento da espessura. Em termos comparativos, a espessura de 3 mm apresenta desempenho médio aproximadamente 1,6% superior ao de 2 mm, 13,4% superior ao de 5 mm e 19,2% superior ao de 7 mm. Além disso, em relação à média global geral das espessuras avaliadas, a espessura de 3 mm apresenta valor médio cerca de 8% superior, evidenciando um equilíbrio aerodinâmico mais favorável em espessura intermediária e justificando sua adoção como espessura de referência para as análises subsequentes.

5.2.2 Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 5 m/s

Na Figura 27 são apresentados os valores do coeficiente de torque dinâmico (C_t) obtidos para a turbina Savonius operando com velocidade de vento de entrada igual a 5 m/s, em diferentes valores da razão de velocidade de ponta (TSR). De modo geral, observa-se aumento de C_t com o incremento da TSR até uma faixa de máximo. Para algumas configurações, em valores mais elevados de TSR, verifica-se redução do coeficiente. Esse comportamento é típico e está associado à variação do ângulo de incidência relativo, às mudanças nos padrões de separação do escoamento e ao equilíbrio entre as parcelas propulsora e resistiva do torque ao longo da rotação.

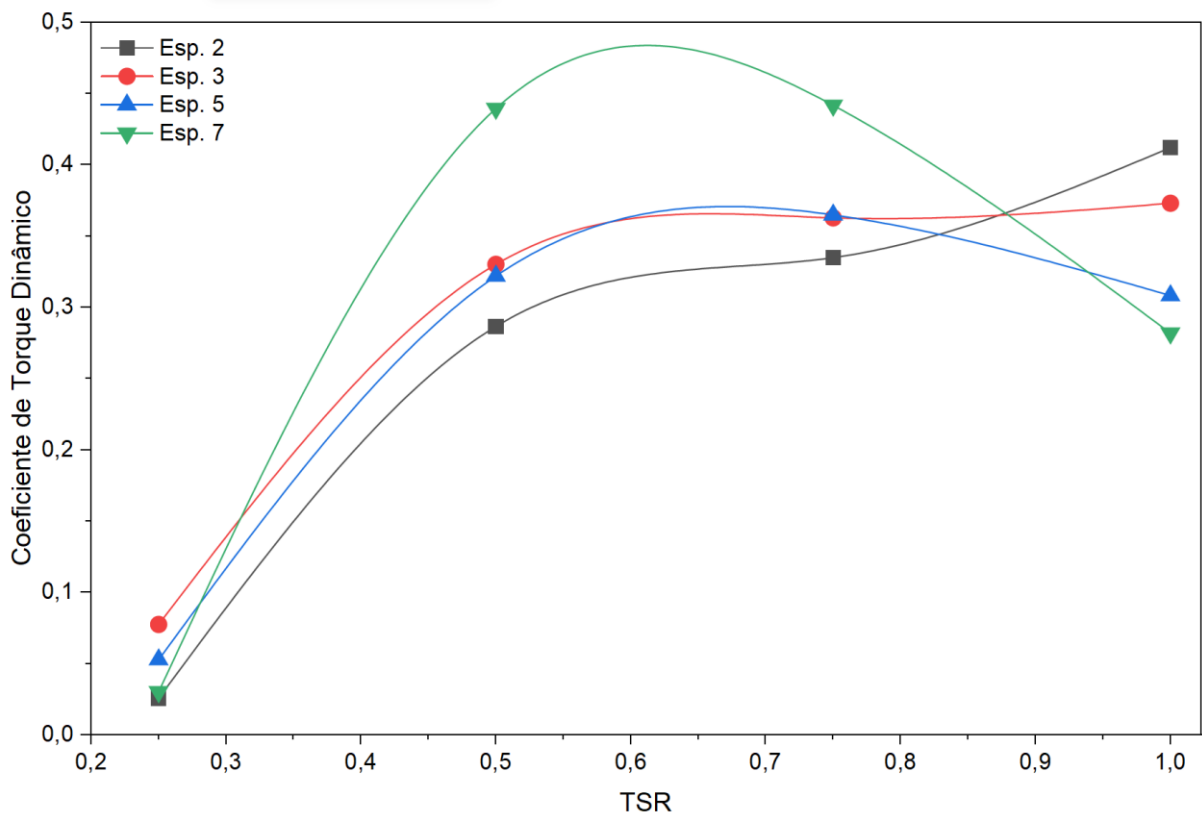
Para TSR igual a 0,25, os valores de C_t são reduzidos para todas as geometrias analisadas, com melhor desempenho para a espessura de 3 mm. Os menores resultados, nessa condição, são observados para as espessuras de 2 mm e 7 mm. Esse regime corresponde a uma condição de baixa rotação, na qual o rotor tende a operar com maior influência de efeitos resistivos e com menor aproveitamento aerodinâmico médio, o que reduz o torque útil.

Na faixa intermediária (TSR igual a 0,50 a 0,75), as diferenças entre as espessuras tornam-se mais pronunciadas. Nessa região, o rotor com espessura de 7 mm apresenta os

maiores valores de C_t , indicando que, para essa condição de velocidade de vento, essa geometria opera de forma mais favorável nesse intervalo de TSR.

Quando TSR de 1,0, observa-se mudança relevante no comportamento: as espessuras de 2 mm e 3 mm passam a apresentar os melhores resultados, enquanto as configurações de 5 mm e 7 mm exibem redução de desempenho. Esse resultado sugere que, em regimes de rotação mais elevados, espessuras maiores tendem a impor penalidades aerodinâmicas mais significativas, refletindo-se na diminuição do coeficiente de torque dinâmico.

Figura 27 - C_t em função da TSR para ($v = 5 \text{ m/s}$)



Fonte: Autoral

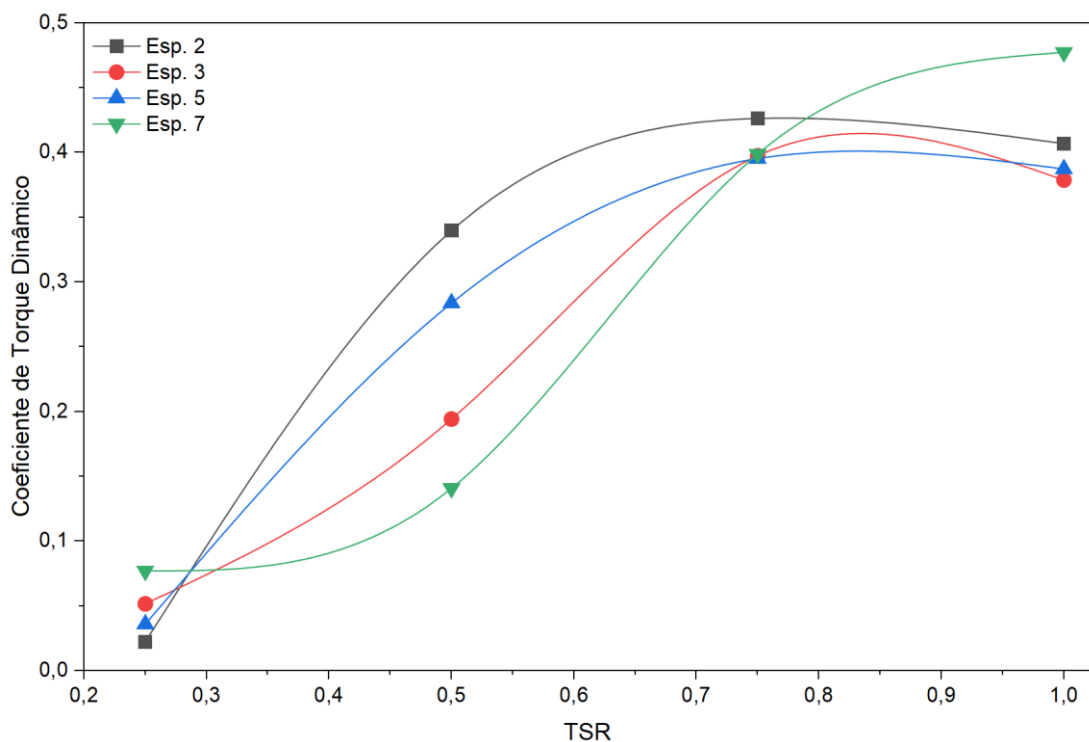
5.2.3 Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 6 m/s

Na Figura 28 observam-se os valores do coeficiente de torque dinâmico (C_t) para a turbina Savonius operando com velocidade de entrada de 6 m/s, em função da razão de velocidade de ponta (TSR).

Para TSR de 0,25, os valores de C_t permanecem reduzidos para todas as geometrias, porém a influência da espessura torna-se mais evidente. Nessa condição, a espessura de 7 mm apresenta o maior coeficiente de torque, seguida por 3 mm, 5 mm e 2 mm. Esse resultado sugere que, em regime de rotação muito baixa, o aumento da espessura pode favorecer a geração de torque, possivelmente em função da intensificação da assimetria de forças entre a pá de avanço e a pá de retorno.

Na faixa intermediária de TSR, observa-se uma inversão relevante em relação ao caso de 5 m/s, a espessura de 2 mm passa a apresentar o melhor desempenho. Esse comportamento indica que, nessa condição operacional, espessuras maiores tendem a intensificar perdas aerodinâmicas de forma mais significativa, reduzindo o torque médio resultante.

Figura 28 - C_t em função da TSR para ($v = 6$ m/s)



Fonte: Autoral

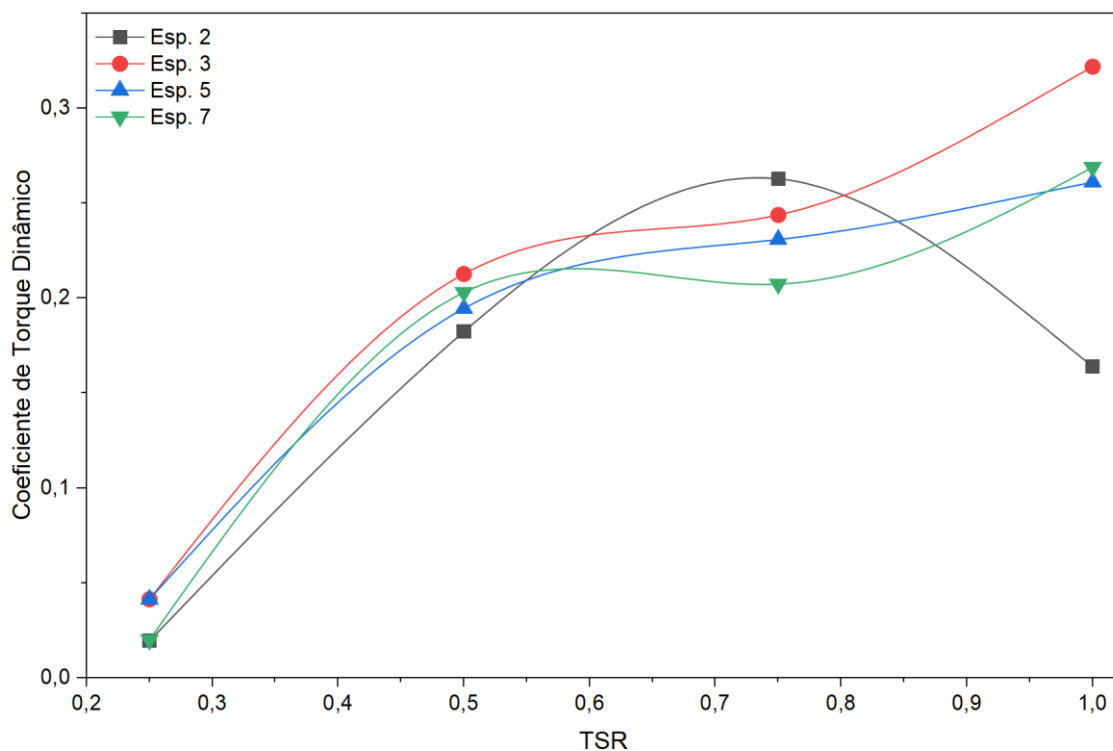
Para TSR igual a 1,0, verifica-se que a espessura de 7 mm atinge o maior valor de C_t , superando as demais configurações, enquanto a espessura de 2 mm apresenta leve redução

em relação ao pico observado em TSR intermediária. Esse resultado indica que, em rotações mais elevadas, a pá mais espessa pode voltar a se mostrar vantajosa, possivelmente por alterar o balanço entre a produção de torque na pá de avanço e as perdas associadas à pá de retorno, deslocando a condição de melhor desempenho para valores mais altos de TSR.

5.2.4 Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 7 m/s

Na Figura 29 são apresentados os valores do coeficiente de torque dinâmico (C_t) para a turbina Savonius operando com velocidade de entrada de 7 m/s, em função da razão de velocidade de ponta (TSR).

Figura 29 - C_t em função da TSR para ($v = 7$ m/s)



Fonte: Autoral

Para TSR de 0,25, os valores de C_t são reduzidos para todas as geometrias, com as espessuras de 3 mm e 5 mm apresentando os maiores resultados. Essa condição reforça que, em regime de baixa rotação, o torque médio é limitado e as variações geométricas tendem a produzir diferenças de desempenho menos pronunciadas.

Para TSR intermediário, igual a 0,50, verifica-se aumento consistente de C_t para todas as espessuras, com destaque para 3 mm e 7 mm. Nessa condição, as diferenças entre as geometrias são relativamente pequenas, indicando um regime em que o desempenho se torna mais homogêneo entre as espessuras avaliadas.

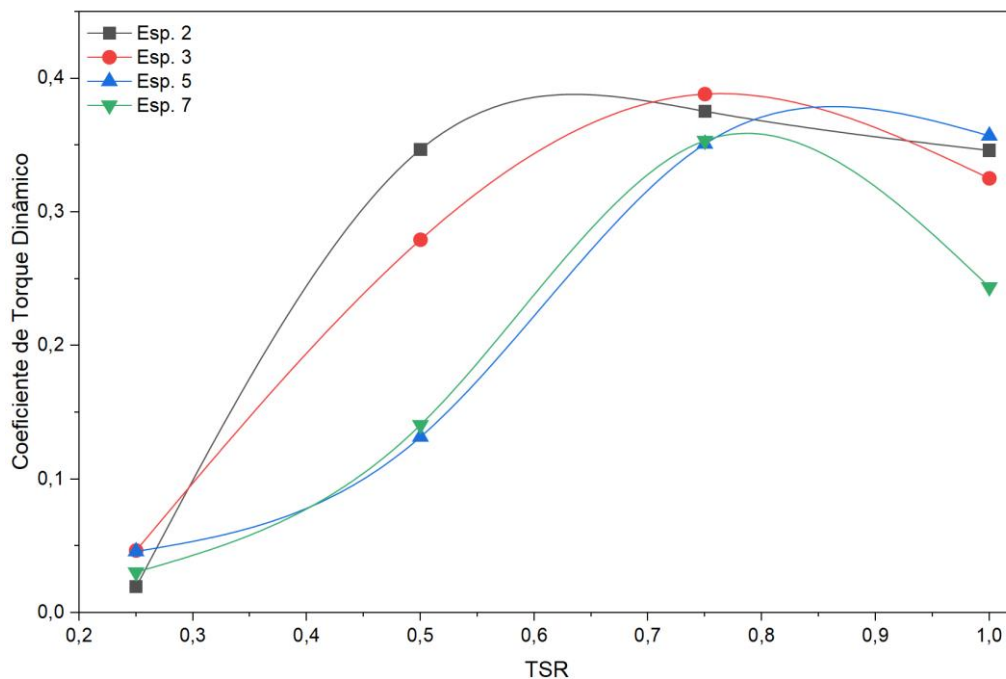
Em TSR de 0,75, observa-se que a espessura de 2 mm apresenta o maior valor de C_t , seguida por 3 mm e 5 mm, enquanto a espessura de 7 mm apresenta o menor desempenho. Esse resultado sugere que, para essa velocidade e nessa faixa de TSR, a redução da espessura favorece a geração de torque.

Por fim, para TSR elevado, igual a 1,0, a espessura de 3 mm passa a apresentar o maior C_t , indicando deslocamento da condição de melhor desempenho para uma espessura intermediária nessa condição operacional.

5.2.5 Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 8 m/s

Observam-se na Figura 30 os valores do coeficiente de torque dinâmico (C_t) obtidos para a turbina Savonius operando com velocidade de entrada de 8 m/s, em função da razão de velocidade de ponta (TSR).

Figura 30 - C_t em função da TSR para ($v = 8$ m/s)



Fonte: Autoral

Para baixos valores de TSR, os valores de C_t permanecem reduzidos para todas as configurações avaliadas, com leve destaque para a espessura de 3 mm. Esse comportamento é compatível com o regime de baixa rotação, no qual o torque médio tende a ser limitado.

Para TSR de 0,50, observa-se uma separação mais nítida entre as geometrias. Nessa condição, a espessura de 2 mm apresenta o maior valor de C_t , seguida por 3 mm, enquanto as espessuras de 5 mm e 7 mm exibem desempenho inferior.

Em TSR igual a 0,75, os resultados tornam-se novamente mais próximos, indicando uma condição operacional mais estável e menos sensível à variação da espessura. Ainda assim, a espessura de 3 mm apresenta o maior valor de C_t .

Quando TSR sendo de 1,0, verifica-se nova mudança no comportamento, com a espessura de 5 mm apresentando o maior C_t , seguida por 2 mm e 3 mm, enquanto a espessura de 7 mm apresenta queda acentuada de desempenho. Esse resultado indica que, para essa velocidade de vento e em regime de rotação mais elevado, a espessura intermediária de 5 mm pode proporcionar condição aerodinâmica mais favorável, ao passo que o aumento excessivo da espessura tende a penalizar o torque dinâmico.

5.2.6 Coeficiente de torque dinâmico para velocidade igual a 9 m/s

Na Figura 31 são apresentados os valores do coeficiente de torque dinâmico (C_t) para a turbina Savonius operando com velocidade de entrada de 9 m/s, em função da razão de velocidade de ponta (TSR).

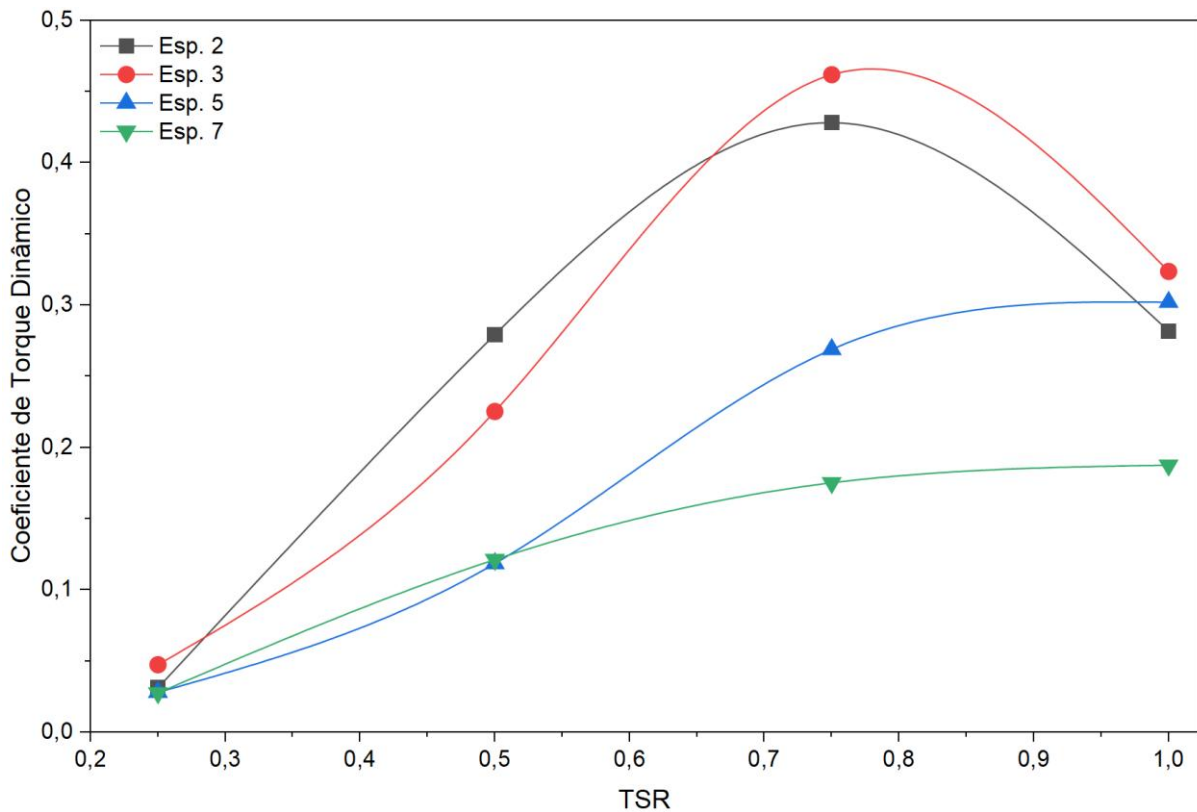
Para TSR igual a 0,25, os valores de C_t são reduzidos para todas as espessuras avaliadas, com leve vantagem para a espessura de 3 mm. Em TSR de 0,50, observa-se aumento de C_t para todas as geometrias; entretanto, a espessura de 2 mm apresenta o maior valor, seguida pela espessura de 3 mm.

Para TSR igual a 0,75, a diferença entre as configurações torna-se mais pronunciada. Nessa condição, a espessura de 3 mm atinge o maior valor de C_t , seguida por 2 mm, enquanto a espessura de 7 mm apresenta o menor desempenho.

Para TSR de 1,0, observa-se redução de C_t para as espessuras de 2 mm e 3 mm, indicando que, para essa condição de velocidade de vento, o ponto de máximo desempenho ocorre em TSR igual a 0,75. Esse comportamento sugere que, acima dessa faixa, o aumento

da velocidade de rotação passa a intensificar efeitos aerodinâmicos desfavoráveis, reduzindo o torque dinâmico médio.

Figura 31 - C_t em função da TSR para ($v = 9 \text{ m/s}$)



Fonte: Autoral

5.3 Avaliação do Torque Estático

A avaliação do torque estático foi conduzida no ANSYS Fluent®, por meio de simulações em regime permanente, nas quais o rotor Savonius é mantido fixo em posições angulares específicas em relação à direção do escoamento. Para cada ângulo analisado, impõe-se a velocidade de entrada do vento, e o solver calcula os campos de pressão e velocidade ao redor das pás até a convergência, permitindo a determinação do momento aerodinâmico resultante em torno do eixo de rotação. Esse procedimento é repetido para as diferentes posições angulares e espessuras de pá, possibilitando a obtenção da curva de torque estático ao longo de uma rotação.

Essa abordagem é adequada para caracterizar a distribuição angular do torque, identificando regiões de máximos e mínimos e permitindo discutir a capacidade de auto partida do rotor. Contudo, por se tratar de uma modelagem em regime permanente, os resultados não contemplam efeitos transientes associados à interação dinâmica entre o escoamento e a rotação do rotor, os quais podem influenciar o comportamento instantâneo do torque em operação real. Ainda assim, por fornecer uma base comparativa direta entre geometrias e por ser amplamente empregada na literatura, essa metodologia mostra-se apropriada para quantificar o comportamento estático e subsidiar a interpretação dos mecanismos aerodinâmicos responsáveis pela geração de torque em diferentes orientações do rotor.

5.3.1 Coeficiente de torque estático global

A partir dos resultados obtidos para velocidades de entrada entre 5 e 9 m/s, foi possível identificar, para cada posição angular, a espessura de pá que apresenta maior coeficiente de torque estático (C_t) de forma recorrente. Essa análise evidencia que a espessura de melhor desempenho depende da posição angular do rotor, isto é, a configuração que maximiza o torque em uma orientação específica não necessariamente mantém essa superioridade ao longo de todo o ciclo, conforme mostrado na Figura 32.

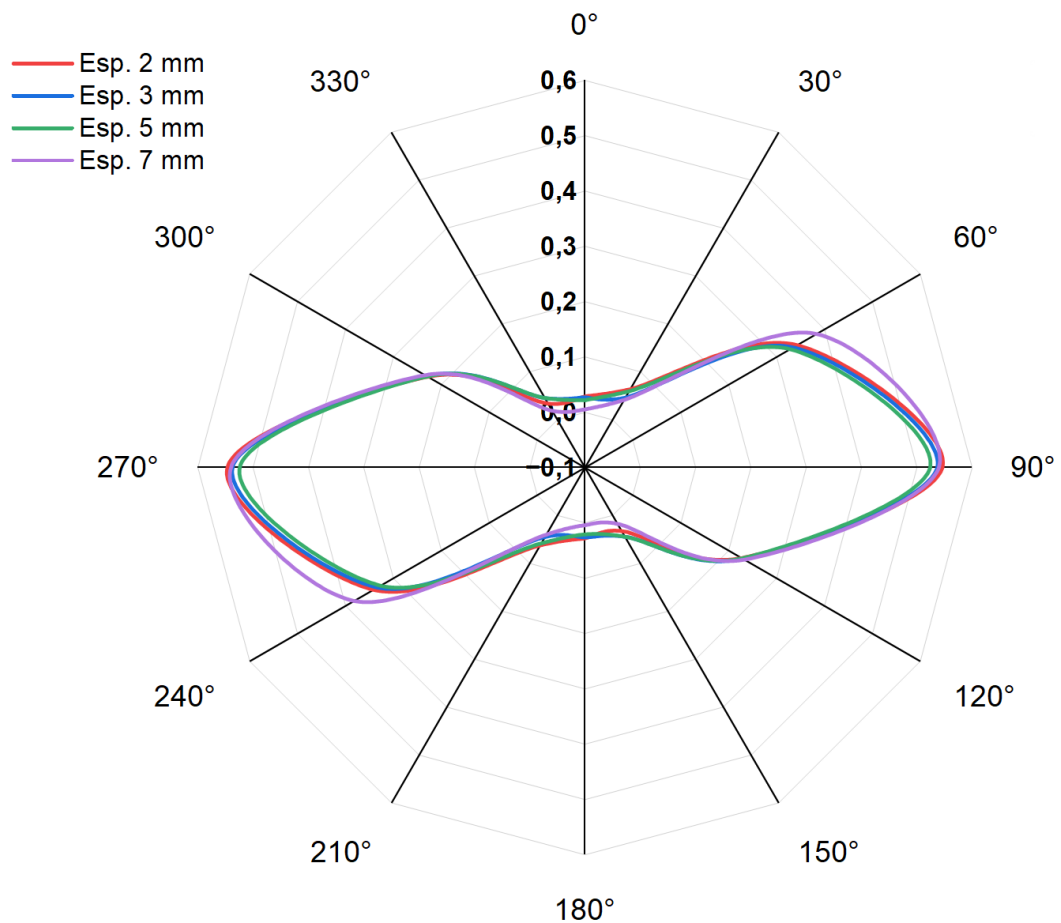
Nos ângulos iniciais do ciclo, associados aos menores níveis de torque estático, observa-se predominância de pás mais finas. Em 0° , a espessura de 2 mm apresenta a melhor resposta média, enquanto a espessura de 7 mm fornece o menor valor, resultando em diferença de 82,1% em relação ao melhor resultado, o que evidencia elevada sensibilidade da resposta à espessura nessa posição.

Em 30° , a superioridade da espessura de 2 mm se mantém, sendo essa configuração a de maior torque estático em todas as velocidades avaliadas, o que indica maior capacidade de geração de momento nessa região do ciclo. Novamente, a espessura de 7 mm apresenta desempenho 36,5% inferior ao melhor resultado, configurando-se como o pior desempenho. Esses resultados indicam que, nessa faixa angular, a redução da espessura tende a favorecer a geração de torque.

Em ângulos intermediários, o comportamento se modifica e as diferenças entre espessuras tornam-se menos pronunciadas. Em 60° , a espessura de 7 mm apresenta o maior valor médio, enquanto 5 mm apresenta o menor, com diferença relativa de 14,6% em relação ao melhor resultado. Embora ainda exista hierarquia entre as espessuras, a dispersão é

moderada, sugerindo menor dependência do torque estático em relação à espessura quando comparada aos ângulos de vale.

Figura 32 - C_t estático global em função da posição angular



Fonte: Autoral

No pico típico de torque, em 90°, a espessura de 2 mm volta a apresentar o maior valor médio. Entretanto, a variação entre as configurações é reduzida: a diferença entre o melhor resultado (2 mm) e o pior (5 mm) é de apenas 4,0%, indicando que, nessa condição aerodinamicamente favorável, a espessura exerce influência limitada sobre o valor médio de C_t .

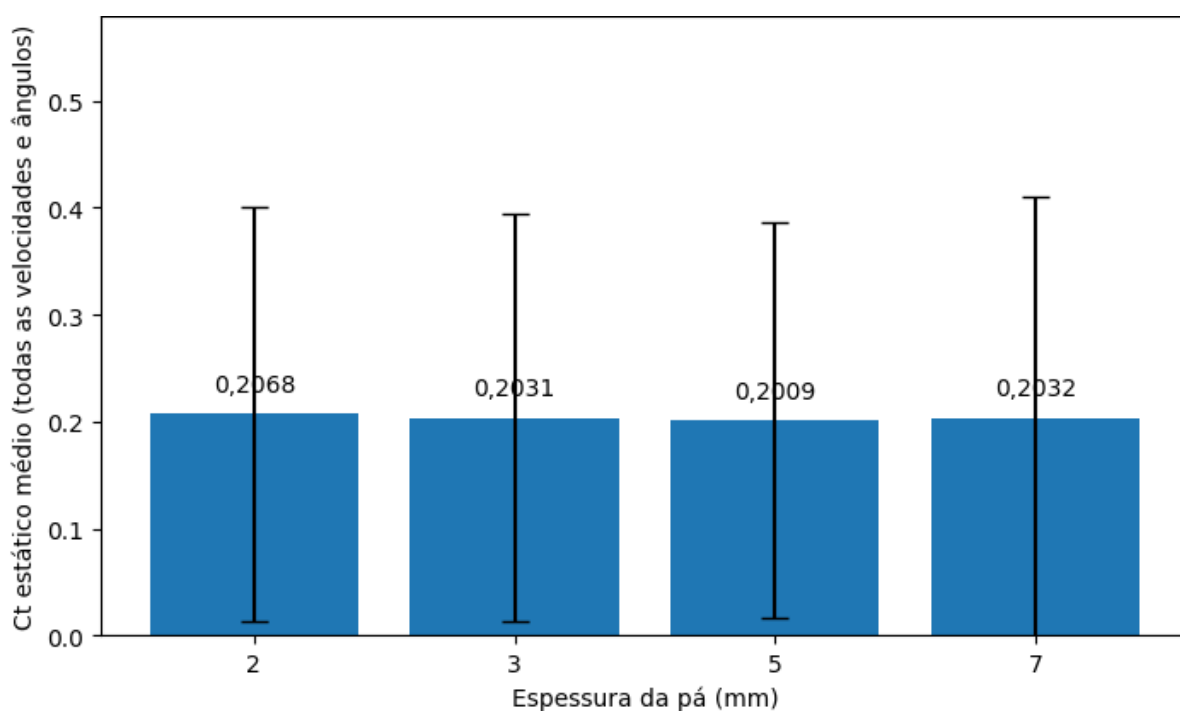
Após o pico, em 120°, a influência da espessura torna-se ainda menos relevante. O melhor desempenho médio ocorre para 7 mm e o pior para 2 mm, mas a diferença relativa é

de apenas 2,15%, caracterizando a menor sensibilidade à espessura entre os ângulos avaliados.

Por fim, em 150°, observa-se predominância de espessuras intermediárias, com 3 mm e 5 mm apresentando os maiores valores médios, enquanto 7 mm permanece como a pior resposta. A diferença relativa entre o melhor e o pior resultado é de 60,0%, sugerindo que espessuras intermediárias contribuem para atenuar o vale de torque nessa posição, ao passo que o aumento excessivo da espessura tende a penalizar o desempenho.

De forma global, a influência da espessura da pá sobre o coeficiente de torque estático médio mostrou-se pouco pronunciada, conforme ilustrado na Figura 33. Os valores médios obtidos a partir do conjunto completo de condições avaliadas permanecem muito próximos entre si. Essa diferença corresponde a uma variação relativa de aproximadamente 3% em relação ao maior valor médio.

Figura 33 – Coeficiente de torque estático médio por espessura



Fonte: Autoral

Esses resultados indicam que, quando o torque estático é analisado de forma agregada ao longo das condições operacionais consideradas, a espessura da pá não altera de maneira significativa o nível médio de Ct. Assim, o efeito da espessura manifesta-se de forma mais

dependente da posição angular e da velocidade de entrada do que como uma tendência dominante no comportamento médio global do torque estático.

Conclui-se que a espessura de 2 mm é a mais adequada para representar o melhor desempenho estático médio entre as geometrias analisadas. Essa escolha se justifica por combinar melhor resposta nos ângulos críticos de partida (0° e 30°) e também no pico de torque (90°), ainda que a influência da espessura sobre o valor médio global de C_t estático seja relativamente pequena. Em termos comparativos, a espessura de 2 mm apresenta valor médio de C_t estático de aproximadamente 0,207, o que corresponde a desempenho cerca de 2% superior ao de 3 mm ($\approx 0,203$), 3% superior ao de 5 mm ($\approx 0,201$) e 2% superior ao de 7 mm ($\approx 0,203$). Além disso, em relação à média global geral de todas as espessuras avaliadas, a espessura de 2 mm apresenta valor médio aproximadamente 1,7% superior, o que reforça sua adoção como referência quando o objetivo é maximizar o torque estático médio global.

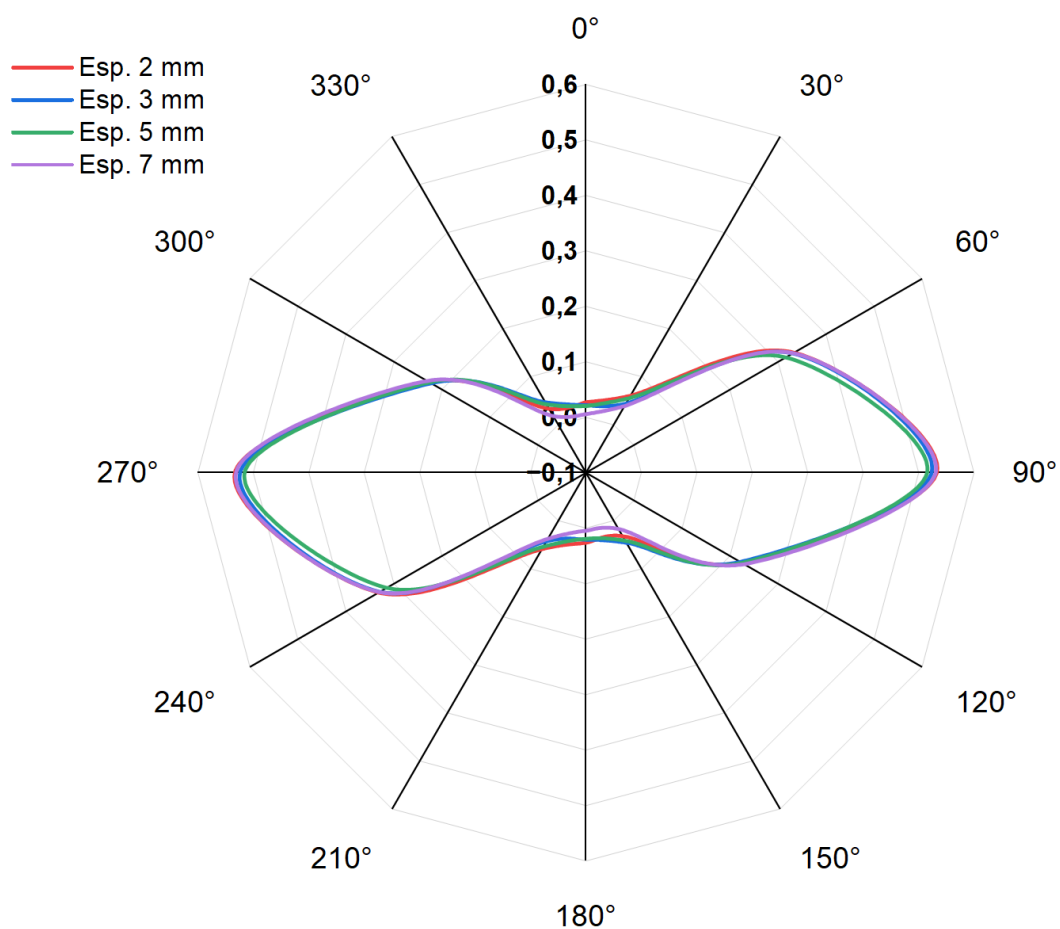
5.3.2 Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 5 m/s

Para a velocidade de entrada de 5 m/s, os resultados do coeficiente de torque estático (C_t) em função da posição angular do rotor Savonius, apresentados na Figura 34, permitem avaliar de que forma a espessura da pá influencia o comportamento do torque ao longo do ciclo.

Nos ângulos iniciais, em que o torque é naturalmente reduzido, observa-se maior sensibilidade à espessura da pá. Em 0° , por exemplo, as pás mais finas apresentam maiores valores de torque, enquanto a pá mais espessa sofre queda acentuada de desempenho. Esse resultado indica que o aumento excessivo da espessura penaliza o torque em condições críticas, ampliando a região de baixa geração de momento.

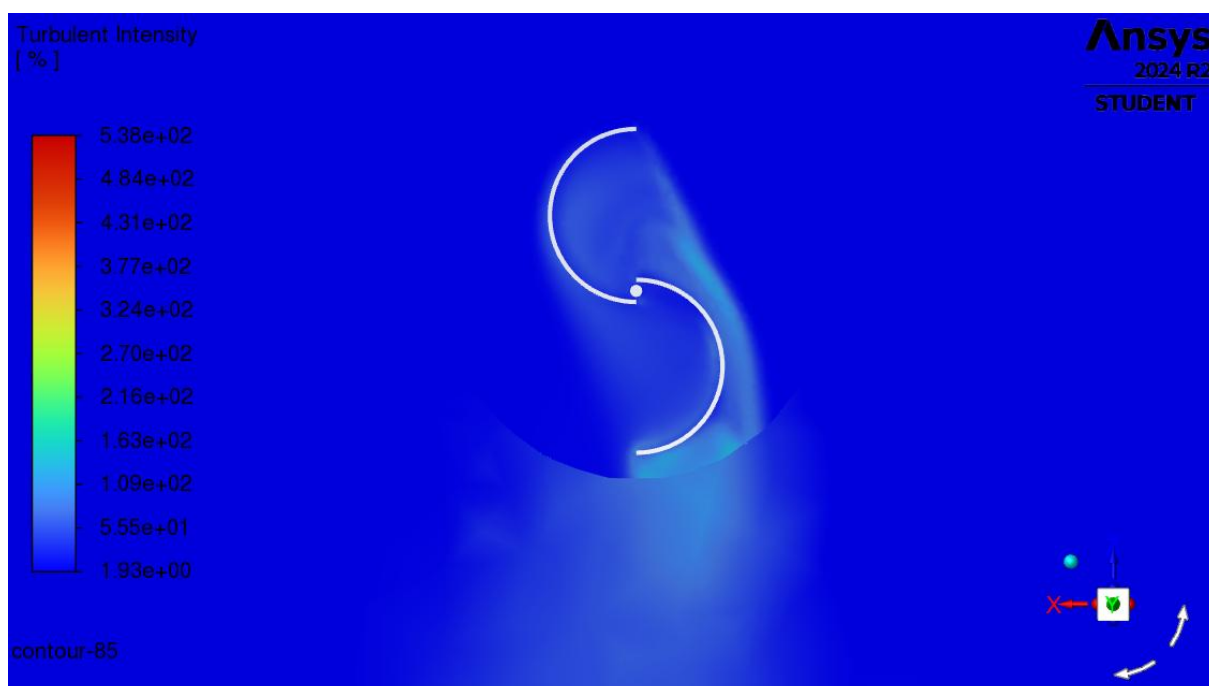
A análise dos campos de intensidade de turbulência nas Figura 35 e na Figura 36 corrobora essa interpretação. Em ambos os casos, o padrão global é semelhante, com regiões de maior intensidade concentradas nas bordas das pás e na esteira a jusante, onde há recirculação do escoamento. Entretanto, para a pá de maior espessura, observam-se níveis mais elevados de intensidade de turbulência e uma região perturbada mais extensa, indicando maior formação de vórtices e maior dissipação de energia. Esse aumento da turbulência sugere que uma parcela mais significativa da energia cinética do vento, em vez de ser convertida em trabalho útil na forma de torque, é transferida para flutuações turbulentas e posteriormente dissipada, reduzindo o aproveitamento energético do rotor.

Figura 34 - C_t estático em função da posição angular ($v = 5$ m/s)



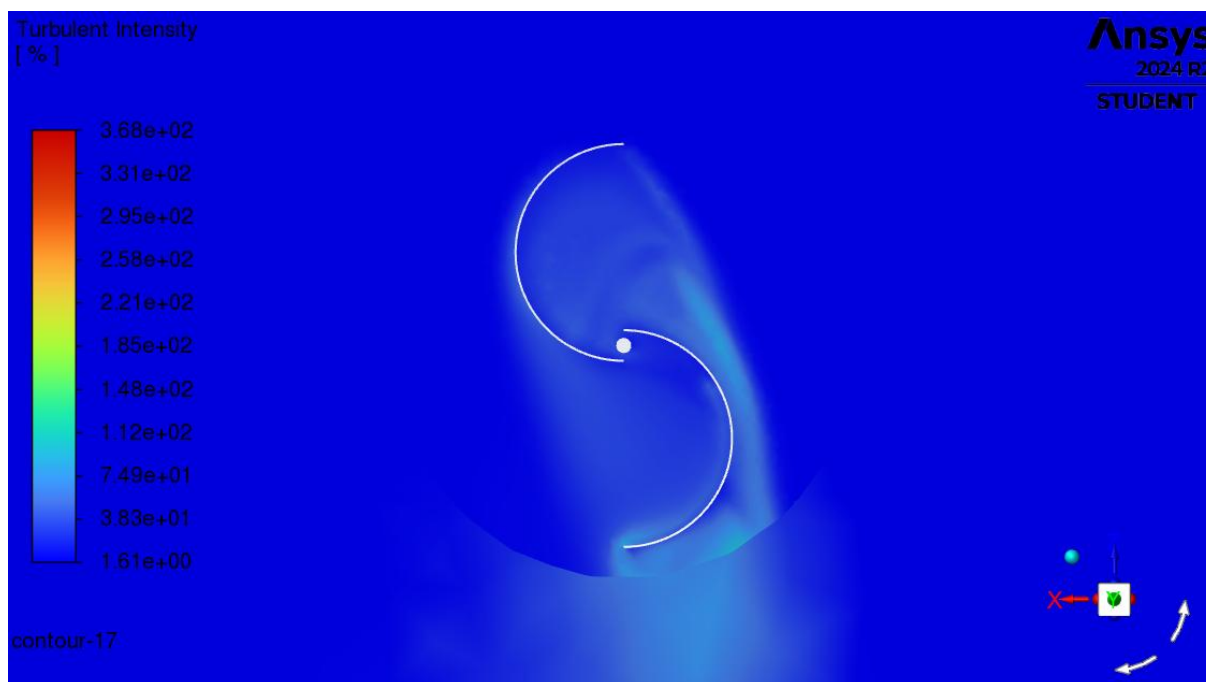
Fonte: Autoral

Figura 35 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 0° e $v = 5$ m/s



Fonte: Autoral

Figura 36 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 0° e $v = 5$ m/s



Fonte: Autoral

Na posição angular de 30°, a mesma tendência se mantém, com a espessura de 2 mm apresentando os melhores resultados, seguida por 5 mm, enquanto 3 mm e 7 mm exibem desempenho inferior. Assim, na faixa angular de partida (0° a 30°), espessuras maiores tendem a ser desfavoráveis, ao passo que pás mais finas preservam melhor o torque.

À medida que o rotor se aproxima de uma região aerodinamicamente mais favorável, em 60°, as diferenças entre as espessuras tornam-se menos pronunciadas, e os valores de C_t convergem para um patamar próximo. Nessa condição, o efeito da espessura passa a ser menos dominante. Ainda assim, a espessura de 2 mm mantém o maior valor, com a configuração de 7 mm apresentando resultado muito próximo.

No pico típico do ciclo, em 90°, a tendência volta a favorecer espessuras menores, com a pá de 2 mm apresentando o maior torque. Embora as diferenças absolutas sejam menores do que em 0°, esse resultado indica que, mesmo em uma condição altamente favorável à geração de torque, pás mais finas ainda proporcionam melhor desempenho, enquanto espessuras maiores introduzem perdas aerodinâmicas que reduzem, ainda que de forma discreta, o momento resultante.

Após o pico, em 120°, observa-se nova convergência entre as configurações: as espessuras de 2 mm e 5 mm apresentam valores equivalentes, 3 mm permanece muito próxima, e 7 mm passa a apresentar o maior valor. Esse comportamento sugere que, na

região pós-pico, uma pá mais espessa pode contribuir para sustentar o torque em patamar ligeiramente superior, atenuando sua queda nessa etapa do ciclo.

Por fim, em 150° , correspondente a um novo vale de torque, o melhor desempenho não ocorre para a espessura de 2 mm, mas para espessuras intermediárias, especialmente 3 mm e 5 mm, enquanto 7 mm permanece como a pior configuração. Esse resultado indica que, em ângulos finais desfavoráveis, existe uma condição intermediária mais adequada, sendo que a pá não deve ser excessivamente fina, para evitar redução do torque nesse vale, nem excessivamente espessa, condição que continua penalizando o desempenho.

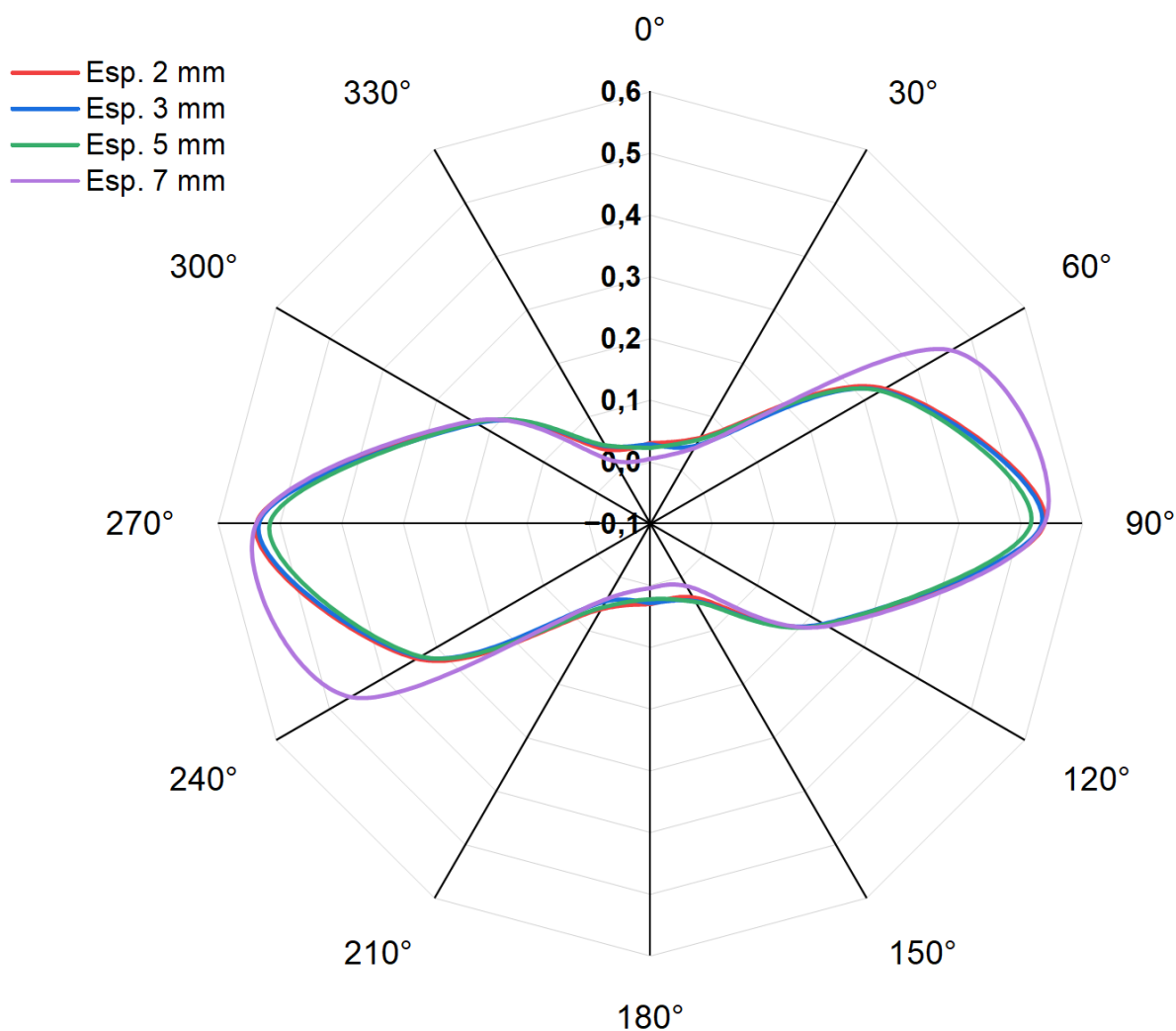
5.3.3 Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 6 m/s

Conforme apresentado na Figura 37, nos ângulos iniciais (0° e 30°), que são críticos para a auto partida por apresentarem torque naturalmente reduzido, observa-se penalização clara para a maior espessura de pá. Em 0° , as espessuras de 2 mm e 3 mm apresentam os maiores valores de coeficiente de torque estático (C_t), enquanto a espessura de 7 mm permanece significativamente inferior. Esse resultado confirma que o aumento excessivo da espessura tende a aprofundar o vale de torque em 0° , reduzindo a disponibilidade de momento em uma orientação já desfavorável.

Em 30° , a tendência permanece semelhante: a espessura de 2 mm fornece o maior torque, seguida por 5 mm, enquanto 3 mm e 7 mm apresentam valores inferiores. Portanto, na faixa angular inicial, pás mais finas continuam sendo mais favoráveis para elevar o torque disponível.

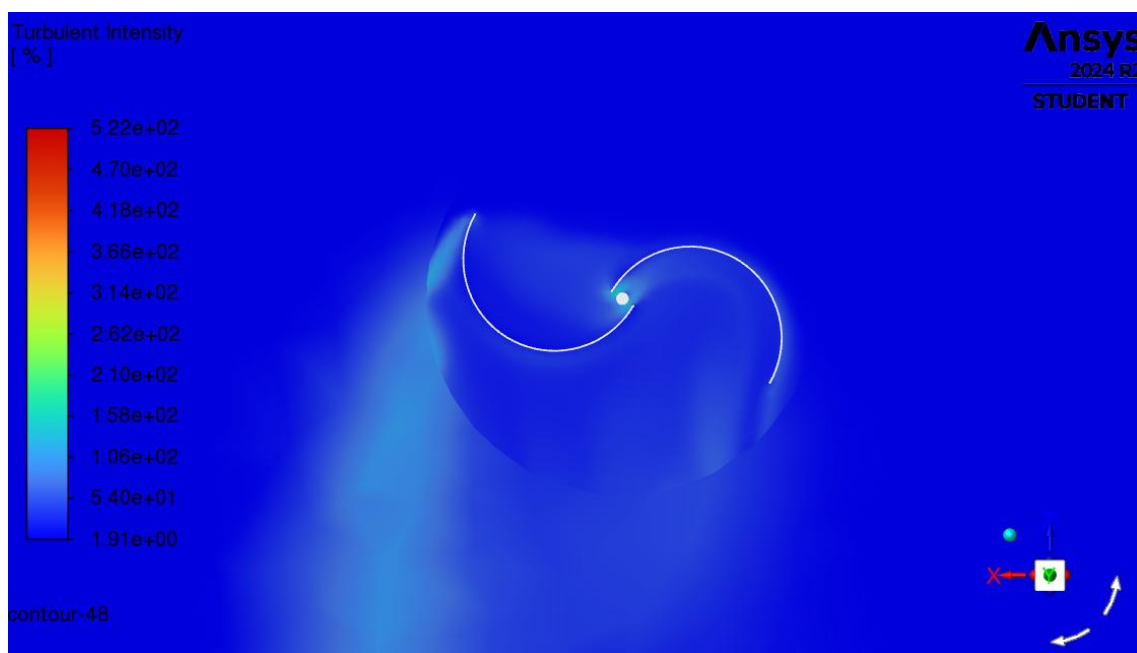
Em 60° , a sensibilidade à espessura se manifesta de forma distinta. Enquanto as espessuras de 2 mm, 3 mm e 5 mm permanecem com valores próximos entre si, a espessura de 7 mm apresenta aumento expressivo, destacando-se como a melhor configuração nesse ângulo. Esse comportamento sugere que, em uma posição angular mais favorável, o acréscimo de espessura pode modificar o carregamento aerodinâmico de modo a elevar significativamente o momento resultante, tornando-se vantajoso em regiões intermediárias do ciclo. Entretanto, o contraste com os resultados de 0° e 30° evidencia que esse benefício não é generalizável ao ciclo completo, uma vez que a mesma espessura que melhora o torque em 60° também penaliza o desempenho em ângulos críticos de baixo torque.

Figura 37 - C_t estático em função da posição angular ($v = 6 \text{ m/s}$)

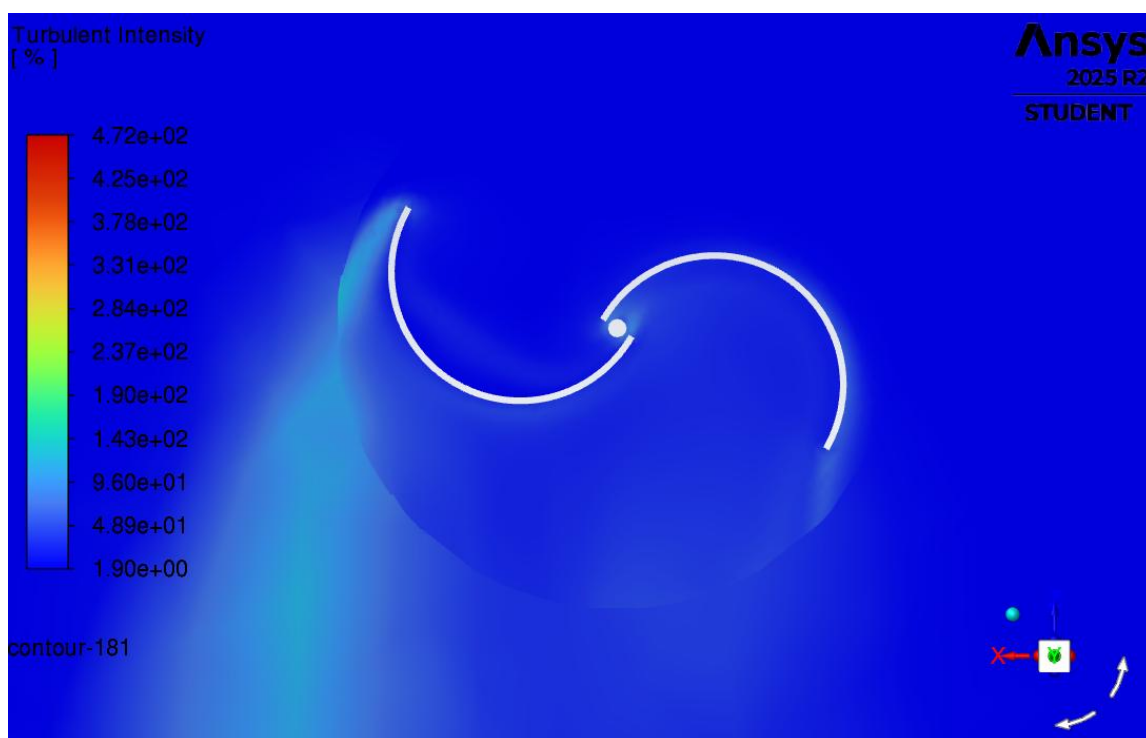


Fonte: Autoral

Na Figura 38 e na Figura 39 são apresentados os contornos de intensidade de turbulência para a posição angular de 60°. Em ambos os casos, observa-se padrão global semelhante: a região de escoamento livre mantém baixos níveis de turbulência, enquanto os maiores valores concentram-se nas proximidades do rotor, especialmente ao longo das bordas das pás, nas camadas de cisalhamento associadas à separação do escoamento e na esteira imediatamente a jusante. Esse comportamento é consistente com a dinâmica aerodinâmica do rotor Savonius, na qual a geração de vórtices e a interação entre a esteira e as pás influenciam diretamente o torque resultante.

Figura 38 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 60° e $v = 6$ m/s

Fonte: Autoral

Figura 39 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 60° e $v = 6$ m/s

Fonte: Autoral

Para a pá de 7 mm, a combinação entre a maior espessura, a sobreposição das pás e a presença do eixo tende a atuar como barreira física à transferência de escoamento/turbulência pela região interna do rotor, reduzindo a intensidade do vazamento interno. Esse efeito favorece a manutenção de um campo de pressão mais favorável sobre a pá de avanço, aumentando o diferencial de pressão responsável pelo torque aerodinâmico, mesmo que a esteira externa apresente níveis mais elevados de turbulência.

Para as pás mais finas, a passagem efetiva na região de sobreposição é maior, favorecendo a formação de um jato interno que atravessa o rotor, visível nas regiões em tonalidade ciano. Esse jato intensifica a turbulência na região interna e pode reduzir a pressão efetiva na face côncava da pá de avanço, diminuindo o torque positivo. Por outro lado, as figuras também indicam que o aumento da espessura promove maior turbulência no escoamento a jusante do rotor, especialmente na esteira e nas regiões de separação.

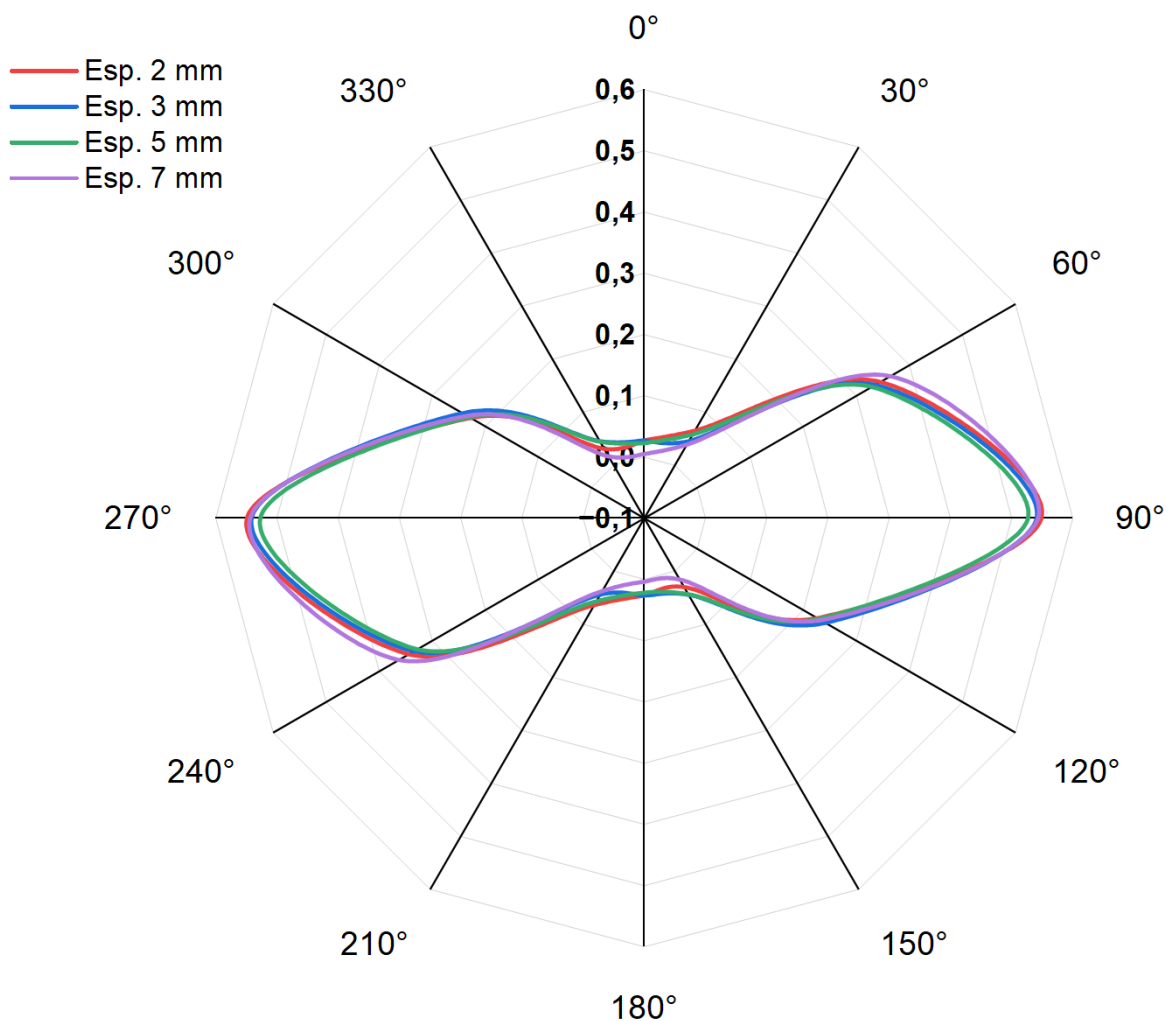
No pico em 90° , os resultados voltam a indicar baixa diferença relativa entre as espessuras. As configurações de 2 mm e 7 mm apresentam os maiores valores de C_t , seguidas por 3 mm, enquanto 5 mm mantém o menor coeficiente de torque. Isso indica que, em uma orientação altamente favorável, as variações de espessura influenciam o torque de maneira mais sutil, embora ainda se observe desempenho ligeiramente inferior para a espessura intermediária de 5 mm.

Após o pico, em 120° , ocorre nova convergência entre as curvas: os valores de C_t permanecem próximos para 2 mm, 3 mm e 5 mm, enquanto 7 mm apresenta ganho pequeno, porém consistente, sugerindo maior capacidade de sustentar o torque na região pós-pico.

Por fim, em 150° , que representa outro vale relevante do ciclo, o melhor desempenho volta a ocorrer para espessuras intermediárias (5 mm e 3 mm), que superam a configuração de 2 mm, enquanto 7 mm permanece como a pior resposta. Esse resultado reforça a interpretação de que, em ângulos finais desfavoráveis, existe uma faixa intermediária de espessura capaz de reduzir a profundidade do vale de torque.

5.3.4 Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 7 m/s

Para a velocidade de entrada de 7 m/s, a análise do coeficiente de torque estático (C_t) em função da posição angular do rotor, para diferentes espessuras de pá, é apresentada na Figura 40.

Figura 40 - C_t estático em função da posição angular ($v = 7 \text{ m/s}$)

Fonte: Autoral

Nos ângulos iniciais (0° e 30°), observa-se novamente que espessuras maiores tendem a prejudicar a geração de torque. Em 0° , as espessuras de 2 mm e 3 mm apresentam valores superiores, enquanto a espessura de 7 mm apresenta desempenho inferior. Esse comportamento indica que o aumento excessivo da espessura aprofunda o vale de torque em um ângulo crítico, podendo comprometer a capacidade de partida do rotor. Em 30° , a hierarquia permanece semelhante, com 2 mm apresentando o maior torque e 7 mm mantendo o menor coeficiente de torque. Assim, para ângulos associados à baixa geração de momento, pás mais finas continuam proporcionando melhor desempenho.

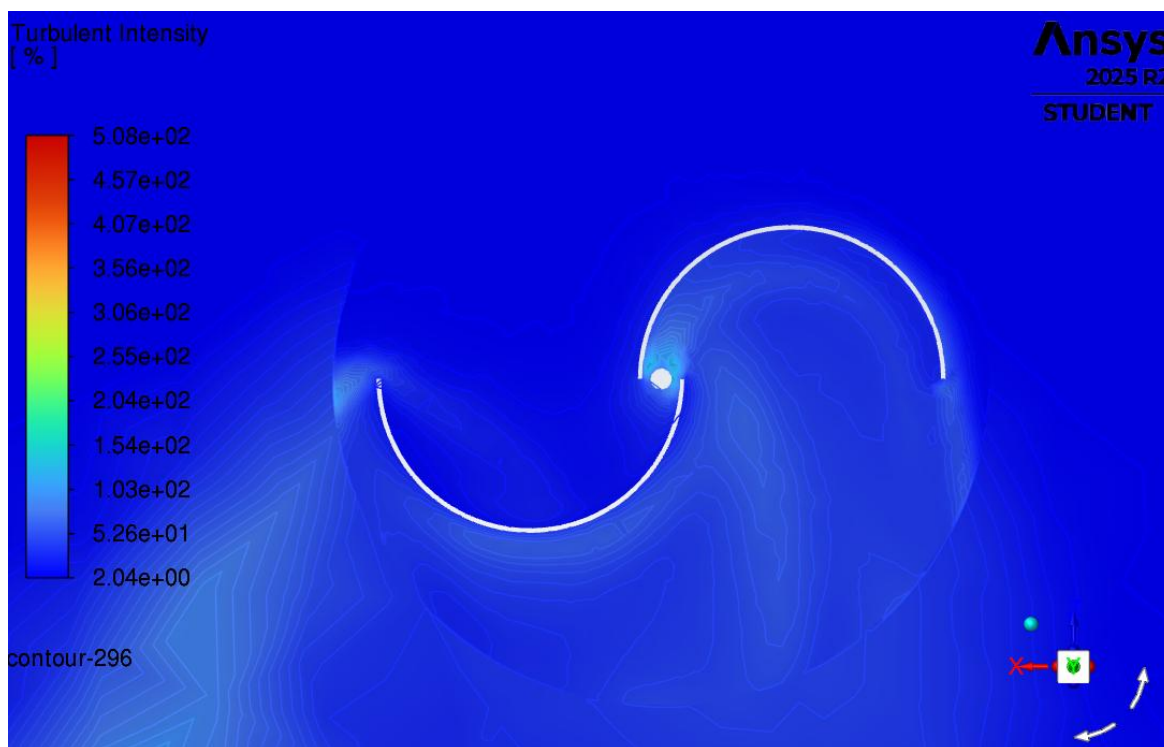
Em 60° , entretanto, a configuração de 7 mm passa a apresentar o maior valor de C_t . Esse resultado indica que, em regiões intermediárias do ciclo, a pá mais espessa pode

favorecer a geração de torque, evidenciando que a influência da espessura depende da posição angular do rotor.

Esse padrão reaparece parcialmente em 90° , ângulo em que o torque atinge o pico do ciclo. Nessa condição, a espessura de 2 mm fornece o maior valor de C_t , porém a espessura de 7 mm permanece muito próxima, seguida por 3 mm e 5 mm. Isso indica que, na região de pico, as diferenças entre as espessuras tornam-se menos pronunciadas, embora ainda se observe leve vantagem para espessuras menores.

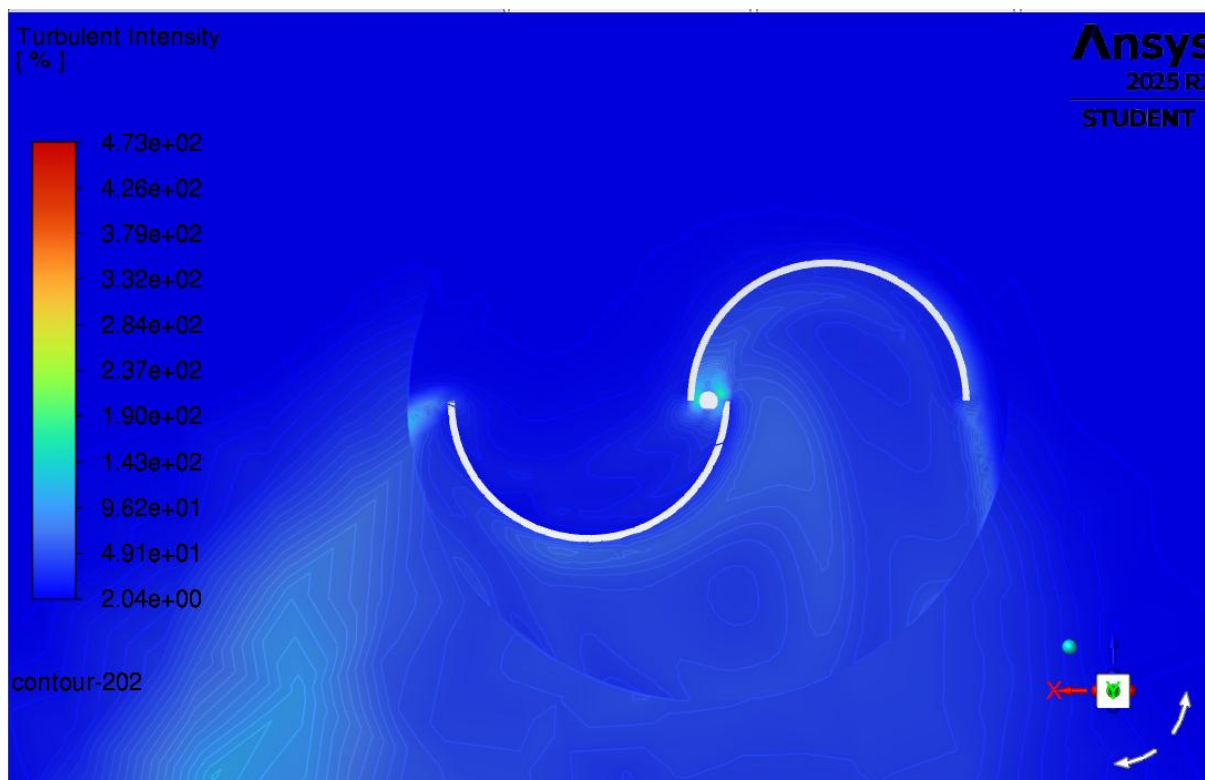
Podem ser observados nas Figura 41 e Figura 42 os contornos de intensidade de turbulência para a posição angular de 90° . Em ambos os casos, o escoamento mantém baixos níveis de turbulência no domínio externo ao rotor, enquanto as maiores intensidades concentram-se nas proximidades das pás, especialmente ao longo de suas bordas e na esteira a jusante. A comparação direta entre os contornos indica baixa variação do padrão espacial das regiões turbulentas, com diferenças apenas localizadas. Esse comportamento sugere que, em 90° , a espessura exerce influência limitada sobre a estrutura global do escoamento, em concordância com a pequena diferença observada nos valores de C_t .

Figura 41 - Intensidade de turbulência com pá de 3 mm a 90° e $v = 7$ m/s



Fonte: Autoral

Figura 42 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 90° e $v = 7$ m/s



Fonte: Autoral

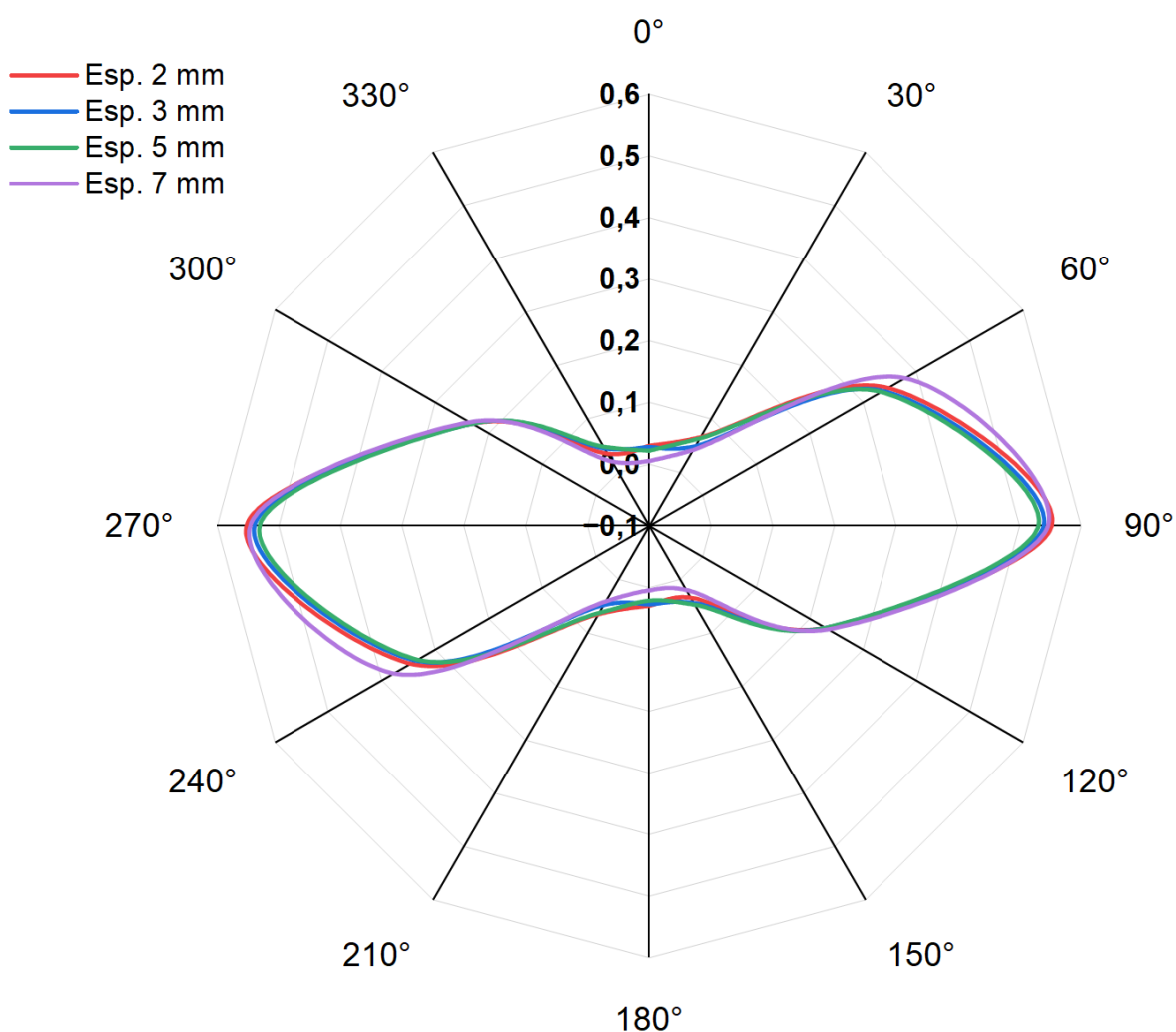
Após o pico, em 120°, observa-se que a espessura de 3 mm passa a apresentar o maior torque estático, superando 7 mm, 5 mm e 2 mm. Esse resultado sugere que, na região pós-pico, uma espessura intermediária pode ser mais eficiente para sustentar o torque. Finalmente, em 150°, que caracteriza um novo vale de torque, as espessuras de 3 mm e 5 mm apresentam os melhores resultados, enquanto 2 mm sofre redução de desempenho e 7 mm permanece como a pior configuração. Esse comportamento reforça a existência de uma faixa intermediária de espessura mais favorável em ângulos finais desfavoráveis do ciclo.

5.3.5 Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 8 m/s

Para a velocidade de entrada de 8 m/s, os resultados do coeficiente de torque estático (C_t) reforçam o papel da espessura da pá como parâmetro que redistribui o torque ao longo do ciclo angular, com efeitos distintos nas regiões de vale e de pico. Observa-se, novamente, que a influência da espessura não é uniforme, em determinadas posições angulares, pás mais

finas maximizam o torque, enquanto, em outras, espessuras maiores ou intermediárias tornam-se mais favoráveis, conforme apresentado na Figura 43.

Figura 43 - C_t estático em função da posição angular ($v = 8 \text{ m/s}$)



Fonte: Autoral

Nos ângulos iniciais (0° e 30°), o comportamento permanece consistente com o observado para velocidades inferiores: as menores espessuras apresentam melhor desempenho, enquanto a espessura de 7 mm fornece os menores valores de C_t . Esse resultado indica que o aumento excessivo da espessura aprofunda o vale de torque em posições angulares críticas para a partida, nas quais a disponibilidade de momento é naturalmente reduzida.

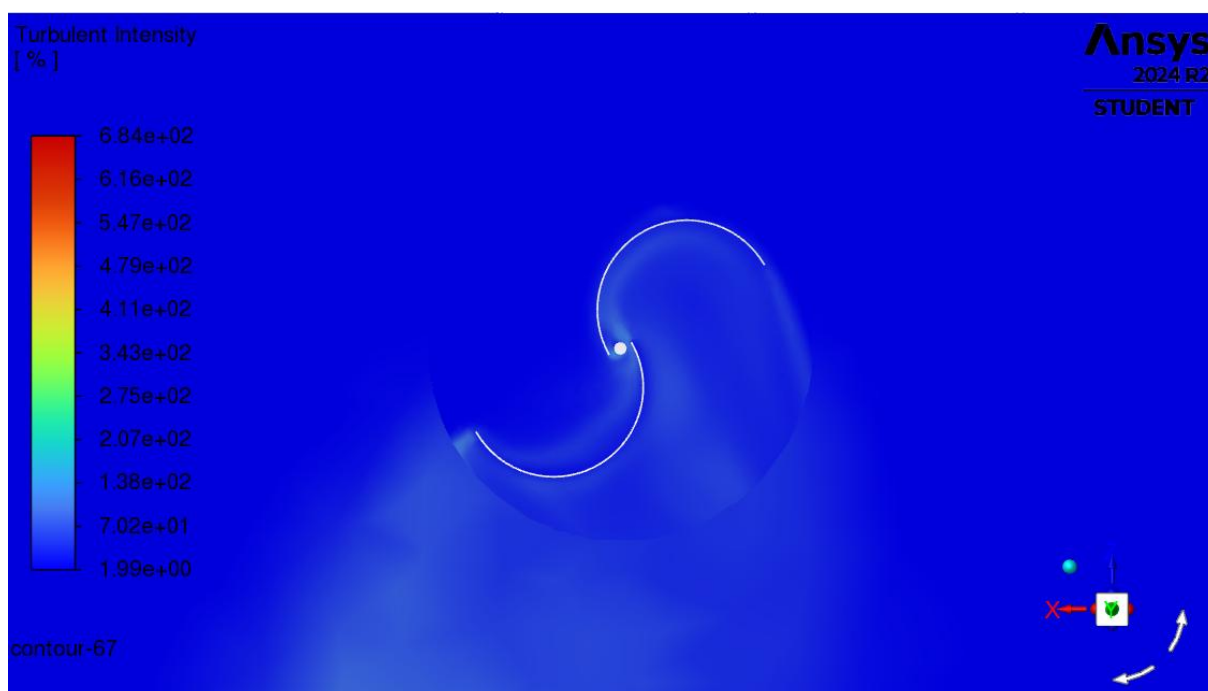
Em 60°, a espessura de 7 mm volta a se destacar como a configuração de melhor desempenho. Já na posição angular de 90°, embora as diferenças entre as geometrias sejam menores, a espessura de 2 mm permanece como a melhor, seguida por 7 mm, 3 mm e 5 mm. Assim, mesmo em uma orientação altamente favorável à geração de torque, a pá mais fina ainda apresenta leve vantagem.

Após o pico, em 120°, observa-se forte convergência entre os resultados de C_t , com as espessuras de 2 mm, 3 mm e 5 mm apresentando valores praticamente equivalentes. Nessa região, a sensibilidade do torque à espessura torna-se reduzida, indicando comportamento mais homogêneo entre as configurações avaliadas.

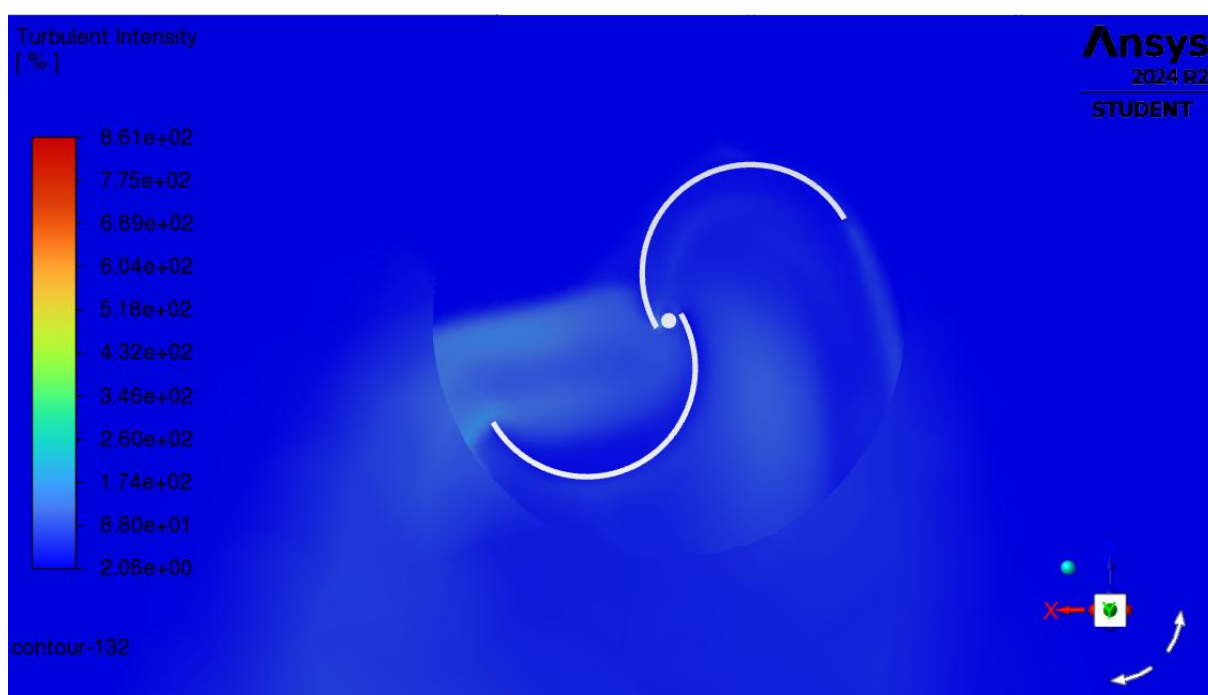
A análise dos contornos de intensidade de turbulência na Figura 44 e na Figura 45 mostra que, embora ambos os casos apresentem baixos níveis de turbulência no escoamento livre, existem diferenças relevantes na distribuição espacial das regiões turbulentas nas proximidades do rotor e na esteira. No caso da pá mais fina, observa-se formação mais evidente de uma região turbulenta a jusante do rotor, indicando maior presença de formação de vórtices na esteira. Embora essa esteira mais turbulenta possa estar associada a perdas aerodinâmicas, ela também sugere que parcela significativa da turbulência gerada é transportada para a região externa ao rotor, reduzindo a permanência de recirculações intensas em sua região interna.

Além disso, a maior passagem efetiva na região de sobreposição das pás tende a favorecer um vazamento mais pronunciado do escoamento entre as pás, o que pode aliviar gradientes locais de pressão e reduzir carregamentos desfavoráveis sobre a pá de retorno, contribuindo para aumento do torque líquido. Essa interpretação é compatível com os maiores valores de C_t observados para menores espessuras em parte do ciclo.

Em contraste, para a pá de 7 mm, a espessura adicional, em conjunto com o eixo, tende a atuar como barreira ao escoamento na região de sobreposição. Como consequência, observa-se menor evidência de turbulência na região associada à pá de retorno, porém com maior tendência à concentração de estruturas turbulentas próximas à pá de avanço. Esse comportamento pode favorecer recirculações aderidas à superfície da pá e a formação de regiões de baixa pressão local, reduzindo o torque gerado.

Figura 44 - Intensidade de turbulência com pá de 3 mm a 120° e $v = 8$ m/s

Fonte: Autoral

Figura 45 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 120° e $v = 8$ m/s

Fonte: Autoral

Em 150°, que corresponde novamente a uma região de torque reduzido, o melhor desempenho passa a ocorrer para espessuras intermediárias, com destaque para 5 mm e 3 mm, enquanto 2 mm apresenta valor inferior e 7 mm permanece como a pior configuração. Esse resultado é relevante por indicar que, em ângulos finais desfavoráveis, uma espessura intermediária pode contribuir para reduzir a profundidade do vale de torque, aspecto importante para a estabilidade da rotação e para a capacidade de auto-partida do rotor.

5.3.6 Coeficiente de torque estático para velocidade igual a 9 m/s

Para a velocidade de entrada de 9 m/s, a influência da espessura da pá sobre o coeficiente de torque estático (C_t) mantém o padrão observado nas demais velocidades: a espessura não atua como um fator de efeito uniforme, mas como um parâmetro que redistribui o torque ao longo do ciclo angular, afetando principalmente as posições angulares desfavoráveis e a forma como o torque é sustentado em regiões intermediárias, conforme apresentado na Figura 46.

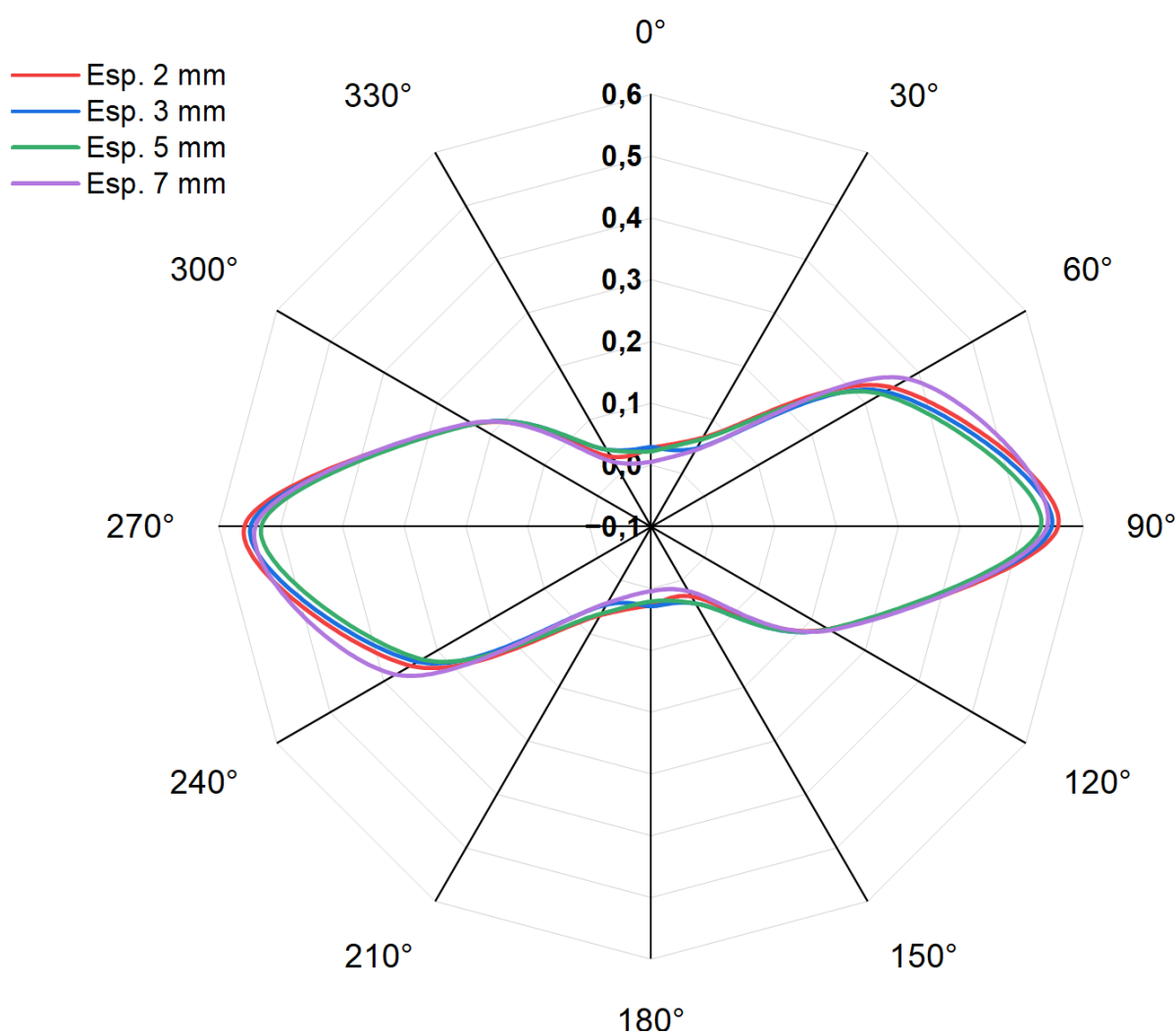
Nos ângulos iniciais, associados a baixos níveis de torque e, portanto, críticos para a auto partida, observa-se novamente pior desempenho para espessuras elevadas. Em 0°, a maior resposta ocorre para a espessura de 3 mm, seguida por 2 mm, enquanto 7 mm apresenta valor significativamente inferior. Esse resultado indica que a pá mais espessa aprofunda de forma expressiva o vale de torque nessa posição, reduzindo o momento disponível em uma condição já desfavorável. Em 30°, a hierarquia volta a favorecer a pá mais fina, com 2 mm apresentando o maior valor e 5 mm muito próxima. Assim, no início do ciclo (0° a 30°), espessuras maiores tendem a não ser vantajosas, podendo comprometer o torque em regime estático.

Ao avançar para a região intermediária, o efeito da espessura se altera. Em 60°, a espessura de 7 mm passa a apresentar, de forma clara, o maior valor de C_t . Já no pico em 90°, a vantagem retorna para a pá mais fina, com a espessura de 2 mm fornecendo o maior torque, seguida por 3 mm. Embora as diferenças absolutas sejam pequenas nessa região de alto torque, o resultado indica que pás mais finas ainda maximizam o pico, enquanto espessuras maiores tendem a reduzir levemente o valor máximo.

Na posição angular de 120°, observa-se forte convergência entre as espessuras, porém a pá mais espessa mantém um ganho discreto. Esse comportamento sugere que maiores espessuras podem contribuir para sustentar o torque em nível ligeiramente superior na região pós-pico, embora a diferença entre as configurações seja reduzida.

Por fim, em 150° , que representa novamente um vale de torque, o melhor desempenho ocorre para espessuras intermediárias, 3 mm e 5 mm atingem os maiores valores, enquanto 7 mm permanece como a pior configuração. Esse resultado é relevante, pois mostra que, mesmo em velocidades mais elevadas, o vale final do ciclo é minimizado por uma espessura intermediária, e não pela pá mais fina.

Figura 46 - C_t estático em função da posição angular ($v = 9 \text{ m/s}$)

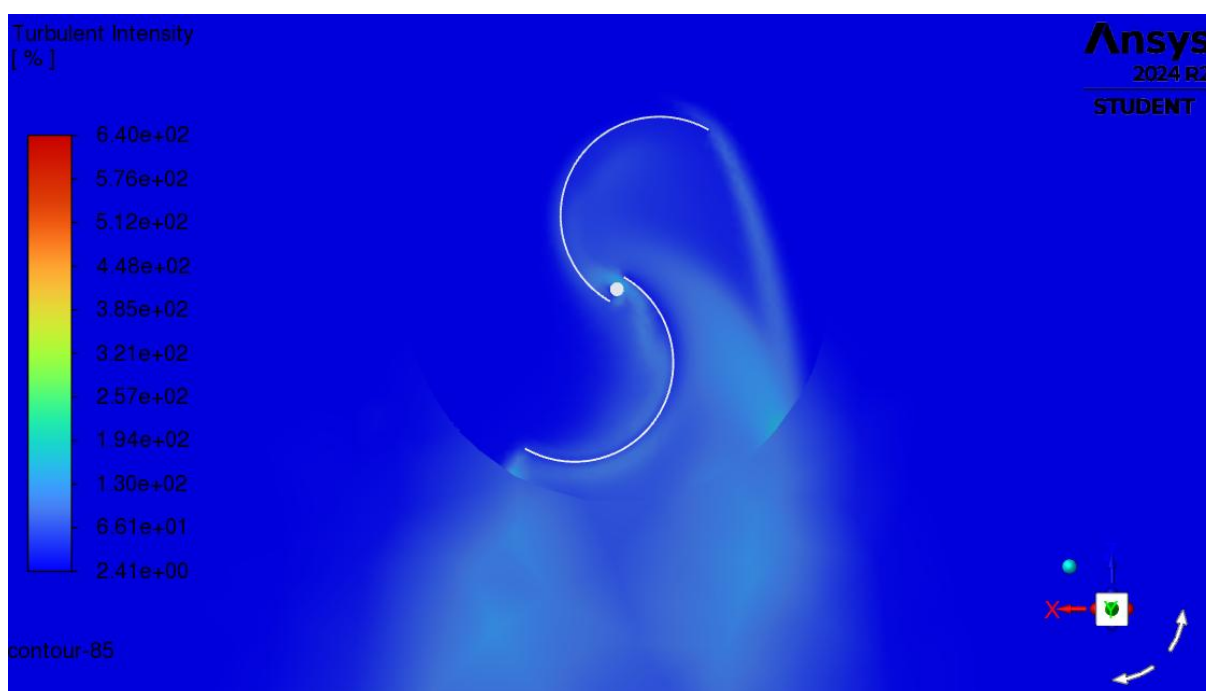


Fonte: Autoral

Na Figura 47 pode ser visto o contorno de intensidade de turbulência para a pá de 2 mm na posição angular de 150° . Observa-se que a turbulência se manifesta de forma mais evidente na esteira e no escoamento a jusante do rotor, sugerindo que parcela significativa

das estruturas turbulentas geradas é transportada para fora da região interna do rotor. A sobreposição das pás tende a favorecer esse escoamento, promovendo alívio do campo de escoamento na região interna e reduzindo recirculações intensas adjacentes às pás.

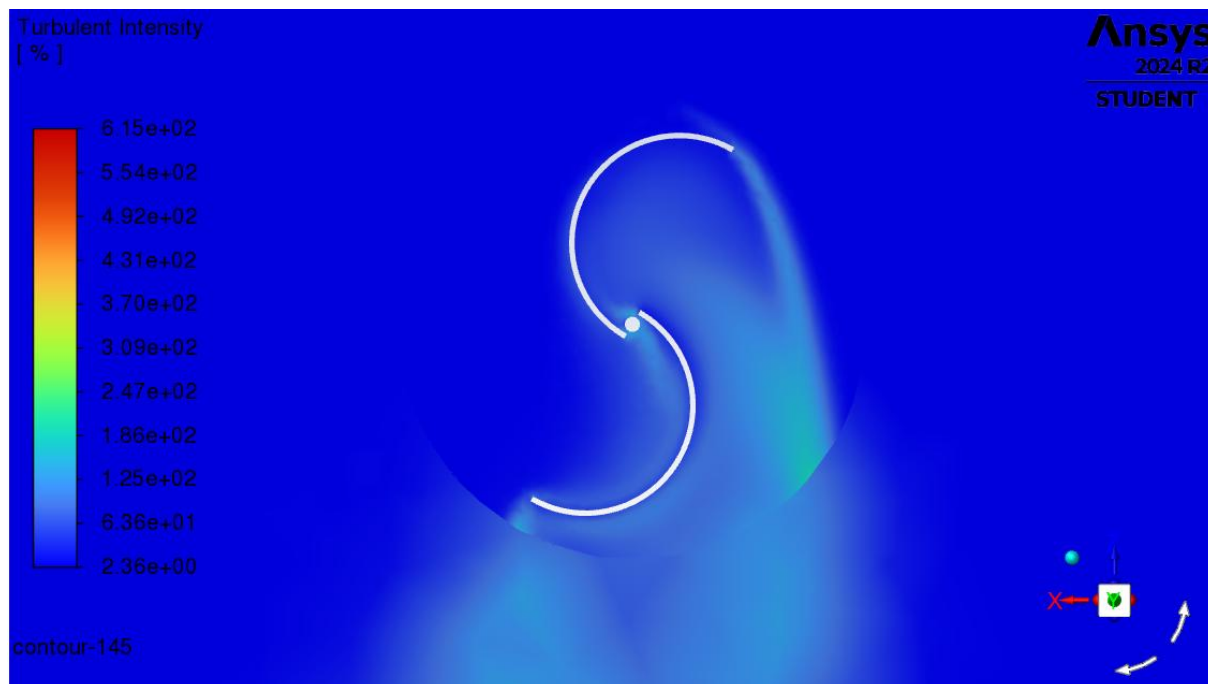
Figura 47 - Intensidade de turbulência com pá de 2 mm a 150° e $v = 9$ m/s



Fonte: Autoral

Na Figura 48, correspondente à espessura de 7 mm, observa-se que a maior espessura, em conjunto com o eixo, atua como barreira ao escoamento, aumentando o bloqueio e reduzindo a efetividade do vazamento pela região de sobreposição. Como consequência, a turbulência tende a permanecer mais concentrada nas proximidades das pás, especialmente nas regiões de cisalhamento. Esse aprisionamento favorece o estabelecimento de regiões de baixa pressão local e reduz o diferencial de pressão efetivo responsável pela geração de torque.

Figura 48 - Intensidade de turbulência com pá de 7 mm a 150° e $v = 9$ m/s



Fonte: Autoral

5.4 Comparação dos resultados com Kumar *et al.* (2018)

A análise comparativa entre os resultados desta dissertação e os achados de Kumar *et al.* (2018) revela convergência conceitual, ao mesmo tempo em que explicita diferenças esperadas em função da escala de análise adotada (pá isolada versus rotor completo). Enquanto Kumar *et al.* (2018) investigaram o efeito da espessura em pás analisadas individualmente, em ângulos específicos de incidência e sob uma única condição de escoamento, o presente trabalho avaliou a espessura da pá no conjunto completo da turbina Savonius, considerando a interação entre pás, a região de sobreposição, o eixo e diferentes condições operacionais. Essa distinção metodológica é determinante para a interpretação das semelhanças e divergências observadas.

De modo geral, os resultados obtidos corroboram a tendência apontada por Kumar *et al.* (2018), segundo a qual pás mais finas tendem a favorecer a geração de torque em posições angulares críticas. As geometrias mais delgadas apresentaram maiores coeficientes de arrasto em ângulos associados à geração de torque, em razão da maior formação de vórtices e do aumento da diferença de pressão entre as superfícies. Verificou-se que, nos ângulos iniciais (0° e 30°), críticos para a auto partida, as menores espessuras (2 mm e 3 mm) apresentaram, os maiores valores de coeficiente de torque estático, enquanto a espessura de

7 mm apresentou os piores desempenhos. Esse resultado reforça a interpretação de que o aumento excessivo da espessura aprofunda os vales de torque em regiões angulares desfavoráveis, reduzindo a disponibilidade de momento para o início da rotação.

A pesquisa de Kumar *et al.* (2018), indica que pás mais espessas tendem a apresentar menor arrasto e escoamento mais aderente, o que pode reduzir o torque disponível em determinados ângulos. A posição angular de 90°, apresentou frequentemente maiores valores de C_t para as menores espessuras, embora com diferenças reduzidas em relação às demais geometrias. Isso sugere que, mesmo no rotor completo, a tendência de melhor resposta das pás mais finas em posições favoráveis à geração de torque permanece válida, contudo, esse efeito é atenuado pelas interações aerodinâmicas entre as pás e pela configuração geométrica global do rotor.

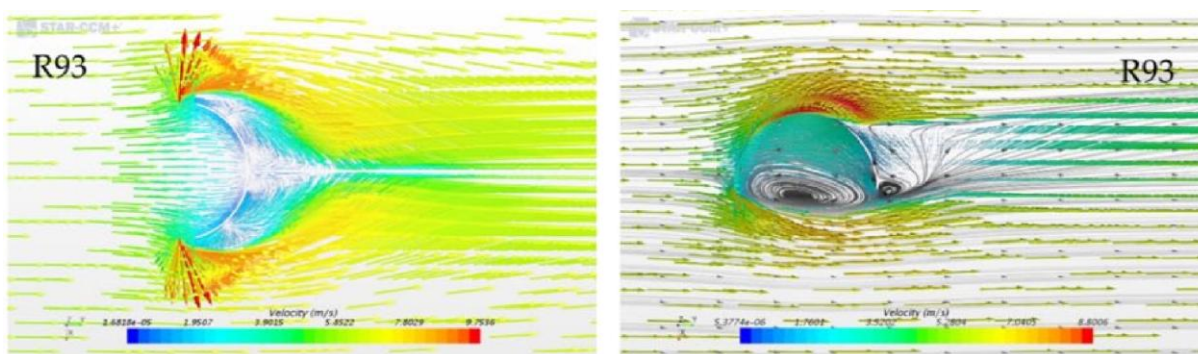
Observou-se que a espessura de 7 mm pode apresentar vantagens pontuais em ângulos intermediários, especialmente em 60°. Esse comportamento não contradiz o estudo de Kumar *et al.* (2018), mas evidencia um efeito que dificilmente seria capturado por uma análise de pá isolada, devido a interação aerodinâmica existente entre as pás. No rotor completo, a espessura modifica não apenas o escoamento local sobre a pá, mas também o vazamento interno pela sobreposição, a interação com o eixo e o acoplamento entre pá de avanço e pá de retorno. Assim, em determinadas posições angulares, o aumento da espessura pode atuar como barreira parcial ao escoamento interno, favorecendo a manutenção de diferenciais de pressão mais elevados sobre a pá de avanço e elevando o torque resultante.

O estudo Kumar *et al.* (2018), indicava que a espessura altera significativamente a formação de vórtices e a aderência do escoamento. Nos resultados obtidos, verificou-se que pás mais espessas tendem a concentrar estruturas turbulentas e recirculações em regiões próximas ao rotor em determinadas posições angulares, o que pode reduzir o torque em condições desfavoráveis, mas também diminuir o vazamento interno e favorecer o carregamento aerodinâmico em ângulos intermediários (como em 60°). Em contraste, pás mais finas favoreceram, com maior frequência, o transporte de turbulência para a esteira e a preservação do torque em ângulos críticos de partida. Dessa forma, os achados de Kumar *et al.* (2018) são corroborados quanto à sensibilidade do escoamento à espessura, e o presente trabalho demonstra que seus efeitos sobre o torque global da turbina dependem fortemente da posição angular e das interações entre os componentes do rotor.

A comparação entre os resultados de Kumar *et al.* (2018), para uma pá isolada com espessura de 7 mm, ilustrado na Figura 49, e os resultados do presente trabalho para o rotor

Savonius com pá de 7 mm e velocidade de entrada de 6 m/s, na Figura 50 e na Figura 51, evidencia convergências qualitativas relevantes. Em ambos os casos, observam-se regiões de aceleração do escoamento ao longo da face externa da pá, zonas de baixa velocidade e recirculação nas regiões internas, além da formação de camadas de cisalhamento e esteira a jusante. Esses padrões indicam consistência física entre os resultados, mesmo com diferentes referenciais de orientação do escoamento.

Figura 49 – Padrão de fluxo avaliação da velocidade na pá de 7 mm ($v = 6$ m/s)



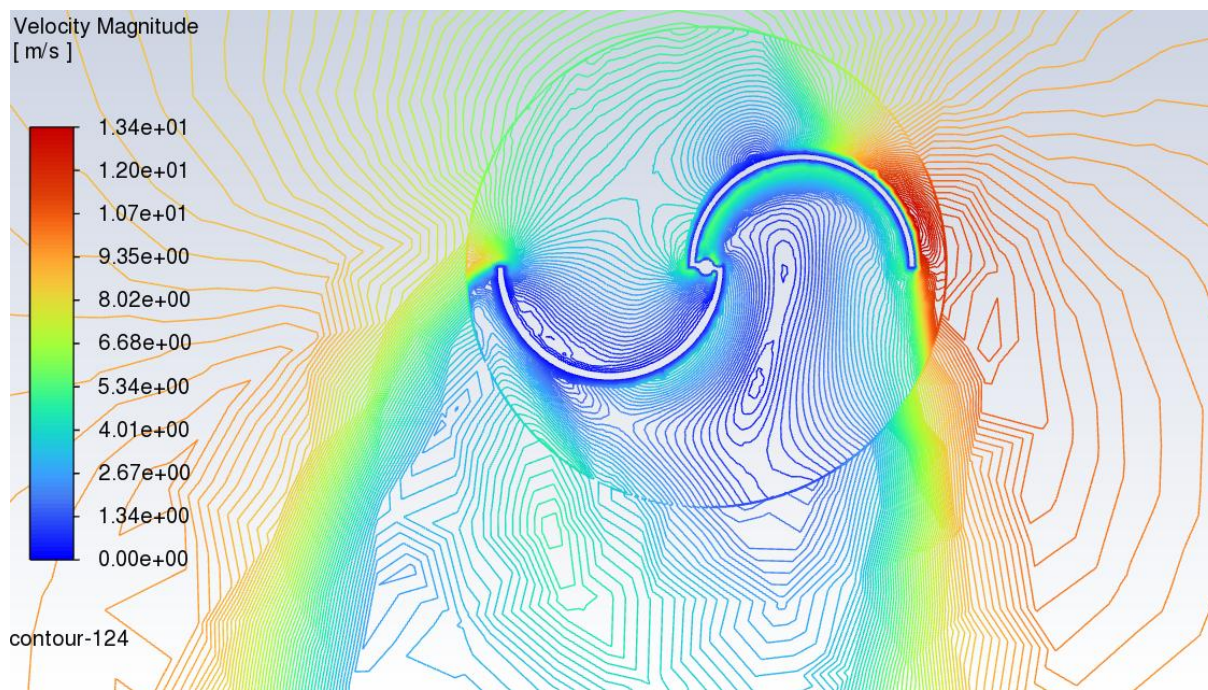
Fonte: Adaptado de Kumar *et al.* (2018)

Entretanto, no rotor completo, o escoamento incidente sobre cada pá é modificado pela presença da pá adjacente, pela região de sobreposição e pelo eixo, produzindo interação entre pá de avanço e pá de retorno, além de recirculações internas e externas mais complexas. Como consequência, o campo de velocidades apresenta maior assimetria e formação de vórtices condicionada pela posição angular, de modo que a influência da espessura deixa de ser exclusivamente local e passa a depender do acoplamento aerodinâmico do rotor como um todo. Ainda assim, os resultados do presente trabalho permanecem compatíveis com a interpretação de Kumar *et al.* (2018), no sentido de que o aumento da espessura modifica a separação do escoamento, a formação de vórtices e a distribuição de pressão sobre a pá.

Outro ponto relevante de comparação diz respeito ao desempenho dinâmico. Kumar *et al.* (2018) indicam que pás mais finas tendem a apresentar comportamento aerodinâmico favorável à geração de torque. A avaliação dinâmica do rotor completo mostrou que a melhor resposta global não ocorreu necessariamente na pá mais fina (2 mm), mas em uma espessura intermediária (3 mm). Esse resultado é relevante, pois sugere que, ao se considerar o rotor completo em diferentes velocidades e TSR, existe um equilíbrio aerodinâmico mais favorável em espessura intermediária, complementando a literatura baseada em pá isolada. Em outras

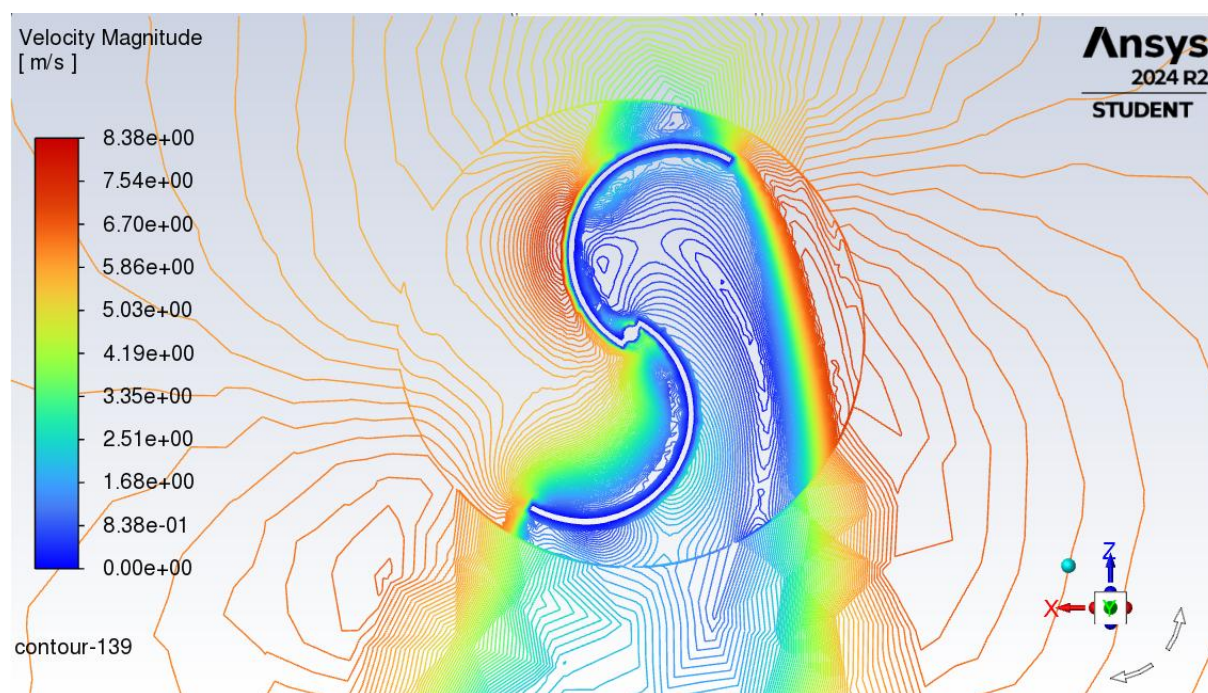
palavras, os resultados desta dissertação não negam a vantagem aerodinâmica das pás finas em ângulos críticos, mas mostram que o desempenho global do rotor decorre de um compromisso entre diferentes regiões do ciclo e distintos regimes operacionais.

Figura 50 - Magnitude de velocidade com pá de 7 mm a 90° e $v = 6$ m/s



Fonte: Autoral

Figura 51 - Magnitude de velocidade com pá de 7 mm a 0° e $v = 6$ m/s



Fonte: Autoral

Além disso, a comparação evidencia uma limitação já reconhecida por Kumar *et al.* (2018), a análise de pás isoladas não captura a influência da sobreposição nem as interações entre pás adjacentes. Nesse sentido, a principal contribuição do presente trabalho consiste em estender a discussão da espessura da pá para a escala do rotor Savonius completo, demonstrando que a influência desse parâmetro é mais complexa e fortemente dependente da posição angular e do acoplamento aerodinâmico entre as pás.

6 CONCLUSÃO

Esta dissertação teve como objetivo investigar a influência da espessura da pá no desempenho aerodinâmico de um rotor Savonius, com foco na análise do coeficiente de torque dinâmico e do coeficiente de torque estático em diferentes condições operacionais. Com base nos resultados obtidos por simulações numéricas no ANSYS Fluent®, conclui-se que a espessura da pá exerce influência relevante sobre o comportamento do rotor, porém de forma não uniforme, dependente da velocidade do vento, da TSR e da posição angular.

Inicialmente, a etapa de validação demonstrou que o modelo numérico adotado apresenta capacidade satisfatória de representar o fenômeno físico de interesse. Na condição dinâmica, observou-se boa concordância com os dados experimentais de Wenehenubun *et al.* (2015), além de compatibilidade de tendência em relação aos resultados de Saha *et al.* (2008), apesar das diferenças geométricas. Na condição estática, o modelo reproduziu adequadamente a distribuição angular do coeficiente de torque, incluindo a localização do pico em 90°, em excelente concordância com Menet e Cottier (2003). Esses resultados conferem credibilidade ao modelo para as análises paramétricas desenvolvidas.

No que se refere ao torque dinâmico, os resultados globais mostraram que a influência da espessura não segue uma tendência crescente ou decrescente contínua, apresentando um máximo em espessura intermediária. A espessura de 3 mm apresentou o melhor desempenho global médio, com C_t de aproximadamente 0,254, seguida de forma muito próxima por 2 mm, com C_t de cerca de 0,250. Para espessuras maiores, observou-se redução progressiva do desempenho, com obtendo um coeficiente de torque de 0,224 para 5 mm, por fim, igual a 0,213 para 7 mm. Esse resultado indica que o aumento da espessura pode ser benéfico até cerca de 3 mm, acima do qual passam a predominar efeitos aerodinâmicos desfavoráveis, com redução do desempenho.

A análise por velocidade de vento reforçou essa conclusão. Em geral, as melhores respostas dinâmicas concentraram-se na faixa de 2 a 3 mm, especialmente para velocidades mais elevadas (8 e 9 m/s), nas quais espessuras maiores passaram a apresentar queda sistemática de desempenho. A principal exceção foi observada em 5 m/s, condição na qual a espessura de 7 mm apresentou a maior média de C_t , sugerindo uma possível faixa de transição no comportamento aerodinâmico do rotor. Ainda assim, mesmo nesse caso, a espessura de 3 mm manteve desempenho próximo, sem evidenciar superioridade ampla da pá mais espessa.

Considerando o conjunto completo de condições avaliadas para o torque dinâmico, conclui-se que a espessura de 3 mm é a mais adequada como referência de projeto para o rotor Savonius nas condições investigadas, por apresentar o maior coeficiente de torque dinâmico médio global e desempenho consistente ao longo da faixa operacional analisada. Em termos comparativos, a espessura de 3 mm apresenta desempenho médio aproximadamente 1,6% superior ao de 2 mm, 13,4% superior ao de 5 mm e 19,2% superior ao de 7 mm. Além disso, em relação à média global geral das espessuras avaliadas, a espessura de 3 mm apresenta valor médio cerca de 8,0% superior, evidenciando um equilíbrio aerodinâmico mais favorável em espessura intermediária.

Em relação ao torque estático, verificou-se que a espessura da pá atua principalmente como um mecanismo de redistribuição angular do torque ao longo do ciclo, e não como um fator de alteração expressiva do valor médio global. Embora a média agregada de C_t estático tenha variado pouco entre as espessuras (diferença relativa da ordem de 3%), foram observados efeitos locais relevantes, especialmente em ângulos críticos para a auto-partida e em regiões de vale de torque.

Nos ângulos iniciais (0° e 30°), associados aos menores níveis de torque estático, houve predominância recorrente de pás mais finas (2 e 3 mm), enquanto a espessura de 7 mm apresentou, de forma consistente, os piores resultados. Esse comportamento indica que o aumento excessivo da espessura tende a aprofundar os vales de torque em posições críticas, reduzindo a disponibilidade de momento para a partida do rotor. Em contrapartida, em posições intermediárias, especialmente em 60° , a espessura de 7 mm mostrou vantagens pontuais em várias velocidades, indicando que o aumento de espessura pode, localmente, favorecer o carregamento aerodinâmico e elevar o torque.

Na região de pico (90°), as diferenças entre espessuras foram, em geral, pequenas, com predominância de 2 mm e, em alguns casos, desempenho muito próximo de 7 mm, o que indica baixa sensibilidade à espessura em condições aerodinamicamente favoráveis. Já no ângulo de 150° , correspondente a um novo vale de torque, observou-se tendência recorrente de melhor desempenho para espessuras intermediárias (3 mm e 5 mm), enquanto 7 mm permaneceu como a pior configuração. Esse resultado sugere a existência de uma faixa intermediária de espessura capaz de atenuar o vale final do ciclo, o que pode contribuir para maior estabilidade da rotação.

De forma agregada, e considerando todas as velocidades e posições angulares avaliadas, conclui-se que a espessura de 2 mm apresenta o melhor desempenho estático médio global entre as geometrias analisadas. Essa escolha se justifica por combinar melhor

resposta nos ângulos críticos de partida (0° e 30°) e no pico de torque (90°), ainda que a influência da espessura sobre o valor médio global de C_t estático seja relativamente pequena. Em termos comparativos, a espessura de 2 mm apresenta C_t estático médio de aproximadamente 0,207, valor cerca de 2% superior ao de 3 mm (0,203), 3% superior ao de 5 mm (0,201) e 2% superior ao de 7 mm (0,203). Além disso, em relação à média global geral de todas as espessuras avaliadas (0,2035), a espessura de 2 mm apresenta valor médio aproximadamente 1,7% superior, o que reforça sua adoção como referência quando o objetivo é maximizar o torque estático médio global.

As análises dos contornos de intensidade de turbulência complementaram a interpretação dos resultados de torque. De modo geral, observou-se que pás mais espessas tendem a aumentar o bloqueio ao escoamento na região de sobreposição (em conjunto com o eixo), alterando o vazamento interno e a distribuição de pressão entre as pás. Em determinadas posições angulares, esse efeito favorece o torque; em outras, intensifica recirculações e concentra estruturas turbulentas em regiões desfavoráveis, reduzindo o desempenho. Por outro lado, pás mais finas tendem a permitir maior passagem de escoamento pela sobreposição e maior transporte de estruturas turbulentas para a esteira, comportamento que pode preservar o torque em ângulos críticos.

Dessa forma, conclui-se que não existe uma espessura única ótima para todas as condições de operação e para todas as posições angulares quando se considera exclusivamente o torque estático. Entretanto, ao se considerar conjuntamente os resultados dinâmicos e estáticos, a espessura de 3 mm se destaca como a configuração mais equilibrada para as condições avaliadas, por apresentar o melhor desempenho dinâmico global, resposta competitiva ao longo da faixa de velocidades analisada e comportamento estático consistente ao longo do ciclo. A espessura de 2 mm também se mostrou altamente competitiva, especialmente nos ângulos críticos de partida e em diversas condições de pico de torque, enquanto as espessuras de 5 mm e, sobretudo, 7 mm apresentaram maior sensibilidade a efeitos aerodinâmicos desfavoráveis e pior desempenho global em termos dinâmicos.

Adicionalmente, a comparação com Kumar *et al.* (2018) reforça a consistência física dos resultados obtidos nesta dissertação e evidencia a relevância da análise em rotor completo. Embora aquele estudo tenha sido conduzido com pás isoladas, os resultados aqui apresentados corroboram a tendência de melhor resposta de pás mais finas em posições angulares críticas de geração de torque, ao mesmo tempo em que mostram que, no rotor Savonius completo, a influência da espessura é mais complexa e depende das interações entre pás, da sobreposição e da presença do eixo. As comparações qualitativas dos campos de velocidade e das estruturas de escoamento indicaram convergência quanto aos

mecanismos aerodinâmicos associados à espessura, enquanto os resultados globais de torque demonstraram que a espessura atua como parâmetro de redistribuição angular do torque e que uma espessura intermediária (3 mm) pode proporcionar melhor compromisso de desempenho dinâmico. Dessa forma, o presente trabalho amplia os achados de Kumar *et al.* (2018) ao transpor a discussão da escala de pá isolada para a escala do rotor completo, em condições operacionais mais representativas.

Como contribuição principal, este trabalho demonstra que a espessura da pá deve ser tratada como parâmetro de projeto com impacto direto na resposta aerodinâmica do rotor Savonius, não apenas em termos de valores médios de desempenho, mas principalmente na forma como o torque é distribuído ao longo do ciclo de rotação. Essa conclusão é relevante para o desenvolvimento de rotores com melhor capacidade de auto partida, maior estabilidade operacional e melhor adequação a diferentes faixas de vento.

Por fim, recomenda-se, em trabalhos futuros, a ampliação da discretização de TSR e de posições angulares, a realização de ensaios experimentais complementares para as geometrias avaliadas e a investigação de outros parâmetros geométricos em interação com a espessura, como sobreposição, razão de aspecto e ausência de eixo, a fim de aprofundar a compreensão da dinâmica do rotor Savonius em condições mais próximas da operação real.

REFERÊNCIAS

AHMAD, Muhammad ; SHAHZAD, Aamer ; QADRI, M. Nafees Mumtaz. An overview of aerodynamic performance analysis of vertical axis wind turbines. **Energy & Environment**, 34, n. 7, 28 ago. 2023. 2815 - 2857. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0958305X221121281>.

AKWA, João. **Análise Aerodinâmica De Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica Dos Fluidos Computacionais**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 149. 2010.

AKWA, João V. **Estudo numérico e experimental do escoamento sobre um rotor eólico Savonius em canal aerodinâmico com alta razão de bloqueio**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 173. 2014.

AKWA, João V.; PETRY, Adriane P. Análise do desempenho de rotores eólicos Savonius empregando o método de volumes finitos. **Revista Brasileira de Energia Solar**, Porto Alegre, II, n. 2, dez. 2011. 164 – 175. Disponível em: <https://rbens.emnuvens.com.br/rbens/article/view/70>.

AKWA, João V.; VIELMO, Horácio A.; PETRY, Adriane. A review on the performance of Savonius wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 16, jun. 2012. 3054-3064. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.056>.

AL-GBURI, Kumail Abdulkareem Hadi *et al.* Efficiency Investigation of Savonius wind turbines: A systematic Review of Performance Enhancement and Conceptual Framework. **Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering**, 19, n. 2, jun. 2025. 263 - 279. Disponível em: <https://doi.org/10.59038/jjmie/190202>.

ALOM, Nur ; SAHA, Ujjwal K. ; DEWAN, Anupam. In the quest of an appropriate turbulence model for analyzing the aerodynamics of a conventional Savonius (S-type) wind rotor. **J. Renewable Sustainable Energy**, 13, n. 2, 2021. 11. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/5.0034362>.

ANSYS. **ANSYS Fluent Theory Guide**. ANSYS, Inc. Canonsburg, p. 814. 2013.

AVRAHAM, Tomer. Turbulence Modeling – Near Wall Treatment. **CFD Israel**, 04 maio 2020. Disponível em: <https://cfdisraelblog.wpcomstaging.com/2020/05/04/sensitive-turbulence-models-near-wall-modeling-phenomenological-and-technical-explosion/>. Acesso em: 18 abr. 2021.

BETZ, Albert. **Introduction to the Theory of Flow Machines**. Oxônia: Pergamon Press, 1966. 300 p. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/C2013-0-05426-6>.

BRASIL. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2026**. Ministério de Minas e Energia/Empresa de Pesquisa Energética. Brasília, p. 271. 2017.

CARVAJAL, N. Cuevas *et al.* Effect of geometrical parameters on the performance of conventional. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 161, 2022. 01-11. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112314>.

CASTELVECCHI, Davide. Mysteries of Turbulence Unraveled. **Nature**, v. 548, n. 7668, p. 382-383, 24 ago. 2017. ISSN 1476-4687. Disponível em: https://www.nature.com/news/polopoly_fs/1.22474!/menu/main/topColumns/topLeftColumn/pdf/nature.2017.22474.pdf?origin=ppub.

CAVALCANTE, Yan Felipe O. **Influência do perfil da borda e da razão de afastamento das pás na eficiência do rotor Savonius**. USP. São Paulo, p. 303. 2021.

CELIK, Ismail B. **Introductory Turbulence Modeling**. West Virginia University. Morgantown, p. 94. 1999.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. Tradução de Katia Aparecida Roque e Mario Moro Fecchio. 1. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 836 p. ISBN 978.85.8055-066-5.

CFDYNA. Turbulence Modeling. **CFDyna**, 14 jul. 2020. Disponível em: <http://www.cfdyna.com/CFDHT/turbulenceCFD.html>. Acesso em: 2020 abr. 18.

DABIRI, John O. Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, 3, n. 043104, 19 jul. 2011. 01 - 12. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3608170>.

DUWT. **Design Report**. Delft University Wind Energy Institut. Delft, p. 32. 2019.

EFTEKHARI, Hesam ; AL-OBAIDI, Abdulkareem Sh. Mahdi ; EFTEKHARI, Shahrooz. Aerodynamic Performance of Vertical and Horizontal Axis Wind Turbines: A Comparison Review. **Indonesian Journal of Science & Technology**, 07, n. 01, 2022. Disponível em: <https://doi.org/10.17509/ijost.v7i1.43161>.

FADIGAS, Eliane A. F. A. **Energia Eólica: Fundamentos, Conversão, aplicações e viabilidade técnico-econômica**. GEPEA Poli-USP. São Paulo, p. 51. 2007.

FERNANDO, M. S. U. K.; MODI, Vinod J. A numerical analysis of the unsteady flow past a Savonius wind turbine. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 32, n. 3, out. 1989. 303 - 327. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(89\)90005-6](https://doi.org/10.1016/0167-6105(89)90005-6).

FERZIGER, Joel ; PERIĆ, Milovan. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3. ed. Berlin: Springer, 2002. 431 p. ISBN 978-3-642-56026-2. Disponível em: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-56026-2>.

FLEMING, Paul D.; PROBERT, Sydney D. The evolution of wind-turbines: An historical review. **Applied Energy**, 18, n. 3, 1984. 163 - 177. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(84\)90007-2](https://doi.org/10.1016/0306-2619(84)90007-2).

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Phillip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução À Mecânica dos Flúidos**. Tradução de Ricardo Nicolau Nassar Koury e Luiz Machado. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. 728 p. ISBN 9788521617570.

FUJISAWA, Nobuyuki. On the torque mechanism of Savonius rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 40, n. 3, 1992. 277 - 292. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90380-S](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90380-S).

FUJISAWA, Nobuyuki; GOTOH, Futoshi. Pressure measurements and flow visualization study of a Savonius rotor. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 39, n. 1-3, 1992. 51 - 60. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90532-F](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90532-F).

FUJISAWA, Nobuyuki; GOTOH, Futoshi. Visualization study of the flow in and around a Savonius rotor. **Experiments in Fluids**, 12, abr. 1992. 407 – 412. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/BF00193888>.

GALLO, Waldyr Luiz R. **Estudo de desempenho de um rotor de arrasto**. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, p. 113. 1984. (265453).

GASCH, Robert; TWELE, Jochen. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. 2. ed. Heidelberg: Springer, 2012. 548 p. ISBN 978-3-642-22938-1.

GUILLOU, Pierrot. **Wall treatments and wall functions**. Ingénieur en mécanique spécialisé en aérodynamisme. Cranfield, p. 15. 2010.

HARIYANTO, Rudi *et al.* Analysis the Vortex Effect on the Performance of Savonius Windmill Based On Cfd (Computational Fluid Dynamics) Simulation and Video Recording. **International**

Journal Of Renewable Energy Research, v. 6, n. 3, p. 1015-1021, 2016. ISSN 1309-0127. Disponível em: <https://www.ijrer.org/ijrer/index.php/ijrer/article/view/4063>.

HAU, Erich. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. Tradução de Horst vonRenouard. 2. ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. 801 p. ISBN 978-3-540-29284-5.

HAYASHI, Tsutomu ; LI, YAN; HARA, Yutaka. Wind Tunnel Tests on a Different Phase Three-Stage Savonius Rotor. **JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering**, 48, n. 1, 2005. 9-16. Disponível em: <https://doi.org/10.1299/jsmeb.48.9>.

HEMAMI, Ahmad. **Wind Turbine Technology**. 1. ed. Boston: Cengage Learning, 2012. 416 p. ISBN 1435486463.

HEYDARI, Ali *et al.* CFD Simulation of Savonius Cross-flow Hydrokinetic Turbine Using. **Proceedings of the 9th World Congress on Civil, Structural, and Environmental Engineering**, London, 141, 16 abr. 2024.

IPCC. **Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. Intergovernmental Panel on Climate Change. Nova York, p. 535 - 608. 2012.

IRAWAN, Elysa Nensy *et al.* Analyzing the growth and trends of vertical axis wind turbine research: Insight from a bibliometric study. **Journal of Mechatronics, Electrical Power, and Vehicular Technology**, 14, n. 1, 2023. 55-61. Disponível em: <https://doi.org/10.14203/j.mev.2023.v14.55-61>.

JOHNSON, Gary L. **Wind Energy Systems**. Electronic. ed. Manhattan,: Kansas State University, 2006. 449 p. Disponível em: <https://www.ece.k-state.edu/people/faculty/gjohnson/files/Windbook.pdf>.

KAMOJI , M.A. ; KEDARE , S.B.; PRABHU , S.V. Experimental Investigations on Two and Three Stage Modified Savonius Rotor. **W IND E NGINEERING**, 35, n. 4, ago. 2011. 483-510. Disponível em: <https://doi.org/10.1260/0309-524X.35.4.483>.

KAMOJI, M. A.; KEDARE, S. B.; PRABHU, S. V. Experimental Investigations on the Effect of Overlap Ratio and Blade Edge Conditions on the Performance of Conventional Savonius Rotor. **Wind Engineering**, 32, n. 2, 2008. 163 – 178. Disponível em: <https://doi.org/10.1260/030952408784815826>.

KAMOJI, MA; KEDARE, SB; PRABHU, SV. Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor. **Applied Energy**, 86, n. 8, ago. 2009. 1064-1073. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.019>.

KAMOJI, Mahesh; KEDARE, S. B.; PRABHU, S. V. Experimental investigations on the effect of gap ratio and end tip condition on the static torque in a conventional Savonius rotor. **Advances in Energy Research**, Bombay, p. 275-280, 2006. Disponível em: <https://drive.google.com/file/d/0B-6vIKAmWv82V19WMFYxa0hqLVE/view>.

KANG, Can ; LIU, Haixia ; YANG, Xin. Review of fluid dynamics aspects of Savonius-rotor-based vertical-axis wind rotors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 33, p. 499-508, maio 2014. ISSN 1364-0321. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.02.011>.

KOLDITZ, Olaf. Finite Volume Method. In: KOLDITZ, Olaf **Finite Volume Method**. In: Computational Methods in Environmental Fluid Mechanics. 1. ed. Heidelberg: Springer, 2002. Cap. 8, p. 173-190. ISBN 978-3-662-04761-3. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-04761-3>.

KUMAR, Anuj ; SAINI, Gaurav. Flow field and performance study of Savonius water turbine. **Materials Today: Proceedings**, 46, 2021. 5219 - 5222. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.591>.

KUMAR, Anuj ; SAINI, R. P. Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. **Renewable Energy**, 113, dez. 2017. 461-478. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.020>.

KUMAR, Palanisamy Mohan *et al.* Numerical and analytical study on telescopic Savonius turbine blade. **International Conference on Power Generation Systems and Renewable Energy Technologies (PGSRET)**, Johor Bahru, n. 3, p. 107 - 112, 06 abr. 2017.

KUMAR, Palanisamy Mohan *et al.* Experimental and numerical investigation of novel Savonius wind turbine. **Wind Engineering**, 43, n. 3, 06 jun. 2018. 1-16. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0309524X18780392>.

LAUNDER, Brian ; SPALDING, Dudley B. The numerical computation of turbulent flows. In: SPALDING, D. **Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion**. New York: Pergamon, 1974. Cap. 8, p. 96-116. ISBN 978-0-08-030937-8. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-030937-8.50016-7>.

LEE, Ken-Yeen *et al.* Maximizing efficiency with active diameter modulation of vertical axis wind turbine. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 80, 2025. 01-10. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2025.104363>.

LETCHER, Trevor M. Why Wind Energy? **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, 1, 2017. 03 - 14. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00001-1>.

MAHMOUD, N.H. *et al.* An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. **Alexandria Engineering Journal**, 51, 16 ago. 2012. 19 - 25. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.aej.2012.07.003>.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017. 438 p. ISBN 978-85-216-3335-8.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained: Theory, Design And Application**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2009. 705 p. ISBN 978-0-470-01500-1. Disponível em: http://ee.tlu.edu.vn/Portals/0/2018/NLG/Sach_Tieng_Anh.pdf.

MCCORMICK, Barnes W. **Aerodynamics, Aeronautics, And Flight Mechanics**. 2. ed. Nova York: John Wiley & Sons, Inc, 1995. 664 p. ISBN 0-471-57506-2. Disponível em: <http://docshare01.docshare.tips/files/9792/97922256.pdf>.

MENET, Jean L. A double-step Savonius rotor for local production of electricity: A design study. **Renewable Energy**, Renewable Energy, 29, n. 11, set. 2004. 1843 - 1862. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.02.011>.

MENET, Jean L.; COTTIER, François. Etude paramétrique du comportement aérodynamique d'une éolienne lente à axe vertical de type Savonius. **16è Congrès Français de Mécanique (CFM)**, Nice, 1-5 set. 2003. 06. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/262450570_Etude_parametrique_du_comportement_aerodynamique_d'une_eolienne_a_axe_vertical_de_type_Savonius.

MME. **Energia Eólica no Brasil e Mundo: Ano de referência - 2016**. Ministério de Minas e Energia. Brasília, p. 08. 2017.

MODI, Vinod J.; FERNANDO, M. S. U. K. On the Performance of the Savonius Wind Turbine. **Journal of Solar Energy Engineering**, 111, n. 1, fev. 1989. 71 - 81. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3268289>.

MODI, Vinod J.; FERNANDO, M. S. U. K. Unsteady aerodynamics and wake of the savonius wind turbine: A numerical study. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 46 - 47, ago. 1993. 811 - 816. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(93\)90357-T](https://doi.org/10.1016/0167-6105(93)90357-T).

MOHAMED, Hassan A. **Design Optimization of Savonius and Wells Turbines**. Otto Von Guericke University Magdeburg. Magdeburgo, p. 198. 2011.

MOHAMMED, Muhyiddin *et al.* Savonius Hydrokinetic Turbine: A Bibliometric Analysis. **Journal of Advanced Research in Applied Mechanics**, 2, n. 1, 2025. 36-51. Disponível em: <https://doi.org/10.37934/aram.2.1.3651>.

MOSBAHI, Mabrouk *et al.* Performance Improvement of a Drag Hydrokinetic Turbine. **Water**, 13, n. 3, 23 jan. 2021. 273. Disponível em: <https://doi.org/10.3390/w13030273>.

NAKAJIMA, Miyoshi; IIO, Shouichiro; IKEDA, Toshihiko. Performance of Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine. **Journal of Fluid Science and Technology**, v. 3, n. 3, p. 420-429, 2008. ISSN 07-0871. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/148777868.pdf>.

NELSON, Vaughn. **Wind Energy: Renewable Energy And The Environment**. 2. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2009. 310 p. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=WaHTBQAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>.

ODS BRASIL. Indicadores Brasileiros para os Objetivos de Desenvolvimento Sustentável. **ODS Brasil**, 2020. Disponível em: <https://odsbrasil.gov.br/>. Acesso em: 12 out. 2020.

OSSES, Juan. O método de volumes finitos. **ESSS**, 12 dez. 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>. Acesso em: 15 abr. 2021.

PRABOWOPUTRA, Dandun Mahesa; PRABOWO, Aditya Rio. Effect of Geometry Modification on Turbine Performance: Mini-Review of Savonius Rotor. **International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research**, 11, n. 10, out. 2022. 777 - 783.

RAENG. **Wind Energy: Implications of large-scale deployment on the GB electricity system**. Royal Academy of Engineering. Londres, p. 72. 2014. (978-1-909327-07-8).

RAJAMOHAN, Sakthivel *et al.* Approaches in performance and structural analysis of wind turbines – A review. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 53, n. B, 2022. 01 - 34. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102570>.

RATHORE, Mukesh Kumar *et al.* Fabrication and Performance Analysis of the Aero-Leaf. **energies**, 16, 25 mar. 2023. 01-17. Disponível em: <https://doi.org/10.3390/en16073015>.

REIK, Wolfgang ; SEEBACHER, Roland ; KOOY, Ad. Dual Mass Flywheel. **Powertrain Systems of the Future**, Herzogenaurach, v. 2, p. 69-93, 03 abr. 2014. Disponível em: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/4_DMFW_1.pdf.

REZAEIHA, Abdolrahim ; MONTAZERI, Hamid ; BLOCKEN, Bert. On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines. **Energy**, v. 180, p. 838-857, 01 ago. 2019. ISSN 0360-5442. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.053>.

ROGOWSKI, Krzysztof; MAROŃSKI, Ryszard. CFD computation of the Savonius rotor. **Journal of Theoretical and Applied Mechanics**, Varsóvia, 53, n. 1, 2015. 37 - 45. Disponível em: <http://ptmts.org.pl/jtam/index.php/jtam/article/view/v53n1p37>.

ROY, Sukanta ; SAHA, Ujjwal K. Review of experimental investigations into the design, performance and optimization of the Savonius rotor. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, 227, n. 4, maio 2013. 528 – 542. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0957650913480992>.

ROY, Sukanta ; SAHA, Ujjwal K. Review on the numerical investigations into the design and development of Savonius wind rotors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 73-83, ago. 2013. ISSN 1364-0321. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.060>.

SAHA, U.K.; THOTLA, S; MAITY, D. Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 96, n. 1, 2008. 1359– 1375. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2008.03.005>.

SAVONIUS, Sigurd. **The Wing Rotor in Theory and Practice**. Helsingfors: Savonius & CO., 1926. Disponível em: https://www.prh.fi/stc/attachments/innogalleria/savonius_kirja.pdf.

SAVONIUS, Sigurd. **Rotor Adapted to be driven by wind or flowing water**. United States Patent Office. Helsinque, p. 08. 1929. (1,697,574).

SHELDAHL, Robert ; BLACKWELL , Bennie F.; FELTZ, Louis. Wind tunnel performance data for two- and three-bucket Savonius rotors. **Jornal Energy**, v. 2, n. 3, p. 160-164, jun. 1978. Disponível em: <https://doi.org/10.2514/3.47966>.

SHIH, Tsan *et al.* A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. **Computers & Fluids**, v. 24, n. 3, p. 227-238, mar. 1995. ISSN 0045-7930. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T).

SONG, Lei *et al.* Numerical study on performance of a vertical axis wind rotor with S-shaped blades. **PLoS One**, 20, n. 5, 27 maio 2025. 21. Disponível em: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0322953>.

SPALART, Philippe R.; ALLMARAS, Steven. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. **La Recherche Aéronautique**, n. 1, p. 05-21, jan. 1994. Disponível em: <https://doi.org/10.2514/6.1992-439>.

SUTHERLAND, Herbert J.; BERG, Dale E.; ASHWILL, Thomas D. **A Retrospective of VAWT Technology**. Sandia National Laboratories. Albuquerque, p. 64. 2012. (SAND2012-0304).

TEIXEIRA, Giovanni de M.; KESSLER, Martin P.; MALISKA, Clovis R. Fontes de erro: Identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis. **ESSS Newlleter Artigo Técnico**, São Paulo, 30 set. 2009. 3. Disponível em: https://storage.googleapis.com/site.esss.co/2009/09/ESSS_Artigo_Tecnico_21.pdf.

THACKER, Ben H. *et al.* **Concepts of Model Verification and Validation**. US Department of Energy (DOE). California, p. 41. 2004. (LA-14167-MS).

TONG, Wei. **Wind Power Generation and Wind Turbine Design**. Boston: WIT Press, 2010. 768 p. ISBN 978-1-84564-205-1. Disponível em: https://www.witpress.com/images/stories/content_images/contents/c42051.pdf.

USHIYAMA, Izumi; NAGAI, Hiroshi ; SHINODA, Jinkichi. Experimentally Determining the Optimum Design Configuration for Savonius Rotors. **Bulletin of JSME**, 29, n. 258, dez. 1986. 4130-4138. Disponível em: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.29.4130>.

VANCE, W. E. **Vertical Axis Wind Rotors - Status And Potential**. National Aeronautics and Space Administration. San Diego, p. 96 - 102. 1973. (19740008661).

WANG, Yu Qi *et al.* Steady Output Triboelectric-Electromagnetic Hybrid Generator with Variable Drag Turbine Blades for Natural Wind Energy Harvesting. **Energy, Environmental, and Catalysis Applications**, 16, n. 30, 18 jul. 2024. 39287 - 39294. Disponível em: <https://doi.org/10.1021/acsami.4c05790>.

WENEHENUBUN, Frederikus ; SAPUTRA, Andy ; SUTANTO, Hadi. An experimental study on the performance of Savonius wind turbines related with the number of blades. **Energy Procedia**, 68, 2015. 297 - 304. Disponível em: [10.1016/j.egypro.2015.03.259](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.259).

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluídos**. Tradução de José Carlos Cesar Amorim. 6. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011. 878 p. ISBN 978-85-8055-009-2.

WHITTLESEY, Robert. Vertical Axis Wind Turbines: Farm and Turbine Design. **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, 2017. 185 - 202. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00010-2>.

ZAPAROLLI, Domingos. Ventos promissores a caminho. **Pesquisa FAPESP**, São Paulo, n. 275, p. 78 - 83, jan. 2019. Disponível em: https://revistapesquisa.fapesp.br/wp-content/uploads/2019/01/078-083_Energia-e%C3%B3lica_275.pdf.

ANEXO – PRODUÇÃO CIENTÍFICA

CAVALCANTE, Yan Felipe de Oliveira; SOUZA, José Leônicio Fonseca de. Análise da influência da espessura da pá em rotores do tipo Savonius. In: SIMPÓSIO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA DO CEFET-MG (SiPGEM), 2., 2024, Belo Horizonte. Anais. Belo Horizonte: CEFET-MG, 2024. p. 89–93. ISSN 3085-6957. Disponível em: <https://conferencias.cefetmg.br/index.php/llsipgem/llsipgem/author/submission/9843>.