

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Luis Enrique Manga Olivera

**MODELAGEM E COMPARAÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA E DO
COEFICIENTE DE POTÊNCIA DE TURBINAS MAGNUS SEGUNDO O
COMPORTAMENTO DOS PERFIS CILÍNDRICOS**

Santa Maria, RS, Brasil
2017

Luis Enrique Manga Olivera

**MODELAGEM E COMPARAÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA E DO
COEFICIENTE DE POTÊNCIA DE TURBINAS MAGNUS SEGUNDO O
COMPORTAMENTO DOS PERFIS CILÍNDRICOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Sistemas de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Elétrica**.

Orientador: Prof. Felix Alberto Farret, Ph.D.

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Central da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), com os dados fornecidos pelo autor



Luis Enrique Manga Olivera

**MODELAGEM E COMPARAÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA E DO
COEFICIENTE DE POTÊNCIA DE TURBINAS MAGNUS SEGUNDO O
COMPORTAMENTO DOS PERFIS CILÍNDRICOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Sistemas de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Elétrica.**

Aprovado em 20 de fevereiro de 2017:

Felix Alberto Farret, PhD (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Ricardo Quadros Machado (USP)

Luciane Neves Canha (USFM)

DEDICATÓRIA

A minha avó Luzgarda, meus pais Luz Marina e Luis Enrique e a minha irmã Yony Luz, por todo o amor, dedicação, paciência e educação recebida. Dedicado também a Desseret, obrigado pelo apoio e amor

AGRADECIMENTOS

À fundação CAPES e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Maria pela oportunidade de crescimento profissional e pessoal.

Ao INPE, especialmente ao Dr. Adriano Petry pela ajuda recebida, principalmente na facilitação do servidor para realizar as simulações bases desta pesquisa.

Aos colegas do CEESP (Centro de Excelência em Energia e Sistemas de Potência) Frank G., Vinicius K., Diogo F., Maicon M., Valesca B, e especialmente a Lucas Feksa e Emanuel Antunes, pela amizade, ajuda e disposição para me atender e guiar.

Ao professor Felix A. Farret pela oportunidade concedida na área de energias renováveis, confiança em mim depositada, grato pela orientação.

A minha família, pelo apoio constante e incondicional, incentivo e amor apesar da distância física.

Aos Camaradas Rodolfo e Fernando Manga (Colla), pelo exemplo de nunca acreditar e sempre duvidar. Viva nossa revolução.

A os meus amigos Diego Rodríguez, Miguel Zuñiga, David Zapata, Veronika Corzo, André Málaga y Alexa Velit, obrigado por estar sempre ao meu lado.

A os meus colegas e amigos, grato pelos momentos compartilhados neste tempo no Brasil. Julio, Cindy, Wilmar, Alejandra, Jonas, Edgar, Yosani, Alida e Soledad.

Enfim a todos aqueles que fazem parte da minha vida e que são essenciais para eu ser, a cada dia nessa longa jornada, um ser humano melhor.

*“No se vive celebrando victorias, sino
superando derrotas”*

(Ernesto “Che” Guevara)

RESUMO

MODELAGEM E COMPARAÇÃO DA POTÊNCIA ELÉTRICA E COEFICIENTE DE POTÊNCIA DE TURBINAS EÓLICAS MAGNUS SEGUNDO OS PERFIS CILÍNDRICOS

AUTOR: Luis Enrique Manga Olivera
ORIENTADOR: Felix Alberto Farret, Ph.D.

Esta dissertação apresenta o modelamento de turbinas Magnus baseadas nas forças produzidas pelos perfis cilíndricos, dando como resultado as curvas de potência mecânica útil e coeficiente de potência além de demonstrar os efeitos do acoplamento de uma máquina elétrica de indução ao conjunto turbina-gerador. As forças de sustentação e arrasto são obtidas mediante simulações de fluodinâmica computacional, tendo-se realizado simulações em sete diferentes tipos de cilindro. A partir destas forças, são determinados os coeficientes de sustentação e arrasto, respectivamente, para cada um dos perfis, e foram observados três perfis que aproveitam melhor estas forças. Logo após, são desenvolvidos os modelos de turbina eólica para cada perfil para obter as curvas de potência mecânica, apresentando-se nesta dissertação o modelamento de um perfil. Além disso, são obtidas também as curvas do coeficiente de potência em função da relação de velocidade na ponta (TSR) e da relação de velocidade na superfície do cilindro (CSR). Em seguida, foram comparadas as curvas de potência para uma velocidade de vento de 7 m/s para os três perfis anteriormente mencionados. Por último, foi acoplado na turbina Magnus um gerador do tipo gaiola de esquilo para determinar a potência elétrica desenvolvida pelo gerador e as potências de perdas, tendo como resultado a potência elétrica do aerogerador em relação à velocidade angular da turbina e a velocidade angular dos cilindros. Foram obtidos resultados para a potência mecânica útil próxima a 16 kW para velocidades de vento de 7 m/s e potência elétrica fornecida de em torno de 14 kW. No que tange ao coeficiente de potência do modelo desenvolvido obteve-se o valor de 0,359 para um TSR de 1,4. Nesta dissertação, está detalhada a metodologia usada para modelar os diferentes tipos de turbina Magnus, como também os conceitos básicos para implementar as técnicas de controle MPPT com os principais parâmetros deste tipo de turbina eólica.

Palavras-chave: Turbina Magnus, Sustentação, Arrasto, Potência mecânica útil, Potência elétrica desenvolvida, Potência elétrica gerada, Coeficiente de potência, Turbulência.

ABSTRACT

MODELING AND COMPARISON OF THE ELECTRICAL POWER AND POWER COEFFICIENT OF MAGNUS WIND TURBINES ACCORDING OF THE CYLINDRICAL AIRFOILS

AUTHOR: Luis Enrique Manga Olivera
ADVISOR: Felix Alberto Farret, Ph.D.

This thesis presents the model of Magnus turbines based on the forces produced by the cylindrical airfoils, resulting in the curves of net mechanical power and power coefficient, besides demonstrating the effects of the coupling an induction machine in the set turbine-generator. The lift and drag forces are obtained through simulations of computational fluid dynamics, are simulated seven different cylinder types. With these forces were determined the drag and lift coefficients respectively for each of the profiles, and they were observed three profiles that take better advantages of these forces. Then, wind turbine models are developed for each profile obtaining the mechanical power curves, presenting in this thesis the model of one profile. In addition, they are also obtained the power coefficient curves as a function of the tip speed ratio (TSR) and the cylinder speed ratio (CSR). Next, were compared the power curves for a wind speed of 7 m/s of the three profiles mentioned above. Finally, a squirrel cage machine is coupled to the Magnus turbine to determine the electrical power generated by the generator and the electrical power losses, resulting in the electrical power of the wind turbine in relation to the turbine angular velocity and the cylinder angular velocity. Obtaining results of net mechanical power, for wind speeds of 7 m/s, close to 16 kW and of electric power supplied around 14 kW. Regarding the power coefficient of the developed model, is obtained a value of 0.359 for a TSR of 1.4. In this thesis we detail the methodology used to model different types of Magnus turbine, as well as the basic concepts to implement techniques of MPPT control with the main parameters of this type of wind turbine.

Keywords: Magnus turbine, Lift, Drag, Net mechanic power, Developed electric power, Electrical power supplied, Power coefficient, Turbulence.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Chegada da tripulação Baden-Baden em New York (05/10/1926).....	34
Figura 2 - Navio de rotor Flettner “Barbara”.	35
Figura 3 - Desenho do aerogerador de Thomas Hanson.	35
Figura 4 - Modelo Mecaro Spiral Magnus 2011/13.	36
Figura 5 - Modelo Mecaro Spiral Magnus 2011/13 – 2.	37
Figura 6 - Configurações de rotores de aerogeradores tipo VAWT: a) Rotor Savonius; b) Rotor Darrieus; c) Rotor - H.	41
Figura 7 - Turbina de eixo horizontal: GAMESA 5.0 MW.	42
Figura 8 - Fluxo de ar através do conversor de energia em um tubo de corrente (Streamtube).	44
Figura 9 - Coeficiente de potência em função das velocidades antes e depois do conversor...47	47
Figura 10 - Forças aerodinâmicas que atuam sobre uma superfície aerodinâmica exposta a corrente de ar.	48
Figura 11 - Definições para uma superfície sustentadora.....	49
Figura 12 - Forças aerodinâmicas e o ângulo de ataque. (a) posição horizontal; (b) ângulo de ataque positivo; (c) ângulo de ataque negativo, (d) ângulo de ataque aumentado.	50
Figura 13 - Velocidade real e relativa do vento.	51
Figura 14 - Movimento do centro de gravidade de uma turbina eólica (a) Vista frontal; (b) Vista lateral.....	51
Figura 15 - Velocidade relativa do vento para um perfil aerodinâmico da turbina eólica convencional.....	52
Figura 16 - Velocidade na ponta de uma turbina eólica convencional.	53
Figura 17 - Coeficientes de potência de vários tipos de turbinas em função da velocidade relativa λ	54
Figura 18 - Efeito Magnus.....	55
Figura 19 - Fluxos potenciais básicos. As linhas contínuas representam as linhas de corrente e as linhas descontínuas representam as linhas equipotenciais.	57
Figura 20 - Uma dupla, ou par fonte-sumidouro visto de longe.....	58
Figura 21 - Fluxo ao redor de um cilindro com circulação para diferentes valores da intensidade do torvelinho (a) 0,0; (b) 1,0; (c)2,0 e (d) 3,0.	59
Figura 22 - Ilustração da forte interação entre as regiões viscosa e não viscosa na parte posterior do fluxo ao redor de um corpo.	61
Figura 23 - Valores teóricos e experimentais da sustentação e arrasto em cilindros giratórios.	63
Figura 24 - Valores experimentais de C_L e C_D	65
Figura 25 - Efeito de δ nos valores de C_L e C_D .Para um cilindro $C = 3$; $\delta = 3$ (Δ), $\delta = 6$ (\blacktriangle), $\delta = 12$ (\bullet).....	66
Figura 26 - Velocidades e forças em uma pá cilíndrica.	67
Figura 27 - Variáveis principais da turbina Magnus, vista frontal do aerogerador.....	68
Figura 28- Circuito equivalente da máquina de indução.	73
Figura 29- Modelo genérico da máquina de indução.	74
Figura 30- Modelo alternativo do gerador de indução.	75
Figura 31- Modelo do gerador de indução de gaiola de esquilo.	75
Figura 32- Velocidades e torques antes e depois da caixa de redução (Gearbox).	76
Figura 33 - Fluxo de potência de um gerador de indução gaiola de esquilo.	77
Figura 34 - Tipos de malha, (a) malha de hexaedros; (b) malha de tetraedros.....	82

Figura 35 - Malha híbrida.	83
Figura 36 - Distribuições estruturadas de malha.....	83
Figura 37 - Distribuições não estruturadas de malha.....	84
Figura 38 - Malha dividida por blocos com diferentes características.	84
Figura 39 - Domínio do fluido para simulação do cilindro.....	89
Figura 40 - Sub-região do domínio.....	90
Figura 41 - Malha do domínio do fluido.....	91
Figura 42 - Malha ao redor do cilindro.....	91
Figura 43 - Condições de contorno do cilindro.....	92
Figura 44 - Forças exercidas no perfil cilíndrico.....	93
Figura 45 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro.....	94
Figura 46 - Coeficiente de sustentação do cilindro simulado e da bibliografia.....	95
Figura 47 - Coeficiente de arrasto do cilindro simulado e da bibliografia.....	96
Figura 48 - Domínio do fluido para simulação do cilindro com disco e $C = 2$	97
Figura 49 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 2$	97
Figura 50 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com disco e $C = 2$	98
Figura 51 - Coeficiente de sustentação do cilindro com disco e $C = 2$ simulado e da bibliografia.....	99
Figura 52 - Coeficiente de arrasto do cilindro com disco e $C = 2$ simulado e da bibliografia.....	99
Figura 53 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 1,5$	100
Figura 54 - Linhas de corrente da velocidade aerodinâmica ao redor do cilindro com disco e $C = 1,5$	101
Figura 55 - Coeficiente de sustentação do cilindro com disco e $C = 1,5$ simulado e da bibliografia.....	102
Figura 56 - Coeficientes de arrasto do cilindro com disco e $C = 1,5$ simulado e da bibliografia.....	102
Figura 57 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 2,5$	103
Figura 58 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com disco e $C = 2,5$	104
Figura 59 - Coeficientes de sustentação do cilindro com disco e $C = 2,5$ simulado e da bibliografia.....	105
Figura 60 - Coeficientes de arrasto do cilindro com disco e $C = 2,5$ simulado e da bibliografia.....	105
Figura 61 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com cone.....	106
Figura 62 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com cone.....	107
Figura 63 - Coeficientes de sustentação do cilindro com cone simulado e da bibliografia.....	108
Figura 64 - Coeficientes de arrasto do cilindro com cone simulado e da bibliografia.....	108
Figura 65 - Perfil cilíndrico com cone e ponta ovalada.....	109
Figura 66 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com cone e ponta ovalada.....	109
Figura 67 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com cone e ponta ovalada.....	110
Figura 68 - Coeficientes de sustentação do cilindro com cone e ponta ovalada simulado e da bibliografia.....	111
Figura 69 - Coeficientes de arrasto do cilindro com cone e ponta ovalada simulado e da bibliografia.....	111
Figura 70 - Perfil cilíndrico com espiral.....	112
Figura 71 - Corte vertical da malha do cilindro com espiral.....	113
Figura 72 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com espiral.....	113

Figura 73 - Linhas de corrente da velocidade aerodinâmica ao redor do cilindro com espiral.	114
Figura 74 - Coeficiente de sustentação do cilindro com espiral simulado e da bibliografia.	115
Figura 75 - Coeficiente de arrasto do cilindro com espiral simulado e da bibliografia.	115
Figura 76 - Comparação de coeficientes de sustentação dos modelos desenvolvidos.	117
Figura 77 - Comparação de coeficientes de arrasto dos modelos desenvolvidos.	118
Figura 78 - Aproximação do coeficiente de sustentação.	119
Figura 79 - Aproximação do coeficiente de arrasto.	119
Figura 80 - Ponto de máxima diferença entre coeficientes de sustentação e de arrasto.	121
Figura 81 - Potência útil da turbina Magnus.	122
Figura 82 - Potências úteis da turbina Magnus para diferentes velocidades de vento.	123
Figura 83 - Coeficiente de potência da turbina Magnus.	123
Figura 84 - Coeficiente de potência para $\theta = 9$.	124
Figura 85 - Potência útil para diferentes modelos de turbina Magnus, $v_{vento} = 7 \text{ m/s}$.	125
Figura 86 - Coeficientes de potência para diferentes modelos de turbina Magnus, $\theta = 9$.	125
Figura 87 - Coeficientes de potência para diferentes tipos de turbinas em função da velocidade relativa λ .	126
Figura 88 - Potência elétrica fornecida pela da turbina Magnus.	128
Figura 89 - Potências elétricas fornecidas pela turbina Magnus para diferentes velocidades de vento.	129
Figura 90 - Potência elétrica fornecida e potência mecânica útil da turbina Magnus a 7 m/s.	129
Figura 91 - Potência elétrica fornecida, para diferentes modelos de turbina Magnus, $v_{vento} = 7 \text{ m/s}$.	130
Figura 92 - Diagrama de blocos de controle do TSR λ .	131
Figura 93 - Características da potência útil da turbina em função da velocidade da turbina para diferentes velocidades de vento.	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resumo dos modelos de turbulência.	87
Tabela 2 - Parâmetros geométricos do cilindro e do domínio.	90
Tabela 3 - Valores das forças das sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro.	94
Tabela 4 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 2$	98
Tabela 5 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 1,5$	101
Tabela 6 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 2,5$	104
Tabela 7 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e cone.	107
Tabela 8 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com cone e ponta ovalada.	110
Tabela 9 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com espiral.	114
Tabela 10 - Coeficientes polinomiais das funções de C_L e C_D	120
Tabela 11 - Parâmetros físicos da turbina Magnus.	121
Tabela 12 - Parâmetros da máquina de indução de gaiola de esquilo.	127

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

α	Ângulo de ataque	graus
A_T	Área da turbina	m ²
A	Área de uma seção	m ²
A_c	Área do cilindro	m ²
A_p	Área do perfil aerodinâmico	m ²
Q	Caudal	m ³ /s
Γ	Circulação de um fluido	-
C_D	Coefficiente de arrasto ou Drag	-
C_p	Coefficiente de potência.	-
C_L	Coefficiente de sustentação ou Lift	-
b	Comprimento de um perfil aerodinâmico	m
l_c	Comprimento do cilindro	m
I_{a1}	Corrente do estator	A
I'_{a2}	Corrente do rotor referida ao estator	A
ρ	Densidade específica de um fluido	kg/m ³
s	Deslizamento	-
d_T	Diâmetro da turbina.	m
d_c	Diâmetro do cilindro	m
d_d	Diâmetro do disco	m
τ_w	Esforço cortante sobre uma placa	-
\dot{m}	Fluxo mássico de um fluido	kg/s
F	Força aerodinâmica	N
D	Força de arrasto	N
L	Força de sustentação	N
f	Frequência da rede	Hz
ψ	Função de corrente no fluxo	-

ϕ	Função de potencial de velocidades	-
m	Massa de ar em movimento	kg
n_c	Número de pás cilíndricas.	-
p	Número de polos da máquina de indução	-
Re_d	Número de Reynolds para uma placa plana.	-
Re	Número de Reynolds	-
\mathcal{G}_s	Pontos de estagnação do cilindro	Graus
P_{cu1}	Potência de perdas no estator	W
P_{cu2}	Potência de perdas no rotor	W
P_s	Potência de saída na rede	W
P_d	Potência desenvolvida pelo rotor	W
P_{disp}	Potência disponível	W
P_o	Potência do fluxo de ar não perturbado	W
P_g	Potência gerada pelo rotor	W
P_{mec}	Potência mecânica extraída	W
$P_{útil}$	Potência mecânica útil	W
p_o	Pressão do fluxo não perturbado	Pa
p_s	Pressão na superfície	Pa
r_T	Raio da turbina	m
r_c	Raio cilindro	m
r_{hub}	Raio do hub ou “nariz da turbina”	m
X_1	Reatância do estator	Ω
X_m	Reatância de magnetização	Ω
X_2	Reatância do rotor	Ω
δ	Relação de aspecto do cilindro	-
C	Relação de diâmetros do disco e do cilindro	-
λ	Relação de velocidade na ponta (TSR)	-

θ	Relação de velocidade no cilindro (CSR)	-
r_d	Resistência desenvolvida	Ω
r_1	Resistência dos enrolamentos do estator	Ω
r_2'	Resistência dos enrolamentos do rotor	Ω
V_d	Tensão desenvolvida pelo rotor	V
V_{a1}	Tensão no estator	V
T_d	Torque desenvolvido pelo rotor	N.m
T_D	Torque Drag	N m
T_L	Torque Lift	N m
T_m	Torque mecânico depois da caixa de redução	N.m
T_T	Torque mecânico total	N.m
ω_T	Velocidade angular da turbina ou do rotor.	rad/s
ω_2	Velocidade angular depois da caixa de redução	rad/s
ω_c	Velocidade angular do cilindro	rad/s
V	Velocidade de um corpo	m/s
v	Velocidade de um fluido	m/s
v_o	Velocidade do fluxo não perturbado	m/s
n	Velocidade do rotor da máquina de indução	rpm
ω	Velocidade do rotor da máquina de indução	rad/s
v_{vento}	Velocidade do vento	m/s
v_{ponta}	Velocidade na ponta da turbina eólica	m/s
u	Velocidade periférica da pá	m/s
v_r	Velocidade relativa do vento	m/s
n_s	Velocidade síncrona da máquina de indução	rpm
ω_s	Velocidade angular síncrona da máquina de indução	rad/s
μ	Viscosidade dinâmica de um fluido	Pa s
\dot{V}	Volume de fluxo	m ³ /s

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	OBJETIVOS	30
1.1.1	Objetivo geral	30
1.1.2	Objetivos específicos	30
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
3	AEROGERADORES	41
3.1	CLASSIFICAÇÃO GERAL DE AEROGERADORES	41
3.2	CONCEITOS FÍSICOS BÁSICOS SOBRE CONVERSÃO DE ENERGIA EÓLICA	43
3.2.1	Limite de Betz	43
3.2.2	Forças sobre corpos sustentadores	47
3.2.3	Ângulo de ataque	49
3.2.4	Velocidade relativa	50
3.2.5	Relação de velocidade na ponta ou Tip speed ratio (TSR)	52
3.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 3	54
4	O EFEITO MAGNUS	55
4.1	FLUXO ATRAVÉS DE UM CILINDRO COM CIRCULAÇÃO	55
4.2	TEOREMA DE KUTTA-JOUKOWSKI PARA SUSTENTAÇÃO	60
4.3	VALORES EXPERIMENTAIS DA SUSTENTAÇÃO E DO ARRASTO EM CILINDROS GIRATÓRIOS	62
4.4	PARÂMETROS PRINCIPAIS DOS AEROGERADORES MAGNUS	67
4.4.1	Velocidade relativa para perfis cilíndricos	67
4.4.2	Relação de velocidadeS no cilindro ou Cylinder speed ratio (CSR)	67
4.4.3	Potência mecânica transformada	68
4.4.4	Perdas de potência mecânica por fricção nas pás cilíndricas	70
4.4.5	Coeficiente de potência	71
4.4.6	Potência elétrica usando máquinas assíncronas	72
4.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 4	78
5	FLUODINÂMICA COMPUTACIONAL	79
5.1	ANÁLISE NUMÉRICA	80
5.1.1	Método dos elementos finitos	80
5.1.2	Método das diferenças finitas	80
5.1.3	Método dos elementos de contorno	81
5.2	MALHA	82
5.3	MODELOS DE TURBULÊNCIA	86

5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 5	87
6	MODELOS DESENVOLVIDOS PARA ESTA DISSERTAÇÃO	89
6.1	MODELO DE CILINDRO	89
6.2	MODELO DE CILINDRO COM DISCO	96
6.2.1	Cilindro disco com $C = 2$	96
6.2.2	Cilindro disco com $C = 1,5$	100
6.2.3	Cilindro disco com $C = 2,5$	103
6.3	MODELO DE CILINDRO COM CONE	105
6.3.1	Cilindro com cone	106
6.3.2	Cilindro com cone e ponta ovalada.	108
6.4	MODELO DE CILINDRO COM ESPIRAL	111
6.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 6	115
7	RESULTADOS.	117
7.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 7	131
8	CONCLUSÕES	133
8.1	PRINCIPAIS CONTRIBUIÇÕES.	136
8.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	137
	REFERÊNCIAS	139
	APÊNDICE A - EQUAÇÃO DO TORQUE DE SUSTENTAÇÃO	143
	APÊNDICE B - EQUAÇÃO DO TORQUE DE ARRASTO	145

1 INTRODUÇÃO

A produção mundial de energia elétrica usando fontes eólicas em 2015 teve uma taxa de crescimento global de 17,2% a qual foi maior do que em 2014 (16,4%) (WORLD WIND ENERGY ASSOCIATION (WWEA), 2016). Entre os principais mercados de energia eólica, se encontram países como Brasil, Polônia, China e Turquia com altas taxas de crescimento. A China é a líder quanto ao crescimento da produção de energia eólica somando 33 GW aos 114 GW de capacidade que já possuíam. O Brasil além de ser o principal mercado na América Latina, é quarto país com maior crescimento a nível mundial, com taxa de crescimento de 46,2%. Este crescimento mundial fez com que a produção alcance valores de aproximadamente 434,7 GW no final de 2015 (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - MM, 2016). Especificamente no Brasil, a produção total é de 9,5 GW sendo aproximadamente 6,4% de participação na geração global do país.

No que se refere ao potencial eólico, estima-se que o potencial mundial seja da ordem dos 70000 GW por ano. No Brasil, segundo (CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA/CEPEL, 2001), este potencial chega a 143 GW. Para realizar estas estimativas de energia eólica considerada tecnicamente aproveitável, ela deve possuir uma velocidade de vento mínima de 7-8 m/s (GRUBB; MEYER; JOHANSSON, 1992). Segundo a Organização Mundial de Meteorologia, apenas 13% da superfície terrestre apresenta uma velocidade média igual ou superior a 7 m/s a uma altura de 50 m, e a grande maioria está localizada em zonas costeiras. Isto quer dizer que o restante da superfície terrestre, sobretudo as áreas continentais, não são consideradas como zonas tecnicamente aproveitáveis devido às baixas velocidades de vento que apresentam. Este é um aspecto importante na produção de energia eólica, pois para velocidades de vento menores do que 7 m/s, as turbinas eólicas convencionais são consideradas ineficientes pelo baixo torque que produzem.

Outro problema que apresentam as turbinas eólicas em zonas continentais são as restrições ambientais como sonoras e visuais. Os impactos sonoros estão relacionados à velocidade de giro dos rotores (ARAUJO, 2000). No Brasil, para se obter o licenciamento para instalação de turbinas eólicas, é necessário apresentar estudos sonoros segundo a legislação ambiental, Resolução 462/2014 do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), visando o conforto acústico e a preservação da saúde da comunidade.

Observa-se um aumento substancial na produção eólica de eletricidade, mas é claro que existem alguns limitantes como a ineficiência em baixas velocidades de vento e a poluição sonora. Estes problemas poderiam ser resolvidos usando outro tipo de pás nos aerogeradores,

tais como cilindros rotatórios ao invés dos perfis convencionais. O fenômeno físico pelo qual um cilindro girando no seu próprio eixo cria uma força aerodinâmica é denominado efeito Magnus, enunciado em 1852 pelo pesquisador Heinrich Magnus. Este fenômeno influencia fortemente na trajetória de qualquer objeto em rotação, principalmente dos corpos esféricos, se deslocando através de um fluido. É por isso que os primeiros estudos foram relacionados com a balística ou no esporte de elite. Pouco tempo depois, Anton Flettner conseguiu aproveitar este fenômeno físico na propulsão naval, inventando o chamado rotor Flettner. Nesta época, também foram realizadas pesquisas em aeronáutica que não obtiveram resultados adequados. Isto foi assim até que em 1983 Hanson idealizou uma turbina eólica usando perfis cilíndricos rotacionais. Alguns anos depois, a empresa Mecaro, se baseando nas pesquisas de Hanson, desenvolveu protótipos usando perfis cilíndricos e adicionando uma barbatana ou espiral na superfície do perfil. Os resultados destes estudos geraram dados de uma turbina que além de aproveitar velocidades de vento inferiores a 7 m/s, possuía uma baixa velocidade angular do rotor, conseqüentemente, níveis de ruído menores. Estes estudos foram a base para algumas pesquisas realizadas nos últimos anos, como também do presente trabalho, que visa contribuir para o melhor entendimento do efeito Magnus, além de analisar e comparar os modelos de turbinas eólicas até então desenvolvidos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo desta dissertação é o estabelecimento de um modelo de turbina Magnus baseado nas forças de sustentação e arrasto encontradas usando simulações de fluodinâmica computacional. Com isso, pretende-se ajudar em futuras pesquisas deste tipo de turbina na determinação das potências mecânica ou elétrica, coeficiente de potência ou na criação de novos modelos a partir de variações do perfil cilíndrico.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Esta dissertação visa essencialmente:

- Analisar de uma forma geral os aerogeradores atuais, especialmente os conceitos físicos de conversão de energia e produção de sustentação dos perfis convencionais;
- Estudar o efeito Magnus, particularmente a análise da mecânica dos fluidos e as técnicas usadas para obter o equacionamento das forças que envolvem este fenômeno físico;

- Estudar as técnicas de fluodinâmica computacional, métodos de discretização no domínio do fluido, métodos de malha e modelos de turbulência tridimensional;
- Realizar simulações em fluodinâmica computacional de diferentes tipos de perfis cilíndricos, obtendo as forças que são produzidas em cada um deles e finalmente os coeficientes de sustentação e arrasto;
- Analisar as curvas dos coeficientes de sustentação C_L e de arrasto C_D obtidas nas simulações e realizar comparações com as curvas disponíveis na bibliografia para encontrar um perfil que aproveite da melhor maneira as forças de sustentação e arrasto;
- Estabelecer os modelos de turbina Magnus a partir dos perfis que produzam forças de sustentação elevadas e forças de arrasto pequenas, obtendo a potência útil e o coeficiente de potência para cada um deles;
- Realizar comparações entre as potências mecânica e elétrica e entre os coeficientes de potência obtidos a partir dos modelos desenvolvidos, como também de comparações com outros tipos disponíveis de turbinas eólicas;
- Disponibilizar o modelo das potências mecânica e elétrica e o coeficiente de potência da turbina Magnus para futuros trabalhos tentando melhorar os parâmetros ou o desenho do cilindro;
- Disponibilizar curvas para futuros trabalhos possam desenvolver um controle por meio de técnicas Maximum Power Point Tracker (MPPT) usando as principais variáveis dimensionais da turbina, como a velocidade do cilindro e a velocidade do rotor, ou adimensionais como a relação de velocidade na ponta (TSR) e a relação de velocidade no cilindro (CSR);
- Analisar as possíveis vantagens e desvantagens deste tipo de turbina frente aos aerogeradores atuais.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 1 é dada uma visão geral da situação atual da produção de energia por meio de geradores eólicos, mundial e brasileira, bem como estabelecer um potencial eólico tecnicamente aproveitável no mundo e no Brasil, os principais problemas ambientais das turbinas eólicas e, por último, a proposta do trabalho em turbinas Magnus.

No Capítulo 2 é feita uma revisão da literatura sobre as tecnologias e pesquisas desenvolvidas em torno de aerogeradores que usam o efeito Magnus.

No Capítulo 3 é mostrada uma classificação básica dos aerogeradores, os conceitos básicos sobre a conversão de energia como o limite de Betz, a teoria sobre forças sustentadoras em perfis convencionais, a velocidade relativa e a relação de velocidade na ponta das turbinas, conhecida como Tip Speed Ratio que é usada fundamentalmente para fazer comparações entre os tipos de turbinas.

O Capítulo 4 apresenta a teoria sobre o efeito Magnus, as aproximações que foram desenvolvidas para entender este fenômeno físico, valores de sustentação e arrasto resultados de experiências em pesquisas, algumas aplicações deste efeito e os principais parâmetros usados na conversão de energia eólica.

No Capítulo 5 é apresentada uma base teórica sobre fluodinâmica computacional CFD, os métodos de discretização do espaço, métodos de malha e modelos de turbulência.

O Capítulo 6 apresenta as simulações desenvolvidas usando a fluodinâmica computacional especificamente do software ANSYS CFX, as forças resultantes depois das simulações, usando estas forças para encontrar os coeficientes de sustentação e arrasto, para depois serem comparados com as curvas das referências. Os modelos desenvolvidos são: cilindro liso, cilindro com disco para $C = 2, 1,5$ e $2,5$, cilindro cone, cilindro cone e ponta ovalada e cilindro espiral.

No Capítulo 7 apresenta-se a modelagem da turbina Magnus baseada nas curvas de sustentação e arrasto do perfil que aproveita de forma eficiente as forças aerodinâmicas, com as curvas de potência mecânica útil, potência elétrica fornecida pelo gerador gaiola de esquilo e o coeficiente de potência do modelo; posteriormente, faz-se uma comparação com outros perfis, e são disponibilizadas as curvas para aplicar as técnicas de controle MPPT em futuros trabalhos.

Finalmente, no Capítulo 8 apresentam-se as principais conclusões dessa dissertação, ideias para prosseguimento do trabalho e principais contribuições.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O fenômeno físico Magnus foi observado pela primeira vez por Sir Isaac Newton (NEWTON, 1763) onde descreveu as singulares trajetórias que, geralmente, tinham as bolas de tênis ao serem batidas com certos ângulos. Em 1742, B. Robins, engenheiro britânico, explicou certos desvios inesperados na trajetória dos projetis como consequência deste fenômeno.

Em 1852, Heinrich Magnus (G. MAGNUS, 1853) realizou experiências e medições com um cilindro girando no seu eixo de revolução imerso em um fluxo de ar perpendicular a este eixo. Nesta pesquisa constatou que, devido à combinação do giro do cilindro e a velocidade do ar, são geradas diferentes pressões na parte superior e inferior do cilindro, enunciando o teorema que depois levaria seu nome.

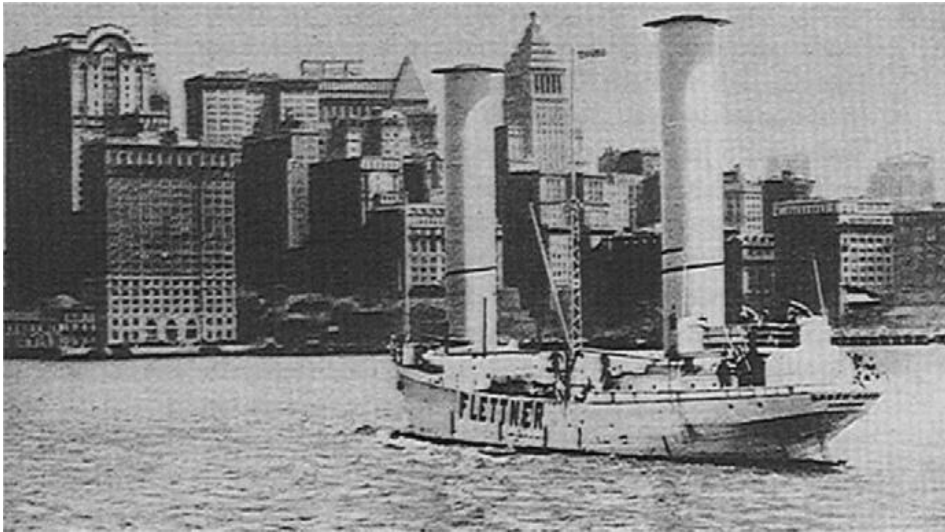
Depois da pesquisa de Magnus, Rayleigh publicou um estudo sobre as trajetórias irregulares das bolas de tênis (RAYLEIGH, 1877) que confirmou as explicações propostas por Magnus e enunciou o primeiro modelo matemático deste fenômeno superpondo uma corrente uniforme e um torvelinho irrotacional, que se tornou a base para o teorema de Kutta-Joukowski.

Em 1918, L. Prandtl resolveu o problema da causa da circulação do fluido ao redor de um corpo em rotação (PRANDTL, 1925) usando a teoria da camada limite, criada por ele, no efeito Magnus. Com relação à física que envolve o efeito Magnus, mais recentemente (KANG; CHOI; LEE, 1999) apresentaram a dependência do número de Reynolds no comportamento do fluido em cilindros.

Pelo lado das aplicações do efeito Magnus, Anton Flettner (1885 - 1961), físico e engenheiro aeronáutico alemão, desenvolveu um modelo com velas cilíndricas rotatórias, chamadas rotores Flettner (SEIFERT, 2012), usando o Efeito Magnus e conseguindo uma melhora significativa da eficiência. Durante o período de pesquisa, ele concluiu que a potência propulsora de um cilindro girando no seu eixo era igual à potência de uma vela com uma área 10 vezes maior.

Depois dos testes, em 1925 foi construído o primeiro navio, o “Buckau”, posteriormente chamado “Baden-Baden”. Inicialmente, usaram um navio convencional, do qual tiraram as velas e o mastro e colocaram dois rotores de 18,2 metros de altura e 2,74 metros de diâmetro. Estes rotores foram construídos de aço e movimentados, cada um deles, por um motor diesel de 7,5 kW girando a uma velocidade angular de 120 rpm. O peso total do mecanismo era aproximadamente 6,8 toneladas, o qual era proporcional à quinta parte do peso dos elementos retirados do navio.

Figura 1 - Chegada da tripulação Baden-Baden em New York (05/10/1926).



Fonte: (SEIFERT, 2012)

O resultado dos estudos de Anton Flettner foi um barco que navegou por 6200 milhas no Atlântico e usou 12 toneladas de combustível, em comparação às 45 necessárias para essa distância. Foi assim que Flettner demonstrou a eficiência do efeito Magnus, uma vez que economizou combustível ao usar a energia do vento e dos rotores.

Pouco tempo depois, a empresa “*Hamburg-Amerika Linie*” se encarregou de construir dez barcos com maior capacidade. Entretanto, a diminuição do preço do combustível somada a dependência do vento tornou a solução pouco considerada, de modo que só chegaram a construir uma embarcação, o *Barbara*, que usava três rotores de 17 metros de altura e 4 metros de diâmetros, movimentados por motores elétricos de 27 kW girando a uma velocidade angular de 150 rpm. Esta embarcação conseguia transportar até 3000 toneladas e navegou entre Alemanha e Itália durante seis anos.

Durante a crise do petróleo retomou-se a pesquisa sobre estes navios. A empresa Wind Ship Development Corporation dirigida por Lloyd Bergeson construiu uma embarcação, usando os desenhos criados pelo engenheiro Thomas Hanson, que nessa época pesquisava sobre a aplicação do Efeito Magnus em embarcações e aerogeradores. Os resultados foram semelhantes aos de Flettner, uma poupança de combustível considerável (entre 20 e 30%) em condições de vento apropriadas.

Também foram desenvolvidas pesquisas em aeronáutica, mas sem ter resultados eficientes. Um resumo destas pesquisas pode-se encontrar em (SEIFERT, 2012).

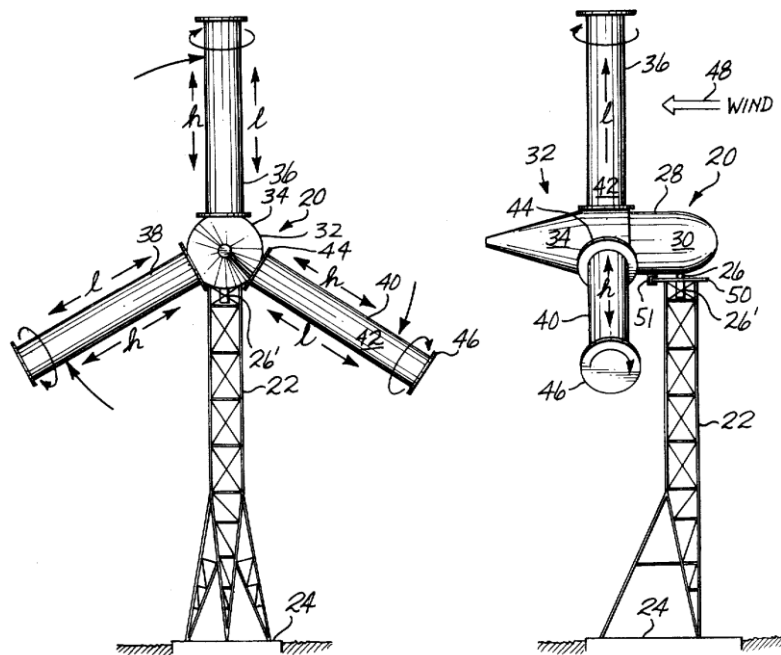
Figura 2 - Navio de rotor Flettner “Barbara”.



Fonte: (SEIFERT, 2012)

Depois das aplicações do Efeito Magnus na propulsão de embarcações surgiram muitas ideias do uso deste fenômeno, principalmente na geração de eletricidade. Uma delas foi desenvolvida por Thomas Hanson em 1983. Ele desenhou e patenteou um modelo de aerogerador, substituindo pás com perfis de asa por cilindros giratórios, como se pode observar na Figura 3.

Figura 3 - Desenho do aerogerador de Thomas Hanson.



Fonte: Adaptação de (HANSON, 1982)

No século XXI, a empresa Japonesa Mecaro desenvolveu um aerogerador aplicando também o Efeito Magnus baseado na pesquisa de Hanson. Segundo o site da Mecaro (“Wind power|Spiral Magnus Windmill|Co. MECARO”, [s.d.]) todas as tentativas anteriores da aplicação do Efeito Magnus em aerogeradores tiveram o erro de usar superfícies lisas nos cilindros. Como consequência, os cilindros precisavam girar com maior velocidade para gerar a força de sustentação necessária e, desta maneira, produzir uma sustentação que consumia mais energia do que a turbina conseguia transformar. Eles solucionam o problema incorporando uma barbatana em espiral bobinadas nos cilindros ao longo do seu eixo longitudinal, como é observado na Figura 4.

Nobuhiro Murakami, pesquisador e presidente de Mecaro, explica que o aerogerador com espiral criado por eles é capaz de gerar maior sustentação que uma pá de asa convencional, com a sexta parte do esforço. Além disso, os cilindros são mais robustos e estáveis, menos barulhentos e vulneráveis a danos em comparação as pás dos aerogeradores convencionais.

Figura 4 - Modelo Mecaro Spiral Magnus 2011/13.



Fonte: (“Wind power|Spiral Magnus Windmill|Co. MECARO”, [s.d.])

A Mecaro Co. explica que o aumento na sustentação é devido às barbatanas capturarem um maior fluxo de ar e de forma mais eficiente. Baseando-se nas pesquisas e testes mecânicos realizados, no ano 2004 foi construído um protótipo junto com a Universidade da Prefeitura de Akita de um aerogerador de 5 cilindros espirais e um diâmetro de 2 metros montado na caçamba

de um caminhão pequeno, o qual demonstrou ter 3,8 vezes mais sustentação que um aerogerador convencional do mesmo tamanho.

Em abril de 2005, um novo protótipo foi realizado, desta vez fixo, com 5 metros de diâmetro e 10 metros de altura, utilizado para reunir dados sobre o funcionamento e a eficiência do aerogerador. Os resultados positivos destes protótipos incentivaram a Mecaro a patentear o seu modelo de pá cilíndrica com espirais, chamado “Spiral Magnus” (NOBUHIRO MURAKAMI; JUN ITO, 2007). Logo após, em 2008, a empresa montou três modelos de turbinas para 12 kW com 11,5 metros de diâmetro, duas localizadas na cidade de Ogata e outra na fábrica “Toyota Boshoku Sanage”.

Finalmente, usando os testes anteriores foram criados pela Mecaro modelos de 11,5 metros de diâmetro nos anos 2010-2011 para clientes específicos, um deles na Prefeitura de Tono com uma potência elétrica de 19 kW e dois na Prefeitura de Akita de 20 kW. Pode-se observar que estes modelos possuem as mesmas dimensões que os instalados anteriormente, mas com uma melhora significativa na potência gerada. Isto devido aos novos parâmetros de *pinwheel*, diâmetros do rotor e cilindros, usando elementos mais leves para a conversão e transmissão da energia, como também foram introduzidas melhoras nas técnicas de controle de velocidade do rotor e dos cilindros.

Figura 5 - Modelo Mecaro Spiral Magnus 2011/13 – 2.



Fonte: (“Wind power|Spiral Magnus Windmill|Co. MECARO”, [s.d.]

Segundo a Mecaro, e com base nos testes realizados durante anos, as vantagens da turbina Magnus frente aos aerogeradores convencionais do mercado são: a segurança, o maior intervalo de trabalho, a eficiência em velocidades menores de vento, maior capacidade de geração de eletricidade, estabilidade, menores níveis de ruído e menores danos ao meio ambiente pela baixa velocidade de rotação, aproximadamente seis vezes menor do que os geradores convencionais.

Já em anos recentes, o pesquisador russo N. M. Bychkov realizou estudos experimentais com perfis cilíndricos em turbinas eólicas no *Institute of Theoretical and Applied Mechanics of SB RAS* (ITAM SB RAS). Os resultados dos testes deste modelo em túnel de vento foram publicados por (BYCHKOV, 2004) concluindo que as características desta turbina são dependentes de muitos parâmetros cinéticos e que a produção de energia pode ser feita a partir de velocidades de vento desde 1-2 m/s, logo podendo ser aproveitada em áreas continentais. Bychkov também estudou as características dos cilindros rotacionais (BYCHKOV, 2005) apresentando os principais parâmetros do cilindro como a relação de velocidade no cilindro, a relação de aspecto do cilindro ou a relação com o uso de discos na ponta do cilindro, chegando à conclusão de que os valores ótimos para estes parâmetros são $\theta \approx 4$, $\delta \geq 12$ e $C \approx 2$. Além disso, Bychkov calculou as características da potência da turbina (BYCHKOV, 2008) indicando que a eficiência da turbina Magnus acontece em velocidades de vento menores do que 8 m/s e que a velocidade de rotação da turbina é duas ou três vezes menor que uma turbina convencional. Finalmente, ele propõe um método de aproximação da potência da turbina (BYCHKOV; DOVGAL; KOZLOV, 2007).

Algum tempo depois, Luo (LUO; HUANG; WU, 2011) propõe uma solução analítica para determinar potência de saída da turbina Magnus usando a teoria *Blade Element Moment* (BEM). Esta teoria indica que o coeficiente de potência é uma função da relação de velocidade na ponta λ e da relação de velocidade no cilindro θ , descrevendo que as condições de operação real da turbina são muito complexas e que são necessários futuros trabalhos como correções nos modelos. Uma pesquisa similar é realizada por (RICHMOND-NAVARRO et al., 2016a) usando a teoria BEM e a regressão simbólica, reafirmando as conclusões de Luo e determinando que o máximo coeficiente de potência da turbina se encontra abaixo de 0,2 para valores de λ entre 2–3.

Uma modelagem de turbina fazendo um estudo tridimensional das pás cilíndricas usando simulações numéricas é desenvolvido em (SUN et al., 2012) obtendo resultados semelhantes aos trabalhos anteriores quanto à dependência do coeficiente de potência de λ e

θ , indicando que os valores máximos de potência são observados em baixos valores destas variáveis.

Sedaghat (SEDAGHAT, 2014) realizou um desenho e modelagem de uma turbina Magnus, conseguindo um coeficiente de potência de 0,35 e concluindo que este tipo de turbina ainda não é promissora para ambientes urbanos.

Conclui-se que é difícil encontrar literatura relevante referente a turbinas Magnus sobre novos modelos, indicando claramente a necessidade de novas pesquisas mais avançadas sobre o comportamento do vento em torno de cilindros rotativos e estabelecer novos perfis cilíndricos para obter maiores coeficientes de potência.

3 AEROGERADORES

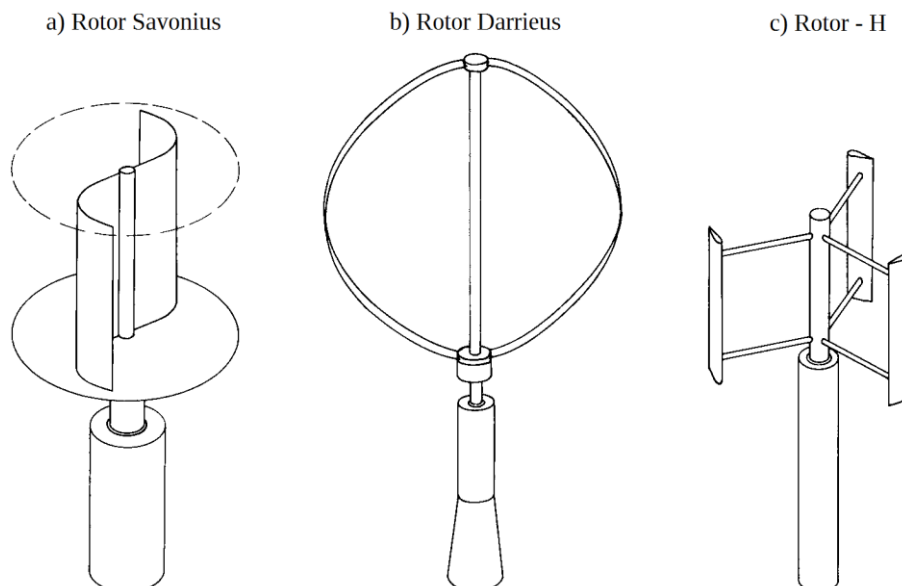
3.1 CLASSIFICAÇÃO GERAL DE AEROGERADORES

Os aerogeradores podem ser classificados segundo muitos conceitos, entretanto, a maneira mais frequente é aquela que os divide em dois grupos: os aerogeradores de eixo horizontal (HAWT, Horizontal-Axis Wind Turbines) e os de eixo vertical (VAWT, Vertical-Axis Wind Turbines). Nesta última classificação são encontradas claramente três configurações que maiormente usadas: Savonius, Darrieus e rotor H.

A primeira configuração, a Savonius, foi inventada pelo engenheiro finlandês Sigurd Savonius em 1922 semelhante às turbinas hidráulicas tipo Pelton, conformadas por duas ou três pás. Estas turbinas possuem uma curvatura para ter uma menor resistência quando elas se movimentam contra o vento, (Figura 6a).

Uma outra das máquinas de eixo vertical é o rotor Darrieus, inventado por G. J. M. Darrieus em 1925, que consta de 2 ou 3 perfis de pás montadas verticalmente em um eixo vertical. Com a finalidade de minimizar os esforços centrífugos nas pás, elas têm uma forma de curva troposkiana, que é a curva de uma corda quando se assume que está ancorada nas suas extremidades e girando em torno do seu eixo com velocidade angular constante, (Figura 6b). Estas duas primeiras configurações precisam de uma força inicial que é necessária para produzir o torque de excitação fundamental para o funcionamento.

Figura 6 - Configurações de rotores de aerogeradores tipo VAWT: a) Rotor Savonius; b) Rotor Darrieus; c) Rotor - H.



Fonte: Adaptação de (HAU; VON RENOUEAU, 2006)

Por último, tem-se a Giromill ou rotor H que é uma variação da turbina Darrieus (Figura 6c), seguindo o mesmo princípio de funcionamento das anteriores, porém possui perfis aerodinâmicos diferentes, que deverão ser mais fortes para suportar os esforços flexores aos quais serão submetidos. Ao incluir uma estrutura de controle do ângulo de ataque em função das condições do vento, obtém-se um arranque facilitado da turbina.

Os tipos de aerogeradores apresentados acima possuem certas vantagens e desvantagens em relação às turbinas eólicas de eixo horizontal convencional. Uma das vantagens é o fato de não precisarem de orientação em relação ao vento devido a sua simetria vertical. Assim sendo, elas podem gerar eletricidade a partir de velocidades de vento menores e ter maior acessibilidade para manutenção devido à sua instalação no nível do solo. Entretanto, estas máquinas possuem um rendimento energético baixo em comparação às turbinas horizontais que possuem um maior coeficiente de potência. Isto quer dizer que são capazes de transformar em torque uma parte maior da energia cinética contida no vento. Além disso, os aerogeradores de eixo horizontal, Figura 7, possuem maiores velocidades de giro e assim são mais adequadas para acionar geradores elétricos. Deve-se destacar, que as turbinas de eixo horizontal varrem áreas muito maiores e podem aproveitar o incremento da velocidade do vento em relação à altura.

Figura 7 - Turbina de eixo horizontal: GAMESA 5.0 MW.



Fonte: ("Gamesa / Products and services / Wind turbines / Catalogue", 2015)

3.2 CONCEITOS FÍSICOS BÁSICOS SOBRE CONVERSÃO DE ENERGIA EÓLICA

O componente fundamental de uma turbina eólica é o conversor de energia, que transforma a energia cinética do vento em energia mecânica (HAU; VON RENOUARD, 2006). Para uma análise inicial, a natureza exata do conversor de energia é irrelevante, pois a extração de energia mecânica de uma corrente de ar pode ser feita por um conversor do tipo disco giratório.

Como foi comentado anteriormente, Albert Betz, entre 1922 e 1925, publicou escritos nos quais demonstrava que, mediante a aplicação das leis primárias da física, a energia mecânica extraível de uma corrente de ar que passa através de uma área transversal, se limita a uma proporção fixa da potência contida na corrente de ar. Apesar do princípio de Betz supor um conversor de energia sem perdas e em um fluxo de ar sem fricção, os resultados podem ser utilizados para realizar cálculos aproximados e sobretudo proporcionar a base física para se compreender o funcionamento e as possíveis variações dos conversores de energia eólica.

3.2.1 LIMITE DE BETZ

A energia cinética de uma massa de ar em movimento m , a uma velocidade v , pode ser expressa como:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (3.1)$$

Considerando uma área da seção transversal A , através da qual o ar passa a velocidade v , o volume \dot{Q} que flui durante uma determinada unidade de tempo, é chamado volume de fluxo:

$$\dot{Q} = vA \quad (3.2)$$

O fluxo mássico em função da densidade do ar ρ é:

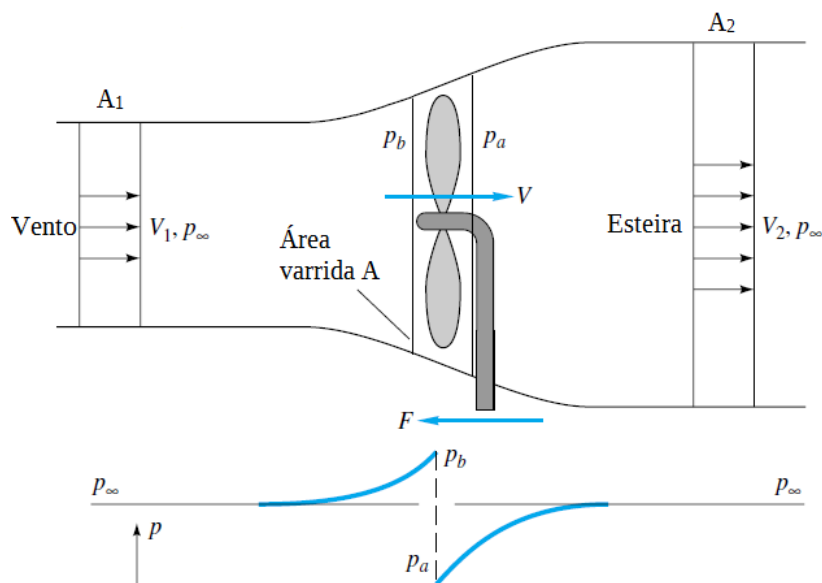
$$\dot{m} = \rho vA \quad (3.3)$$

As equações que expressam a energia cinética do ar em movimento e o fluxo mássico podem ser usadas para obter a quantidade de energia que passa através da seção transversal por unidade de tempo. A partir desta energia é obtida a potência mecânica P_{mec} .

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \rho v^3 A \quad (3.4)$$

A incógnita desta equação é quanta energia mecânica pode ser extraída de um fluxo de ar livre através de um conversor de energia. Esta energia mecânica pode ser extraída unicamente da energia cinética contida na corrente de vento. Isto quer dizer que, a velocidade do fluxo antes e depois do conversor de energia deve diminuir, assim sendo, é necessário analisar as condições antes e depois do conversor, Figura 8.

Figura 8 - Fluxo de ar através do conversor de energia em um tubo de corrente (*Streamtube*).



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

Na Figura 8, v_1 representa a velocidade do vento antes de ela atinja o conversor, enquanto que v_2 é a velocidade de fluxo depois do conversor. A potência mecânica que a seção transversal pode extrair a partir do fluxo de ar é equivalente à diferença de energia do fluxo de ar antes e depois do conversor.

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \rho v_1^3 A_1 - \frac{1}{2} \rho v_2^3 A_2 = \frac{1}{2} \rho (v_1^3 A_1 - v_2^3 A_2) \quad (3.5)$$

Para manter o fluxo de massa (equação de continuidade), é exigido que $\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2$. Deste modo,

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \rho v_1 A_1 (v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{2} \dot{m} (v_1^2 - v_2^2) \quad (3.6)$$

É necessária uma outra equação para expressar a potência mecânica do conversor. Usando a lei da conservação do momento, a força que o ar exerce sobre o conversor pode ser expressa como:

$$F = \dot{m}(v_1 - v_2) \quad (3.7)$$

Esta força, F , deve ser contrariada por uma força igual exercida pelo conversor no fluxo de ar. Esta pressão, por assim dizer, empurra a massa de ar à velocidade v , presente no plano do conversor. A potência requerida para isso é:

$$P_{mec} = Fv = \dot{m}(v_1 - v_2)v \quad (3.8)$$

Logo após, iguala-se as equações (3.6) e (3.8) em relação à velocidade do fluxo v .

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \dot{m}(v_1^2 - v_2^2) &= \dot{m}(v_1 - v_2)v \\ v &= \frac{(v_1 + v_2)}{2} \end{aligned} \quad (3.9)$$

O fluxo de massa torna-se:

$$\dot{m} = \rho A v = \frac{1}{2} \rho A (v_1 + v_2) \quad (3.10)$$

A potência mecânica produzida pelo conversor pode ser expressa por:

$$P_{mec} = \frac{1}{4} \rho A (v_1^2 - v_2^2) (v_1 + v_2) \quad (3.11)$$

Com a finalidade de proporcionar uma referência para esta potência produzida, pode ser comparada com a potência da corrente de ar livre que flui através da mesma área de seção transversal A sem a força mecânica extraída dela, denominada potência disponível, a qual é:

$$P_{disp} = \frac{1}{2} \rho v_1^3 A \quad (3.12)$$

Esta relação adimensional entre a potência mecânica extraída pelo conversor e a potência do fluxo de ar não perturbado é chamada coeficiente de potência, denominado C_p .

$$C_p = \frac{P_{mec}}{P_{disp}} = \frac{\frac{1}{4} \rho A (v_1^2 - v_2^2)(v_1 + v_2)}{\frac{1}{2} \rho v_1^3 A} \quad (3.13)$$

Ordenando a equação (3.13), o coeficiente de potência pode ser expresso em função da relação de velocidade v_2/v_1 :

$$C_p = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] \left[1 + \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (3.14)$$

Se a razão da potência mecânica extraível com a potência contida na corrente de vento é dependente da relação das velocidades de vento antes e depois do conversor for plotada graficamente, pode-se observar que o coeficiente de potência atinge um valor máximo em uma determinada relação de velocidade, Figura 9.

Para $v_2/v_1 = 1/3$, o máximo valor do coeficiente de potência ideal se torna.

$$C_p = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (3.15)$$

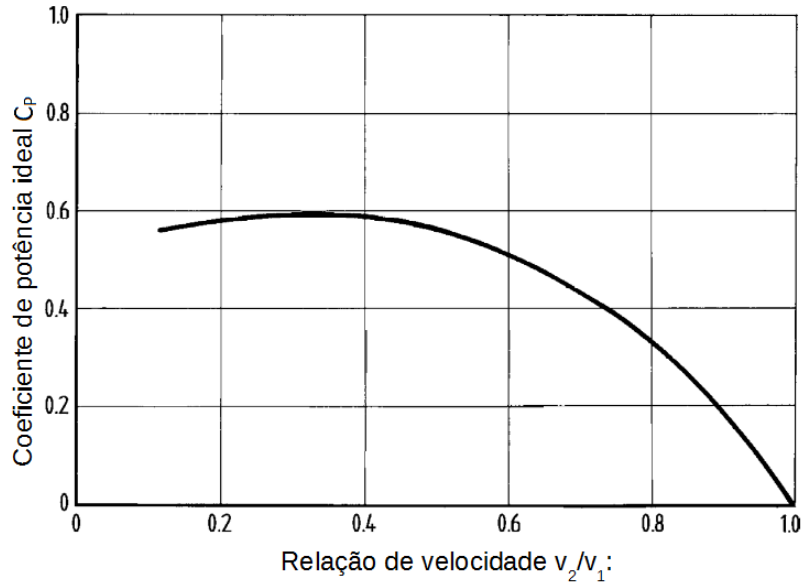
Este valor é chamado “fator de Betz” ou “limite de Betz”, sabendo que o máximo coeficiente de potência ideal é alcançado em $v_2/v_1 = 1/3$, à velocidade do fluxo Q será:

$$Q = \frac{2}{3} v_1 \quad (3.16)$$

A velocidade requerida v_2 depois do conversor pode ser calculada segundo:

$$v_2 = \frac{1}{3} v_1 \quad (3.17)$$

Figura 9 - Coeficiente de potência em função das velocidades antes e depois do conversor.



Fonte: Adaptação de (HAU; VON RENOARD, 2006)

Destaca-se que as relações básicas foram desenvolvidas a partir de um fluxo ideal, sem fricção, e que se desprezou a natureza do conversor de energia. Em casos reais, o coeficiente de potência será sempre menor do que o valor ideal de Betz.

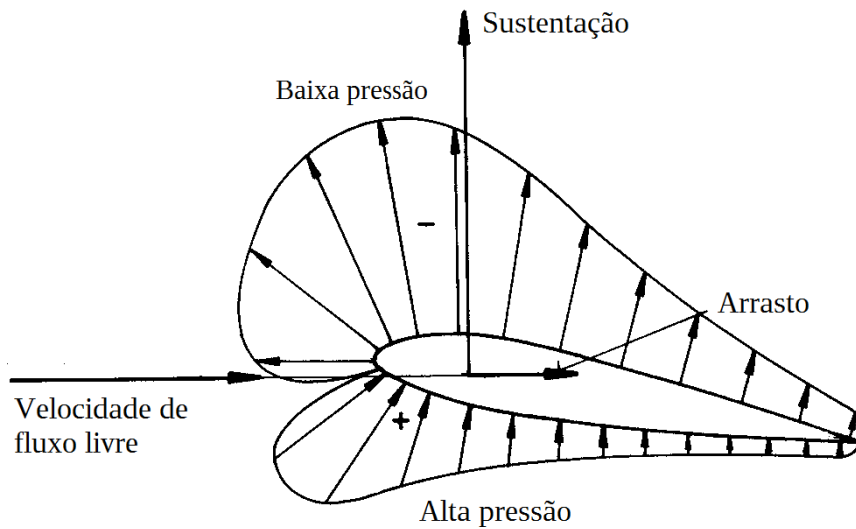
3.2.2 FORÇAS SOBRE CORPOS SUSTENDADORES

A teoria ideal dos aerogeradores concebida por Betz, apresentada anteriormente, propõe um limite ideal da extração de potência mecânica sem considerar a natureza do conversor de energia. Não obstante, a potência que pode ser obtida em condições normais está fortemente ligada às características da turbina.

A fundamental diferença da potência real extraída é a dependência das forças aerodinâmicas que são usadas para produzir a energia mecânica. Todo corpo imerso em uma corrente de ar experimenta uma força aerodinâmica e suas componentes são a resistência ou arrasto aerodinâmico, paralela à velocidade do fluido e a sustentação aerodinâmica, perpendicular à velocidade do fluido, como é observado na Figura 10. O coeficiente de potência real dependerá do uso das forças de arrasto ou sustentação como geradoras de torque na

máquina. Se o perfil aerodinâmico permite a utilização da sustentação aerodinâmica, podem ser obtidos coeficientes de potência muito mais elevados.

Figura 10 - Forças aerodinâmicas que atuam sobre uma superfície aerodinâmica exposta a corrente de ar.



Fonte: Adaptação de (HAU; VON RENOUARD, 2006)

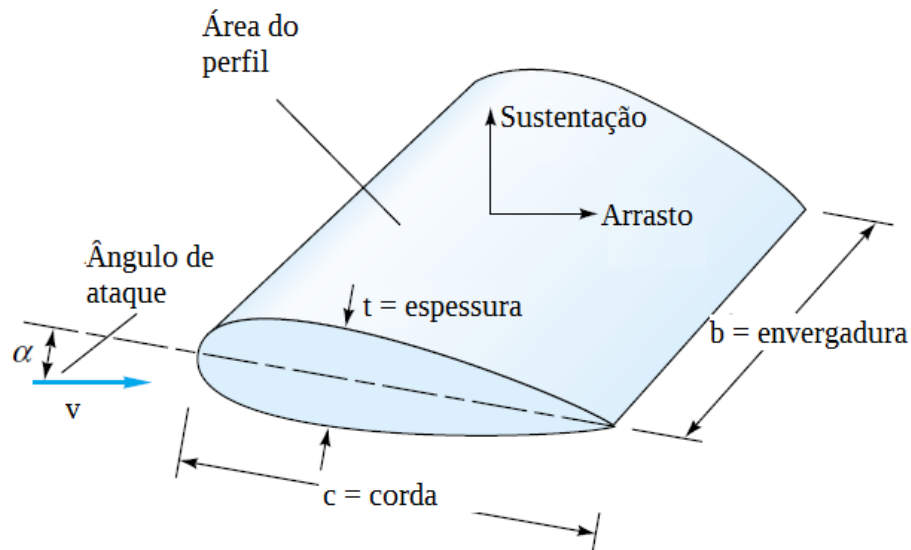
Os projetos dos perfis sustentadores pretendem entregar grandes forças de sustentação, proporcionando o mínimo arrasto. O desenho convencional foi desenvolvido tentando imitar a forma das asas dos pássaros, Figura 10 e Figura 11, com uma borda de ataque arredondada e borda de saída aguda. A borda de ataque arredondada evita o desprendimento da corrente nesta região e a borda de saída aguda origina o desprendimento que gera a sustentação.

O ângulo que existe entre a corrente não perturbada e a corda, Figura 11, é denominado ângulo de ataque α . Os valores das forças de sustentação (L) e o arrasto (D) estão fortemente ligadas à variação deste ângulo. Os coeficientes adimensionais destas forças estão definidos em relação à área do perfil A_p .

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho v_0^2 A_p} \quad (3.18)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho v_0^2 A_p} \quad (3.19)$$

Figura 11 - Definições para uma superfície sustentadora.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

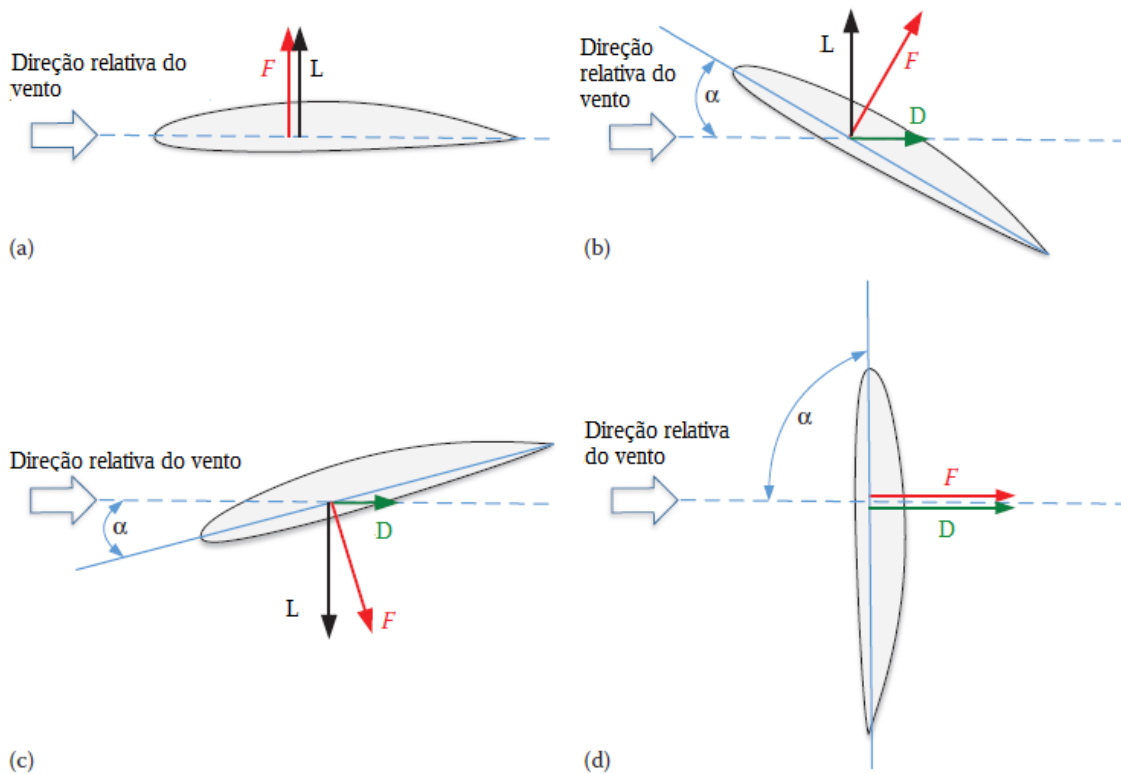
3.2.3 ÂNGULO DE ATAQUE

A forças aerodinâmicas de sustentação e arrasto da pá podem ser controladas segundo o ângulo de ataque α . A Figura 12 apresenta esta força aerodinâmica F para diferentes ângulos de ataque.

A Figura 12a apresenta o perfil aerodinâmico que tem ângulo de ataque igual a zero, de tal forma que toda a força aerodinâmica é distribuída na força de sustentação. A Figura 12b mostra quando o ângulo de ataque do perfil é positivo em relação à direção do vento. Neste caso, o componente da força aerodinâmica é dividido em dois componentes no ponto de centro de gravidade. Um dos componentes é perpendicular à direção da velocidade relativa do vento, conhecido como força de sustentação ou apenas sustentação, e o outro componente em direção da velocidade relativa do vento, conhecida como força de arrasto ou simplesmente arrasto. Na Figura 12c, o ângulo de ataque é negativo, isso inverte a direção da sustentação, e na Figura 12d, α aumenta até que a força de elevação chegue a zero e toda a força aerodinâmica tenha sido transformada em arrasto.

Durante tempestades, as turbinas eólicas colocam suas pás numa posição que minimiza a sustentação. Este não é o caso da Figura 12d porque o arrasto pode criar uma força muito grande sobre o perfil fazendo com que este se danifique. Destaca-se que o aumento do ângulo de ataque acrescenta a turbulência jusante da turbina eólica, porém a força de elevação é substancialmente reduzida quando o ar é turbulento.

Figura 12 - Forças aerodinâmicas e o ângulo de ataque. (a) posição horizontal; (b) ângulo de ataque positivo; (c) ângulo de ataque negativo, (d) ângulo de ataque aumentado.



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015)

3.2.4 VELOCIDADE RELATIVA

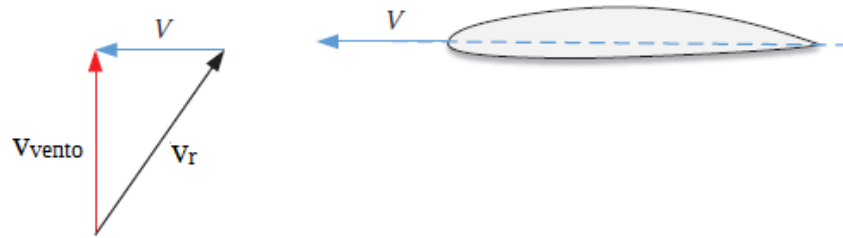
Se um instrumento para medir velocidade e direção do vento é montado sobre um objeto estacionário, as leituras obtidas destas variáveis do vento são os valores reais. Mas se montarmos o mesmo instrumento sobre um objeto em movimento, como um avião, as leituras serão diferentes com relação às tomadas no chão.

A velocidade do vento em relação a um objeto em movimento é chamada de “velocidade relativa”. Na Figura 13 é observado um perfil aerodinâmico que representa um avião se movimentando a uma velocidade V , tendo uma velocidade de vento real v_{vento} na direção apresentada na Figura 13. A asa do avião experimentará uma velocidade relativa do vento v_r , expressa pela soma fasorial e o teorema de Pitágoras.

$$\vec{v}_r = \vec{V} + \vec{v}_{vento} \quad (3.20)$$

$$|v_r| = \sqrt{V^2 + v_{vento}^2} \quad (3.21)$$

Figura 13 - Velocidade real e relativa do vento.

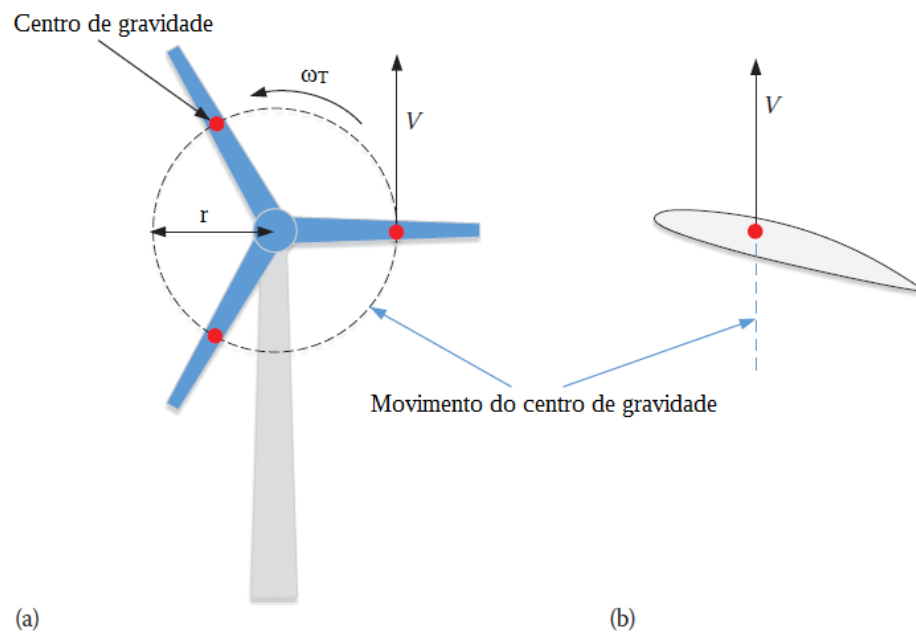


Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015)

Aplicando este mesmo princípio ao perfil de uma turbina eólica, a Figura 14 apresenta uma turbina eólica observada frontalmente (a) e lateralmente (b). Na vista frontal, é assumido que as pás estão girando no sentido anti-horário a uma velocidade angular ω_T . O centro de gravidade de cada pá é assumido a uma distância r desde o centro do hub. O ponto de centro de gravidade possui um movimento linear V que pode ser representado por (3.22). Na vista lateral, a velocidade V é linear ao longo do eixo vertical passando pelo centro de gravidade.

$$V = \omega_T r \quad (3.22)$$

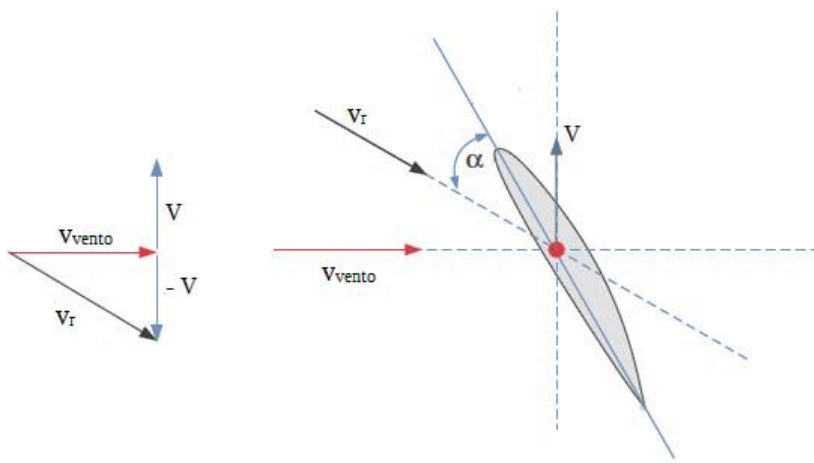
Figura 14 - Movimento do centro de gravidade de uma turbina eólica (a) Vista frontal; (b) Vista lateral.



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015)

Na Figura 15, estão representadas a velocidade do vento v_{vento} e a velocidade linear do perfil aerodinâmico V . Como foi analisado anteriormente, a velocidade relativa é a soma fasorial da velocidade linear e a do vento real. Pode-se observar que o ângulo de ataque está entre a linha da corda da pá e a velocidade relativa do vento v_r . A sustentação é perpendicular à velocidade relativa do vento e o arrasto é paralelo à velocidade relativa.

Figura 15 - Velocidade relativa do vento para um perfil aerodinâmico da turbina eólica convencional.



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015)

3.2.5 RELAÇÃO DE VELOCIDADE NA PONTA OU TIP SPEED RATIO (TSR)

A Figura 16 apresenta a vista frontal de uma turbina eólica. A velocidade linear na ponta da pá é conhecida como velocidade de ponta, v_{ponta} , que é uma função da velocidade angular da pá ω_T e do comprimento da pá r_T .

$$v_{ponta} = \omega_T r_T = 2\pi n r_T \quad (3.23)$$

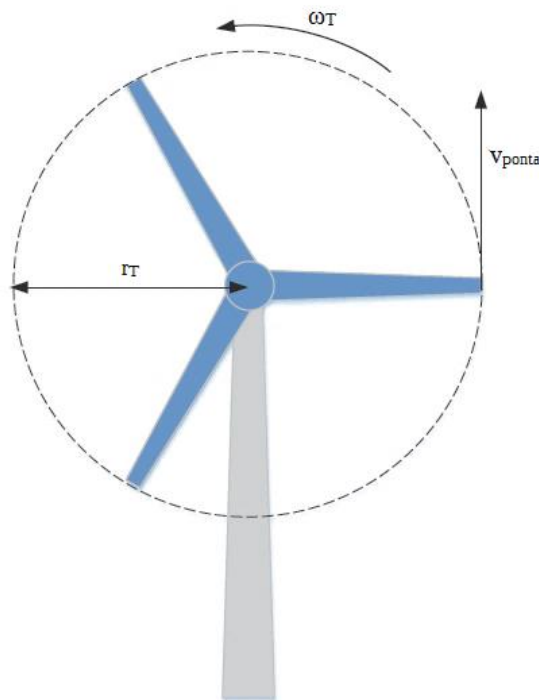
onde n é o número de revoluções que a pá faz em um segundo.

As turbinas eólicas são projetadas para ter uma maior velocidade na ponta do que a velocidade do vento, desta maneira permitindo que a turbina aproveite uma maior faixa de velocidades de vento. No entanto, uma alta velocidade de ponta produz um forte ruído audível. Na maioria das turbinas comerciais, projetadas para áreas com restrições de ruído, a velocidade

da ponta é limitada a cerca de 80 m/s. A relação entre a velocidade da ponta v_{ponta} e a velocidade do vento v_{vento} é conhecida como relação de velocidade na ponta ou Tip Speed Ratio (TSR) λ .

$$\lambda = \frac{\omega_T r_T}{v_{vento}} \quad (3.24)$$

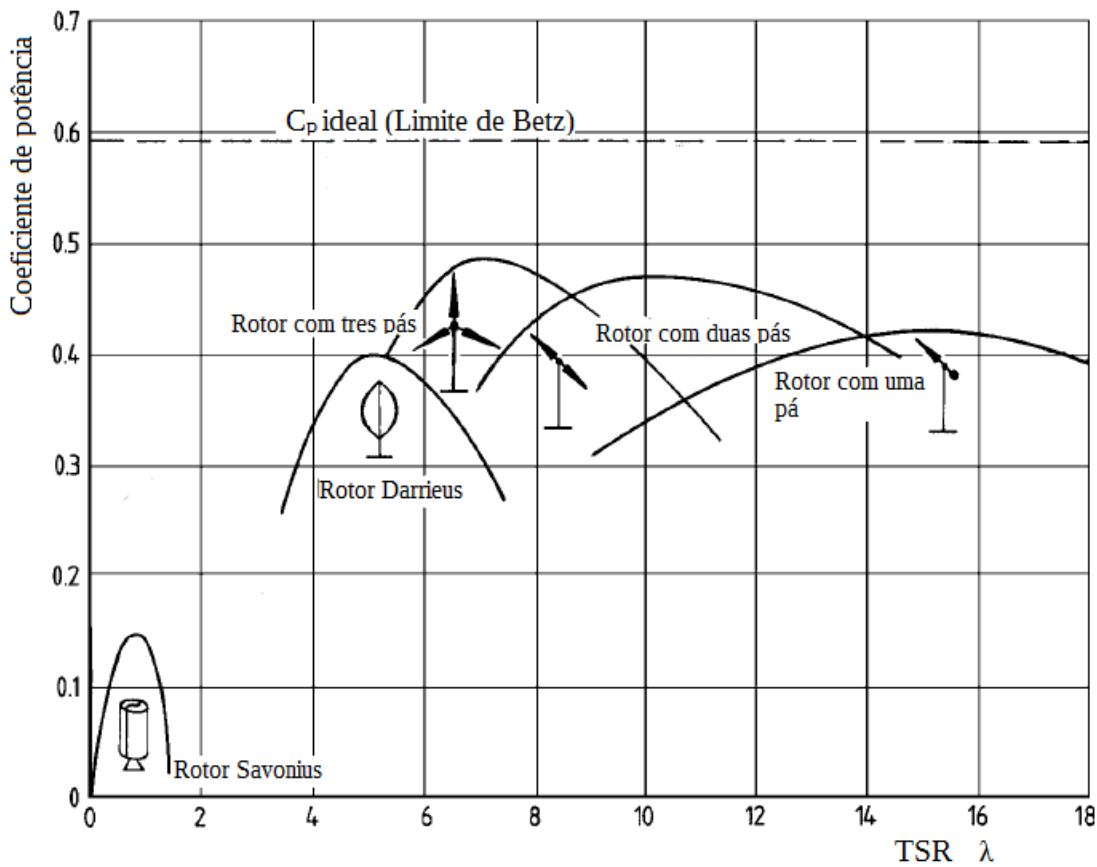
Figura 16 - Velocidade na ponta de uma turbina eólica convencional.



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015)

A TSR é uma variável que serve para medir o coeficiente de potência de uma forma mais simples do que a relação de velocidades v_2/v_1 usada no gráfico da Figura 9 porque o TSR precisa apenas da medição da velocidade do vento na turbina, sem necessidade de medidas de velocidade do vento antes e depois da turbina. As turbinas eólicas convencionais modernas possuem uma faixa de TSR de 5 - 12. O coeficiente de potência em relação à velocidade na ponta destas turbinas e de outros tipos de turbina são apresentados na Figura 17.

Figura 17 - Coeficientes de potência de vários tipos de turbinas em função da velocidade relativa λ .



Fonte: Adaptação de (HAU; VON RENOUARD, 2006)

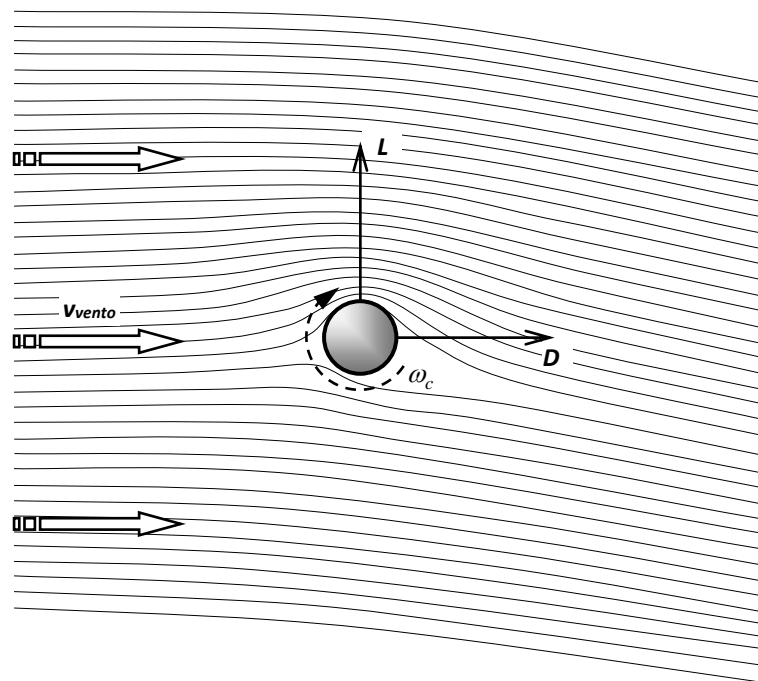
3.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 3

Neste capítulo é realizada uma breve revisão e comparação dos principais tipos de aerogeradores. São apresentados os conceitos básicos dos conversores de potencial eólico como o limite de Betz; o comportamento das forças criadas por perfis sustentadores; a velocidade relativa, base para entender a mudança do fluido incidente sobre um corpo fixo e um corpo em movimento; a relação de velocidade na ponta dos perfis, é um parâmetro fundamental para se realizar comparações entre os diferentes tipos de turbinas eólicas.

4 O EFEITO MAGNUS

O efeito Magnus é o fenômeno físico no qual um cilindro em rotação sobre seu próprio eixo se movimenta através de um fluido experimentando uma força aerodinâmica composta por um componente de sustentação e outro de arrasto, como é observado na Figura 18. O componente de sustentação é perpendicular à direção do fluido e o componente de arrasto é paralelo.

Figura 18 - Efeito Magnus.



Fonte: Produção do próprio autor

Como apresentado em 3.2.2, todo corpo imerso em uma corrente de fluido gera sustentação, da mesma maneira como acontece com as pás dos aerogeradores convencionais. O primeiro passo para estudar a força aerodinâmica criada por um cilindro é compreender o comportamento do fluxo ao redor do cilindro.

4.1 FLUXO ATRAVÉS DE UM CILINDRO COM CIRCULAÇÃO

Sobre qualquer superfície, as moléculas do fluido que as envolve permanecem presas à superfície. Esta camada fina de moléculas é dependente da viscosidade do fluido em relação à superfície que arrasta às partículas colimitadas na direção do movimento desta superfície.

Supondo que o fluxo seja bidimensional, incompressível e estacionário, pode-se definir para este fluxo uma função de corrente ψ , em coordenadas cartesianas, e um campo de velocidades V . As linhas de corrente constante são as linhas da corrente de fluxo.

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v = \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (4.1)$$

$$V = i \frac{\partial \psi}{\partial y} - j \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (4.2)$$

Além disso, restringe-se que o fluxo seja irrotacional e não viscoso. Como resultados desta restrição, a constante da equação de Bernoulli é a mesma para todo o fluido. Cria-se assim uma função escalar ϕ que é similar e complementar à função da corrente ψ . Esta função ϕ é definida como potencial de velocidades, conhecendo-se esta função, é possível obter os componentes de velocidade.

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x}, v = \frac{\partial \phi}{\partial y}, w = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (4.3)$$

As linhas ou superfícies com ϕ constante são denominadas linhas equipotenciais de fluxo, e são ortogonais às linhas de corrente, com exceção dos pontos de remanência. Estes fluxos não viscosos possuem funções de corrente e de potencial de velocidades que podem ser usadas para simular várias formas de corpos. No caso do cilindro com circulação, o fluxo potencial mais aproximado é o de uma corrente uniforme, uma dupla (par fonte-sumidouro separados por uma distância pequena) e um torvelinho.

A corrente uniforme na direção do eixo x é apresentada na Figura 19. As linhas de corrente são retas horizontais ($y = cte$), e as linhas equipotenciais são verticais ($x = cte$) e ortogonais às linhas de corrente. As funções de corrente e de potencial de velocidades serão as seguintes:

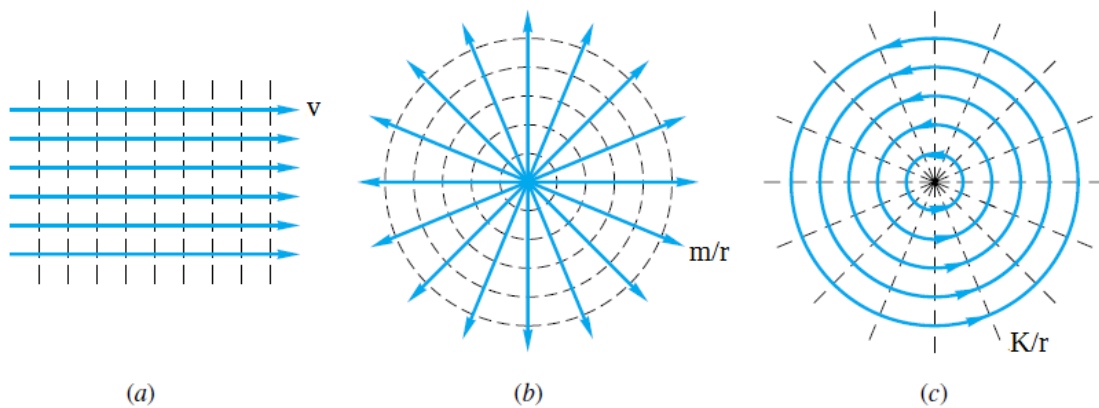
$$\psi = vy, \phi = vx \quad (4.4)$$

onde v é a velocidade do fluido.

Em coordenadas polares, a corrente uniforme tem a forma:

$$\psi = vr_c \sin \theta, \phi = vr_c \cos \theta \quad (4.5)$$

Figura 19 - Fluxos potenciais básicos. As linhas contínuas representam as linhas de corrente e as linhas descontínuas representam as linhas equipotenciais.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

A fonte ou sumidouro na origem supõe que o eixo z seja uma espécie de tubo fino perfurado através do qual o fluido é emitido com um caudal Q uniforme ao longo de seu comprimento l_c . Olhando para o plano xy , poderia ser observado um fluxo radial saliente ou fonte, como é mostrado na Figura 19b, e suas funções são:

$$\psi = m\mathcal{G}, \phi = m \ln r_c \quad (4.6)$$

onde $m = Q/2\pi l_c$ é uma constante, positiva para fonte bidimensional e negativa para sumidouro. Pode-se observar também, na Figura 19b, que as linhas de corrente são raios radiais ($\mathcal{G} = cte$), e as linhas equipotenciais são circunferências ($r_c = cte$).

O torvelinho bidimensional é um fluxo circulatório puro e as funções de corrente e potencial de velocidades estão determinadas por:

$$\psi = -K \ln r_c, \phi = K\mathcal{G} \quad (4.7)$$

onde K é a intensidade do torvelinho.

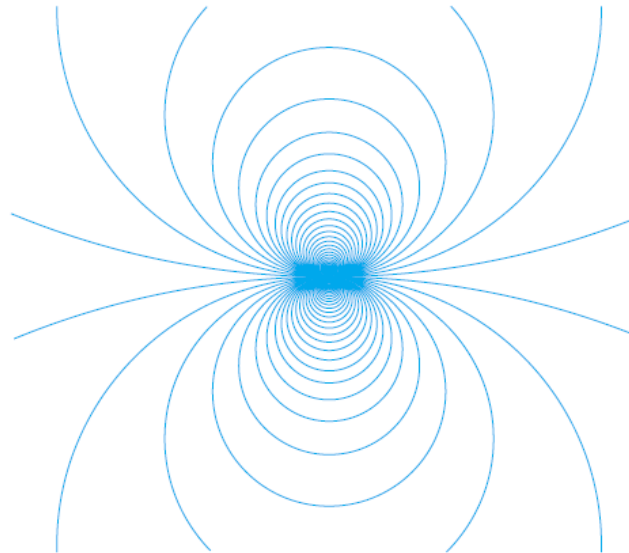
Observa-se na Figura 19c que as linhas de corrente são círculos ($r_c = cte$) e as linhas equipotenciais são raios radiais ($\mathcal{G} = cte$).

Por último, a dupla, que não é mais que uma fonte-sumidouro vista de longe, tem uma configuração de fluxo semelhante à de um grupo de círculos tangentes à origem, como se observa na Figura 20. As funções, em coordenadas polares, para este fluxo são:

$$\psi = -\frac{\gamma \sin \mathcal{G}}{r_c}, \phi = \frac{\gamma \cos \mathcal{G}}{r_c} \quad (4.8)$$

onde γ é a intensidade da dupla. Na Figura 20 observa-se que as linhas de corrente são círculos tangentes ao eixo x na origem.

Figura 20 - Uma dupla, ou par fonte-sumidouro visto de longe.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

Assim, a função da corrente para o fluxo ao redor de um cilindro circular com circulação centrada na origem é igual a uma corrente uniforme acrescida de uma dupla e um torvelinho situados na origem.

$$\psi = v_0 r_c \sin \mathcal{G} - \frac{\gamma \sin \mathcal{G}}{r_c} - K \ln r_c + const. \quad (4.9)$$

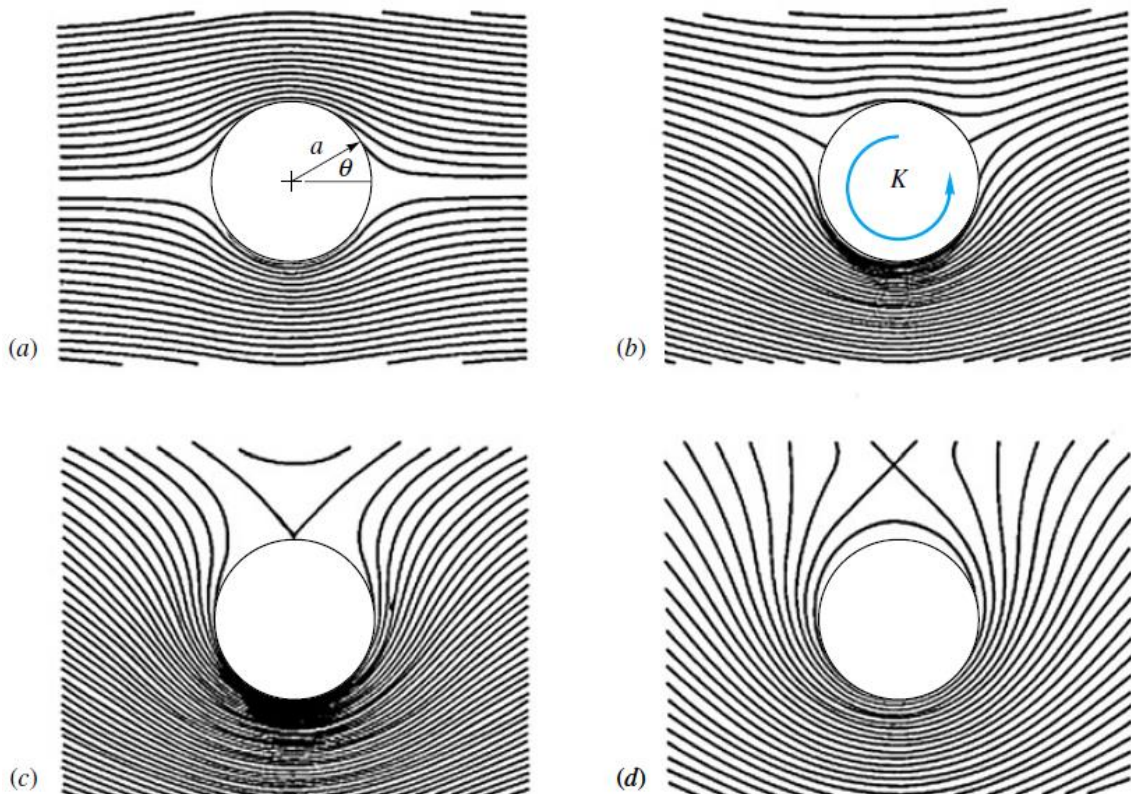
A intensidade da dupla γ possui unidades de velocidade por comprimento ao quadrado, e é substituída por $\gamma = v_0 a^2$, onde a é o comprimento. Então, a função da corrente será:

$$\psi = v_0 \sin \mathcal{G} \left(r_c - \frac{a^2}{r_c} \right) - K \ln \frac{r_c}{a} \quad (4.10)$$

Na Figura 21 são ilustradas as linhas de corrente para quatro valores diferentes da intensidade adimensional do torvelinho $K/v_0 a$. Em todos os casos, a linha $\psi = 0$ corresponde ao círculo de raio $r_c = a$, isto é, o corpo de forma cilíndrica. Quando a circulação $\Gamma = 2\pi K$ aumenta, cresce a velocidade na parte inferior do cilindro e decresce na parte superior. As componentes da velocidade estão dadas por:

$$\begin{aligned} v_r &= \frac{1}{r_c} \frac{\partial \psi}{\partial \mathcal{G}} = v_0 \cos \mathcal{G} \left(1 - \frac{a^2}{r_c^2} \right) \\ v_{\mathcal{G}} &= -\frac{\partial \psi}{\partial r_c} = -v_0 \sin \mathcal{G} \left(1 + \frac{a^2}{r_c^2} \right) + \frac{K}{r_c} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Figura 21 - Fluxo ao redor de um cilindro com circulação para diferentes valores da intensidade do torvelinho (a) 0,0; (b) 1,0; (c) 2,0 e (d) 3,0.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

A velocidade na superfície $r_c = a$ é puramente tangencial.

$$v_r(r_c = a) = 0, v_\theta(r_c = a) = -2v_0 \sin \vartheta + \frac{K}{r_c} \quad (4.12)$$

A Figura 21a corresponde ao caso em que $K = 0$, com pontos de estagnação $\vartheta_s = 0^\circ$ e 180° , isto é, o fluxo não viscoso simétrico ao redor de um cilindro circular sem circulação. A Figura 21b corresponde a $K/v_0 a = 1$ com $\vartheta_s = 30^\circ$ e 150° e a Figura 21c corresponde ao caso limite, sendo $K/v_0 a = 2$ com os dois pontos de estagnação que coincidem no ponto mais alto do cilindro $\vartheta_s = 90^\circ$.

4.2 TEOREMA DE KUTTA-JOUKOWSKI PARA SUSTENTAÇÃO

Para um fluxo de ar ao redor do cilindro, como os apresentados na Figura 21b-c-d, existe uma força de sustentação proporcional à velocidade da corrente uniforme e à intensidade do torvelinho. Das linhas de corrente se deduz que a velocidade na parte superior do cilindro é maior que na parte inferior e, segundo a equação de Bernoulli, a pressão é mais alta na parte superior, o que explica a existência desta força. É evidente que não existem formas viscosas uma vez que a análise é baseada em um fluxo não viscoso.

A velocidade na superfície é dada pela Equação (4.12). Da equação de Bernoulli se obtém a pressão na superfície p_s , desprezando a gravidade.

$$p_0 + \frac{1}{2} \rho v_{vento}^2 = p_s + \frac{1}{2} \rho \left(-2v_{vento} \sin \vartheta + \frac{K}{r_c} \right)^2 \quad (4.13)$$

$$p_s = p_0 + \frac{1}{2} \rho v_{vento}^2 \left[1 - 4 \sin^2 \vartheta + 4 \left(\frac{K}{v_{vento} r_c} \right) \sin \vartheta - \left(\frac{K}{v_{vento} r_c} \right)^2 \right]$$

onde p_0 é a pressão de fluxo livre.

Se l_c é a profundidade do cilindro, a força de arrasto D é a integral sobre a superfície do componente horizontal das forças de pressão.

$$D = - \int_0^{2\pi} (p_s - p_0) \cos \mathcal{G} r_c \partial \mathcal{G} \quad (4.14)$$

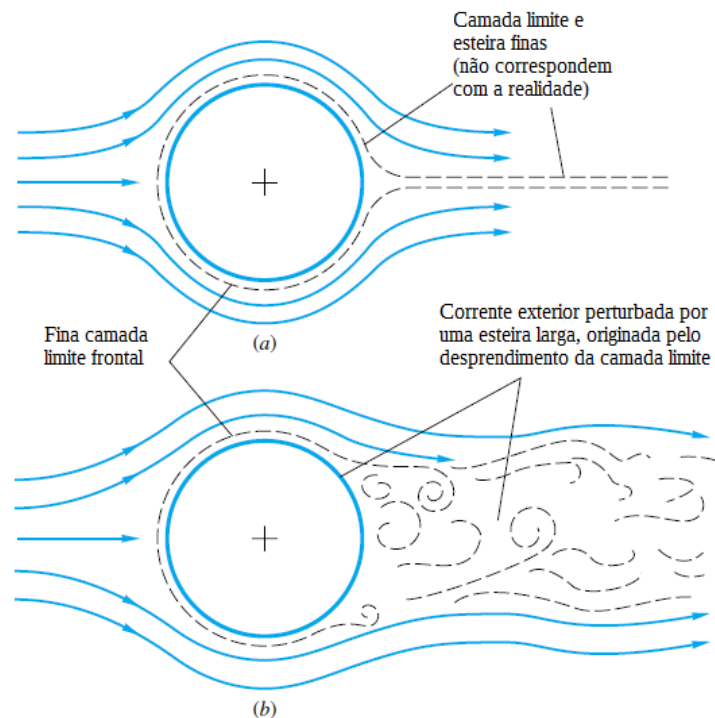
onde $p_s - p_0$ é substituído da equação (4.13).

Entretanto, a integral de $\cos \mathcal{G}$ multiplicada por qualquer potência de $\sin \mathcal{G}$ e estendida em toda a circunferência 2π é igual a zero. Portanto, para um cilindro com circulação, obtém-se:

$$D = 0 \quad (4.15)$$

Este é um caso especial do paradoxo de D'Alembert: “De acordo com a teoria não viscosa, qualquer corpo de forma arbitrária imerso em uma corrente uniforme não possui resistência ou arrasto”. Esta afirmação gerou rechaço da comunidade científica às teorias não viscosas. Foi assim até 1904, quando Prandtl mostrou qual era o efeito da fina camada limite viscosa na parte posterior do corpo, como apresenta a Figura 22b.

Figura 22 - Ilustração da forte interação entre as regiões viscosa e não viscosa na parte posterior do fluxo ao redor de um corpo.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

Por outro lado, a força de sustentação, perpendicular à corrente incidente e positiva para cima está expressa pela integral das forças verticais de pressão.

$$L = - \int_0^{2\pi} (p_s - p_o) \sin \mathcal{G} l_c r_c \partial \mathcal{G} \quad (4.16)$$

Se a integral for analisada de $0 - 2\pi$, o valor resultante para qualquer potência ímpar de $\sin \mathcal{G}$ é zero, e apenas o terceiro termo nos parênteses da equação (4.13) contribui à sustentação.

$$L = - \frac{1}{2} \rho v_o^2 \frac{4K}{av_o} l_c r_c \int_0^{2\pi} \sin^2 \mathcal{G} \partial \mathcal{G} = -\rho v_o (2\pi K) l_c \quad (4.17)$$

$$L = -\rho v_o \Gamma l_c \quad (4.18)$$

Observa-se que a sustentação é independente do raio do cilindro r_c . Porém, na realidade, a circulação Γ depende do tamanho e orientação do corpo por razões físicas. O problema principal da análise de perfis, consiste em determinar a circulação como função da forma e orientação destes.

4.3 VALORES EXPERIMENTAIS DA SUSTENTAÇÃO E DO ARRASTO EM CILINDROS GIRATÓRIOS

Certamente, as contribuições de W. M. Kutta, N. Joukowski e Prandtl, foram passos muito importantes no estudo do efeito Magnus, ao permitirem se compreender a análise física que intervém neste efeito. No entanto, o objetivo destes estudos teóricos foi obter a maior aproximação possível do caso real de um cilindro girando em um fluxo de corrente. A condição de não deslizamento em um fluido não viscoso obriga ao fluido em contato com o cilindro a se movimentar tangencialmente com uma velocidade $v_g = r_c \omega_c$. Mesmo que fosse possível obter uma circulação líquida Γ mediante a teoria de não deslizamento, o valor real resultante seria inferior aos 50% do valor proporcionado pela teoria não viscosa, devido principalmente, ao desprendimento da camada limite que se produz na parte posterior do cilindro.

A Figura 23 mostra os coeficientes de sustentação e arrasto experimentais baseados na área frontal $2l_c r_c$, para cilindros em movimento giratório. Segundo a equação (4.15), o arrasto teórico é zero, mas o coeficiente real de arrasto C_D , equação (3.18), é suficientemente grande

para não ser considerado. Segundo a teoria do potencial de perfis grossos, a circulação adequada para este caso é:

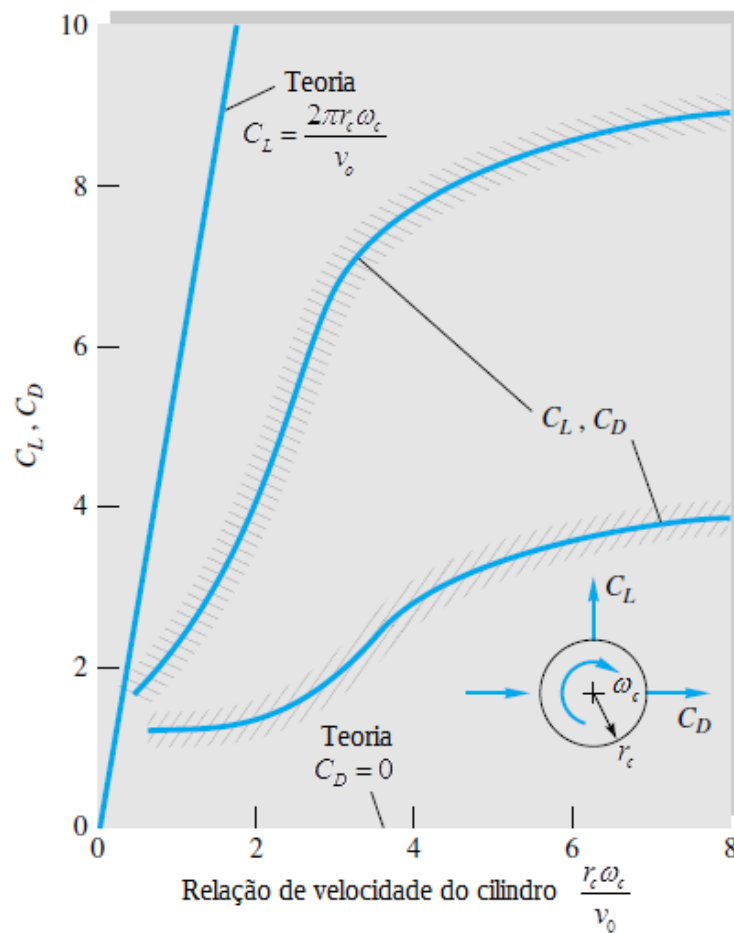
$$\Gamma = 2\pi K = 2\pi v_g r_c \quad (4.19)$$

Substituindo a circulação no coeficiente de sustentação, obtém-se:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho v_o^2 A_p} = \frac{\rho v_o (2\pi K) l_c}{\frac{1}{2} \rho v_o^2 (2l_c r_c)} = \frac{2\pi v_g}{v_o} = \frac{2\pi r_c \omega_c}{v_o} \quad (4.20)$$

onde $v_g = K / r_c$ é a velocidade periférica do cilindro.

Figura 23 - Valores teóricos e experimentais da sustentação e arrasto em cilindros giratórios.



Fonte: Adaptação de (WHITE, 2015)

As curvas da Figura 23 estão baseadas nas experiências realizadas por Hunter Rouse e publicadas em (ROUSE, 1946), anos depois, publicadas por Frank White no livro (WHITE,

2015). Por sua vez, N. M Bychkov desenvolveu estudos experimentais no *Institute of Theoretical and Applied Mechanics of SB RAS* (ITAM SB RAS), usando a equação da força de sustentação (4.18) e a circulação real do fluxo com desprendimento da camada limite, equação (4.19).

$$L = \rho v \Gamma l_c \quad (4.21)$$

$$\Gamma = K(2\pi r_c^2 \omega_c) \quad (4.22)$$

O coeficiente K é dependente dos pontos de estagnação \mathcal{G}_s , como é observado na Figura 21.

$$K = \frac{\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2}{2\pi} \quad (4.23)$$

Para o fluxo sem desprendimento da camada limite descrito pela teoria de fluxo potencial apresentada em 4.1, o valor do coeficiente é $K = 1$ o que corresponde ao caso em que $\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2 = 2\pi$. Evidentemente, quando $\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2 = \pi$ o valor de coeficiente é $K = 0,5$. Para casos reais, cujo fluxo ao redor do cilindro tem separação e para números de Reynolds $Re \geq 10^4$, o coeficiente toma valores $K < 0,5$.

Pode-se definir também a relação de velocidade no cilindro observada como eixo x na Figura 23.

$$\theta = \frac{\omega_c r_c}{v_o} \quad (4.24)$$

Logo após, usando os coeficientes adimensionais da força de sustentação e a força de arrasto das equações (3.18) (3.19), e as equações (4.21) e (4.22), se obtém:

$$C_L = K_r \cdot 2\pi\theta \quad (4.25)$$

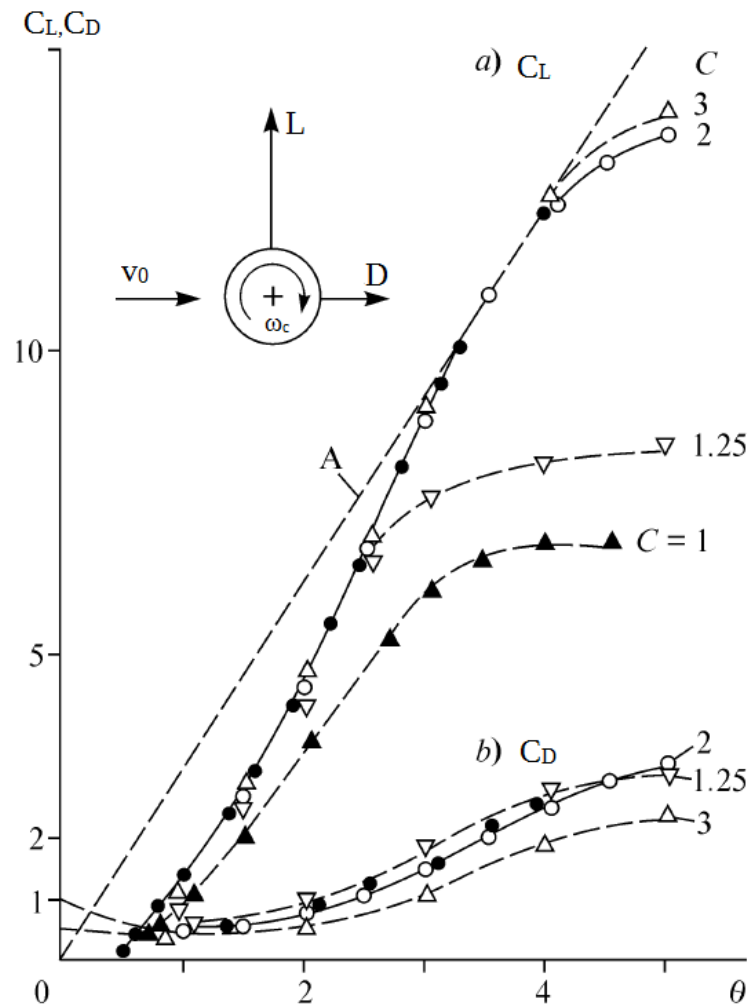
Os dados experimentais obtidos por Bychkov no ITAM SB RAS mostram que existe uma diferença qualitativa no comportamento do fluxo para valores de $\theta < 1$ e $\theta > 1$. Para o caso $\theta < 1$, os valores dos coeficientes C_L e C_D dependem de muitos parâmetros como por exemplo: turbulência do fluxo, rugosidade do cilindro e número de Reynolds, etc.

Por outro lado, para valores de $\theta > 1$, a dependência anterior quase desaparece. A camada limite no cilindro é, principalmente, turbulenta e quase independente do número de Reynolds. No entanto, foi observada uma dependência em relação à velocidade do cilindro θ , à relação de aspecto do cilindro δ e, para evitar perdas por turbulência, foi colocado um disco na ponta do cilindro. O diâmetro deste disco tem uma relação direta com o diâmetro do cilindro. Os coeficientes das forças são também dependentes desta relação denominada C .

$$C = \frac{d_d}{d_c} \quad (4.26)$$

$$\delta = \frac{l_c}{d_c} \quad (4.27)$$

Figura 24 - Valores experimentais de C_L e C_D

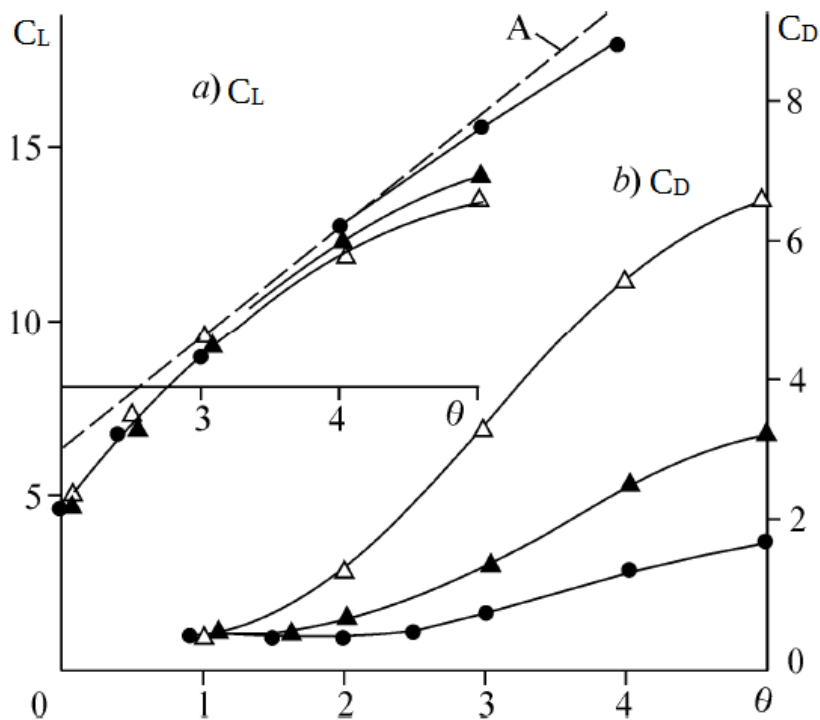


Fonte: Adaptação de (BYCHKOV, 2005)

A Figura 24 apresenta os dados experimentais realizados por Bychkov (BYCHKOV, 2005) para um cilindro com os valores de $\delta = 8$, $C = 1-3$ e $\theta = 1-5$. Pode-se observar que os parâmetros C_L e C_D são dependentes de θ e C , e quase independentes do número de Reynolds. São também dependentes do aumento dos coeficientes de sustentação C_L e de arrasto C_D em relação às velocidades do cilindro θ , em outras palavras, da velocidade de rotação do cilindro ω_c . Segundo este autor, os valores para maximizar a sustentação e minimizar o arrasto em um cilindro em rotação são $\theta = 4$ e $C = 2$.

Na Figura 25 se observa a influência de δ nos coeficientes de sustentação e arrasto, especialmente para valores de $\delta > 4$, produzindo uma tendência a se aproximar da assíntota (A). Especialmente, no valor de C_D , o passo de $\delta = 6$ para $\delta = 12$ representa uma redução de 70% a 90%. Conseqüentemente, o autor refere ao fato de que o valor desta relação não deva ser $\delta \geq 12$.

Figura 25 - Efeito de δ nos valores de C_L e C_D . Para um cilindro $C = 3$; $\delta = 3$ (Δ), $\delta = 6$ (\blacktriangle), $\delta = 12$ (\bullet).



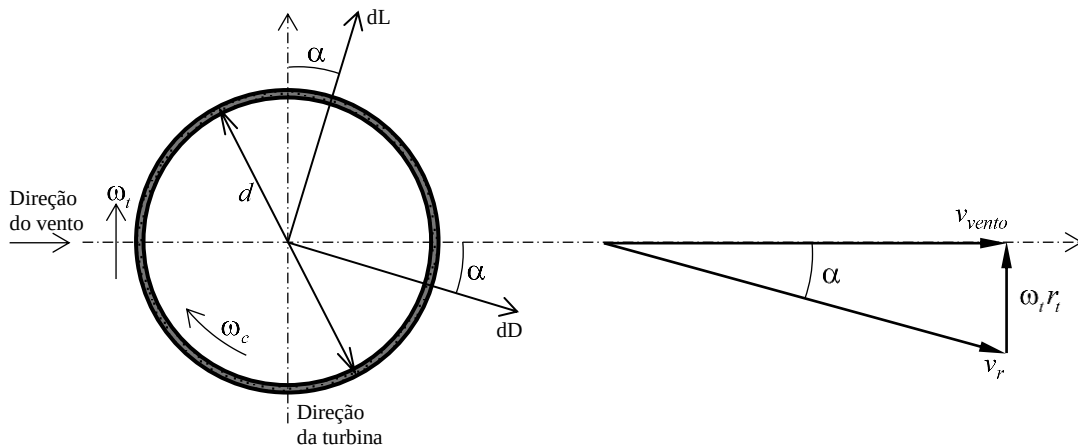
Fonte: Adaptação de (BYCHKOV, 2005)

4.4 PARÂMETROS PRINCIPAIS DOS AEROGERADORES MAGNUS

4.4.1 VELOCIDADE RELATIVA PARA PERFIS CILÍNDRICOS

Como apresentado na seção 3.2.4 , a velocidade incidente sobre um perfil estacionário e um perfil em movimento são diferentes. Da mesma forma que a Figura 15 apresenta as velocidades existentes em um perfil aerodinâmico convencional, a Figura 26 apresenta as velocidades que são exercidas sobre um perfil cilíndrico girando sobre seu eixo.

Figura 26 - Velocidades e forças em uma pá cilíndrica.



Fonte: Produção do próprio autor

Usando o triângulo de velocidades da Figura 26, a velocidade relativa para este caso será:

$$v_r = \sqrt{v_{vento}^2 + \omega_T^2 r_T^2} \quad (4.28)$$

4.4.2 RELAÇÃO DE VELOCIDADES NO CILINDRO OU CYLINDER SPEED RATIO (CSR)

Do mesmo modo que a relação de velocidade na ponta é uma variável usada para fazer comparações relativas ao coeficiente de potência (3.2.5), o CSR, representado por θ , é uma variável para medir os coeficientes de sustentação e arrasto no perfil cilíndrico. A variável θ foi definida anteriormente na seção 4.3 para um cilindro girando sobre seu eixo, equação (4.24).

$$\theta = \frac{\omega_c r_c}{v_{vento}} \quad (4.29)$$

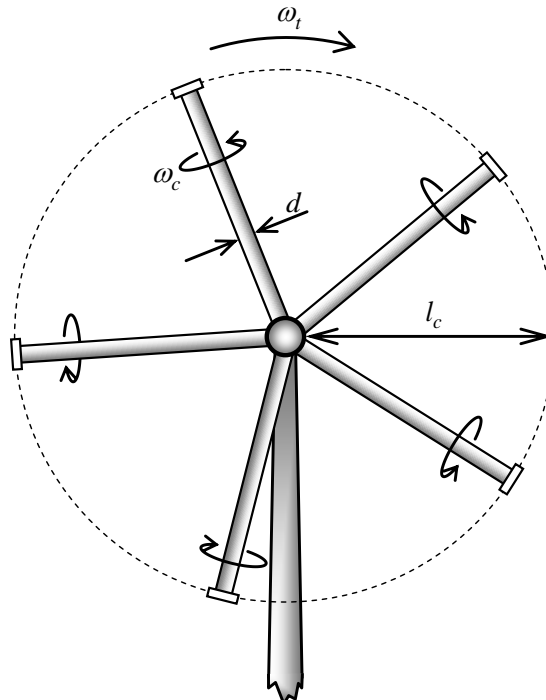
No caso real em que o cilindro além do movimento angular próprio sofre a movimentação angular no eixo da turbina eólica, a velocidade usada não será mais a velocidade do vento v_{vento} , e sim a velocidade relativa v_r da equação (4.28).

$$\theta = \frac{\omega_c r_c}{\sqrt{v_{wind}^2 + \omega_T^2 r_T^2}} \quad (4.30)$$

4.4.3 POTÊNCIA MECÂNICA TRANSFORMADA

Inicialmente, a análise desenvolvida nesta seção está baseada em uma pá cilíndrica e, como já foi observado nas seções anteriores, as variáveis fundamentais da pá são: a velocidade angular do cilindro ω_c , o comprimento do cilindro l_c e o diâmetro do cilindro d_c , como é apresentado na Figura 27.

Figura 27 - Variáveis principais da turbina Magnus, vista frontal do aerogerador.



Fonte: Produção do próprio autor.

Segundo as equações (3.18) e (3.19), os coeficientes de sustentação e arrasto são dependentes da força de sustentação (L) e arrasto (D) respectivamente, da densidade do

fluido (ρ), da velocidade do fluido (v) e da área do cilindro (A_c). Usando estas equações como base e isolando as forças, tem-se.

$$L = C_L \frac{1}{2} \rho v_0^2 d_c l_c \quad (4.31)$$

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho v_0^2 d_c l_c \quad (4.32)$$

Na Figura 26 observa-se os diferenciais das forças que intervêm sobre a pá cilíndrica. Estas são exercidas sobre cada seção do cilindro e são determinadas derivando estas forças ao longo do comprimento do cilindro. Além disso, a velocidade do fluxo não perturbado v_0 é substituída pela velocidade relativa v_r , já que o cilindro sofre mais de uma movimentação, como abordado anteriormente.

$$dL = C_L \frac{1}{2} \rho v_r^2 d_c dl_c \quad (4.33)$$

$$dD = C_D \frac{1}{2} \rho v_r^2 d_c dl_c \quad (4.34)$$

Os diferenciais das forças exercerão diferenciais de torque sobre o eixo do aerogerador. Considerando a projeção das forças sobre o plano perpendicular à pá e o triângulo de velocidades da Figura 26 vem:

$$dT_L = dL \cos \alpha r_T = dL \frac{v_{vento}}{v_r} r_T = C_L \frac{1}{2} \rho v_r d_c r_T v_{vento} dl_c \quad (4.35)$$

$$dT_D = dD \sin \alpha r_T = dD \frac{\omega_T r_T^2}{v_r} = C_D \frac{1}{2} \rho v_r d_c \omega_T r_T^2 dl_c \quad (4.36)$$

Substituindo e integrando estas equações ao longo do comprimento da pá, desde r_{hub} (raio do *Hub* do aerogerador) até o final do cilindro r_T (raio da turbina, equivalente ao r_{hub} mais o l_c), obtém-se os resultados para o torque de sustentação e o de arrasto, respectivamente.

$$T_L = \int_0^{T_L} dT_L = \frac{1}{2} \rho v_{vento} d_c \int_{r_{hub}}^{r_T} C_L \sqrt{v_{vento}^2 + \omega_T^2 r_T^2} r_T dl_c \quad (4.37)$$

$$T_D = \int_0^{T_D} dT_D = \frac{1}{2} \rho \omega_T d_c \int_{r_{hub}}^{r_T} C_D \sqrt{v_{vento}^2 + \omega_T^2 r_T^2} r_T^2 dl_c \quad (4.38)$$

Logo após, o torque total exercido pelas pás cilíndricas é igual ao torque de sustentação (4.37) menos o torque do arrasto (4.38) vezes o número de pás que compõem a turbina eólica n_c .

$$T_T = n_c (T_L - T_D) \quad (4.39)$$

Finalmente, a potência mecânica será igual ao torque total multiplicado pela velocidade angular da turbina ω_T .

$$P_{mec} = n_c (T_L - T_D) \omega_T \quad (4.40)$$

4.4.4 PERDAS DE POTÊNCIA MECÂNICA POR FRICÇÃO NAS PÁS CILÍNDRICAS

Devido à ausência de informação sobre o torque viscoso que produz um cilindro em rotação, uma solução é aproximar a resistência que exerce o fluido sobre os cilindros, assumindo que as forças exercidas sobre eles são similares às forças que experimenta uma placa plana equivalente, com o mesmo comprimento l_c e largura $b = \pi d_c$.

Para calcular a velocidade incidente sobre a placa, denominada V , é necessário usar a velocidade relativa sobre as pás, considerando o movimento de rotação dos cilindros. Assim sendo, a velocidade incidente sobre a placa será igual à velocidade periférica do cilindro.

$$V = \frac{\omega_c d_c}{2} \quad (4.41)$$

Estabelecendo a hipótese que o fluxo seja laminar, já que para pequenos valores do número de Reynolds, o comprimento crítico no qual uma placa plana passa do regime laminar para o turbulento, resulta muito maior que $b = \pi d_c$. Segundo (WHITE, 2015), o esforço cortante sobre a placa será:

$$\tau_w = \frac{1.328}{\sqrt{\text{Re}}} \frac{\rho}{2} V^2 \quad (4.42)$$

onde o número de Reynolds Re , deve ser substituído pelo número de Reynolds da placa plana Re_d .

A definição do número de Reynolds muda porque está sendo usada uma geometria diferente, comparada a uma placa plana com um cilindro.

$$Re_d = \frac{\rho V b}{\mu} = \frac{\rho \omega_c \pi d^2}{2\mu} \quad (4.43)$$

O torque associado ao esforço cortante e à potência de perdas serão definidos por:

$$T_{perd} = \tau_w A_c \frac{d}{2} = \tau_w l_c b \frac{d}{2} \quad (4.44)$$

$$P_{perd} = T_{perd} \omega_c = 1.328 \frac{\pi}{16} \frac{\rho \omega_c^3 d^4 l_c}{\sqrt{Re_d}} \quad (4.45)$$

Finalmente, o valor da potência total da turbina será:

$$P_{util} = P_{mec} - P_{perd} \quad (4.46)$$

4.4.5 COEFICIENTE DE POTÊNCIA

Usando a análise anterior, vê-se que a potência útil é dependente de valores dimensionais que são parâmetros físicos ambientais e da turbina

$$P_{util} = f(v_{vento}, \omega_c, l_c, \omega_T, d_c, \rho, r_T, r_{hub}, n_c) \quad (4.47)$$

Conforme apresentado na seção 3.2.1 a relação adimensional entre a potência útil extraída pela turbina e a potência disponível no fluxo de ar é chamado coeficiente de potência. Este coeficiente é uma função dos seguintes parâmetros:

$$C_p = \frac{P_{util}}{P_{disp}} = f\left(\frac{l_c \omega_t}{v_{vento}}, \frac{\omega_c d_c}{v_{vento}}, \frac{l_c}{2r_T}, \frac{\rho v_{vento} l_c}{\mu}, n_c\right) \quad (4.48)$$

onde:

$l_c \omega_t / v_{wind} = \lambda$ é a relação de velocidades na ponta ou Tip Speed Ratio;

$\omega_c d / 2v_{wind} = \theta$ é a relação de velocidades no cilindro ou Cylinder Speed Ratio;

$l_c / 2r_T = \psi$ é a relação de aspecto dos cilindros rotacionais; e,

$\rho v_{wind} l_c / \mu = Re$ é o número de Reynolds.

A equação (4.48) pode então ser escrita da seguinte maneira:

$$C_p = f(\lambda, \theta, \psi, Re, n_c) \quad (4.49)$$

4.4.6 POTÊNCIA ELÉTRICA USANDO MÁQUINAS ASSÍNCRONAS

O gerador usado para turbinas eólicas mais antigo é o gerador de indução de gaiola de esquilo, devido principalmente ao custo reduzido comparado a outras máquinas elétricas, baixa manutenção, robustez e alta confiabilidade. Além disso, ao contrário do gerador síncrono, o gerador de indução não precisa girar a uma velocidade exata para fornecer eletricidade à rede. É capaz de produzir tensão a uma frequência determinada mesmo quando a velocidade do rotor varia.

Por outro lado, os enrolamentos do rotor do gerador não são acessíveis desde uma posição estacionária. Isso torna a turbina eólica um sistema menos controlado, motivo pelo qual é usado principalmente em turbinas eólicas pequenas.

A velocidade mecânica do fluxo no entreferro é conhecida como a velocidade síncrona, n_s , e depende da frequência de saída e do número de polos da máquina de indução.

$$n_s = 120 \frac{f}{p} \quad (4.50)$$

Se a velocidade do rotor n é superior à velocidade síncrona n_s , é induzida uma tensão negativa nos enrolamentos do rotor. Do modo que, a tensão induzida se comporta como uma fonte de energia. A potência desenvolvida nos enrolamentos do rotor devido à corrente do rotor e à tensão induzida é transferida para o estator através do fluxo do entreferro. Esta é a operação da máquina síncrona como gerador.

E quando a velocidade do rotor n é menor que a velocidade síncrona n_s , a tensão induzida no rotor é positiva e se comporta como um receptor de energia. Neste caso, a máquina funciona como motor, a energia entra no rotor a partir do estator através do fluxo do entreferro

e é entregue à carga mecânica. Evidentemente, se a máquina de indução estiver girando na velocidade síncrona, nenhuma energia é desenvolvida nos enrolamentos do rotor.

O valor por unidade da diferença de velocidade é conhecido como escorregamento.

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (4.51)$$

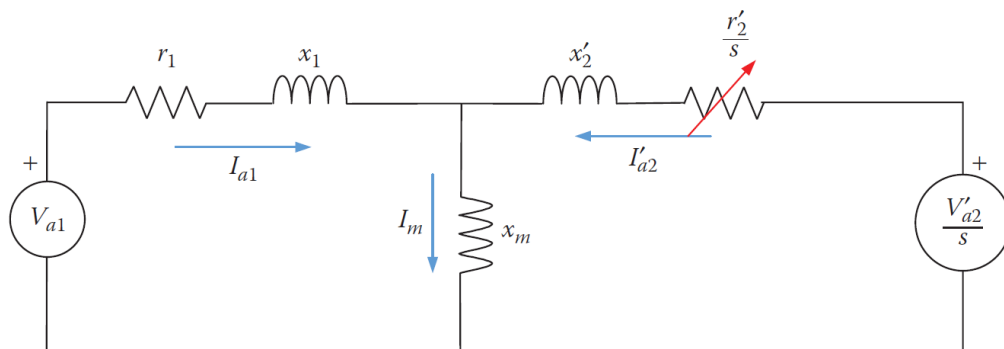
Pode ser usada a velocidade angular ω em vez de n .

$$s = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s} \quad (4.52)$$

Lembrando que a unidade de n é revoluções por minuto (rpm) e a unidade de ω é radianos por segundo (rad/s).

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n \quad (4.53)$$

Figura 28- Circuito equivalente da máquina de indução.



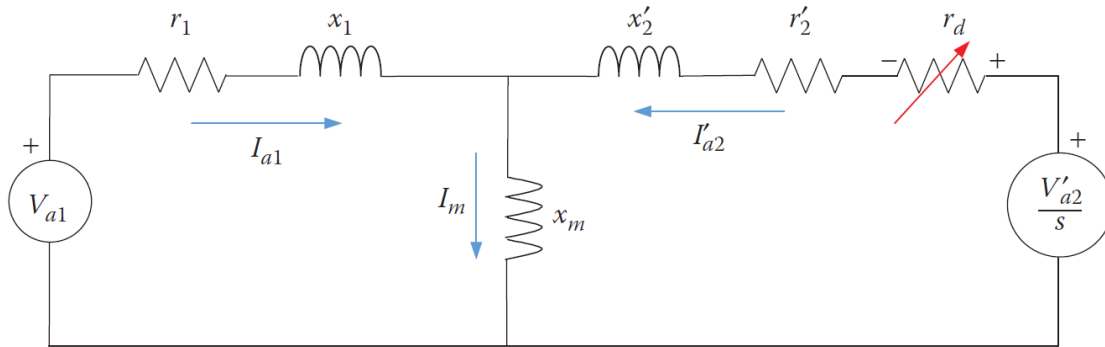
Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015).

Para realizar uma análise matemática da máquina de indução é necessário usar um circuito elétrico equivalente, o qual é apresentado na Figura 28. O componente r'_2/s pode ser analisado em duas partes: uma é a resistência real do rotor r'_2 e a outra é uma resistência equivalente do rotor que pode mudar de polaridade segundo o escorregamento. O circuito equivalente resultante se apresenta na Figura 29.

$$\frac{r'_2}{s} = r'_2 + r_d \quad (4.54)$$

$$r_d = \frac{r'_2}{s}(1-s)$$

Figura 29- Modelo genérico da máquina de indução.



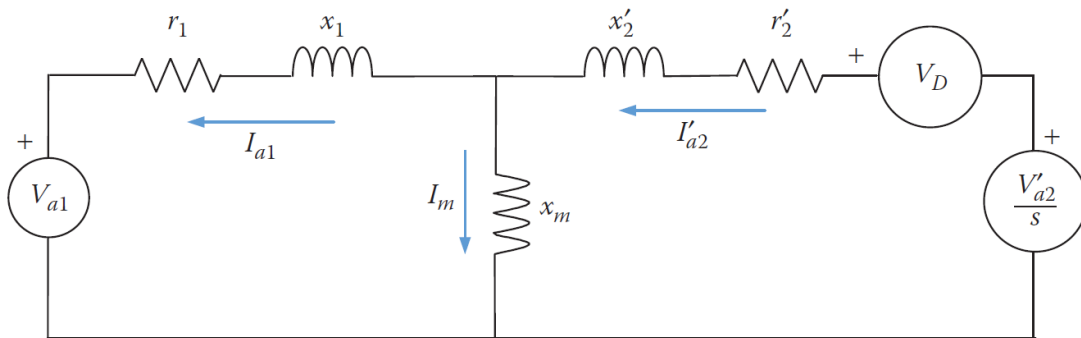
Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015).

A polaridade de r_d , observado na Figura 29, depende do fluxo de I'_{a2} . A polaridade positiva ocorre quando a corrente entra na resistência. Entretanto, r_d é negativo quando a máquina opera em velocidade super-síncrona ou deslizamento negativo.

O modelo genérico na Figura 29 pode ser usado para o gerador de indução, como é mostrado na Figura 30. Considerando que: a corrente do estator I'_{a1} é invertida à medida que o gerador entrega energia à rede, isto faz, que V_{a1} entre no modo de recepção de energia; a tensão em r_d é substituída por uma fonte de tensão V_D chamada tensão desenvolvida. Nota-se que a polaridade de V_D indica uma entrega de energia. Esta fonte de tensão representa a conversão da potência mecânica da caixa de redução (*gearbox*) em energia elétrica, potência desenvolvida. Esta fonte está fornecendo energia quando r_d é negativo, velocidade super-síncrona. Isso faz com que a polaridade e magnitude de V_D sejam conforme à equação (4.55), também mostrada na Figura 30.

$$\bar{V}_D = -r_d \bar{I}'_{a2} \quad (4.55)$$

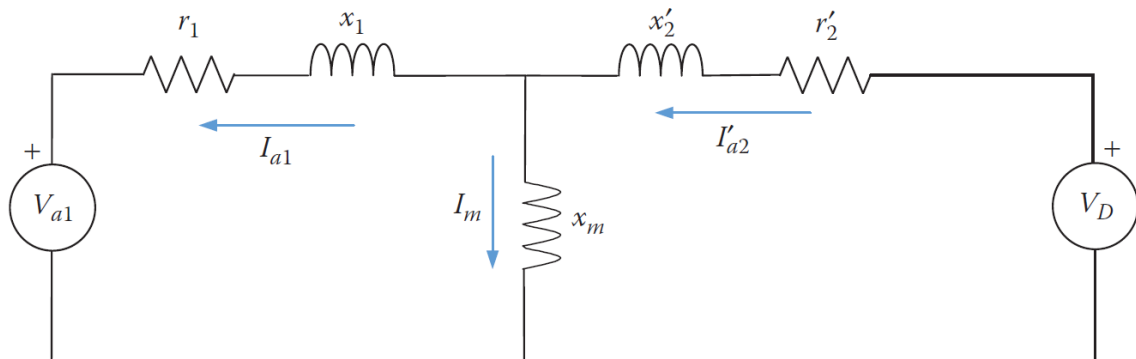
Figura 30- Modelo alternativo do gerador de indução.



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015).

No caso da máquina de indução de gaiola de esquilo, os enrolamentos do rotor estão em curto e não é usada nenhuma injeção externa. Neste caso, a tensão do rotor no circuito equivalente é eliminada como é mostrado na Figura 31.

Figura 31- Modelo do gerador de indução de gaiola de esquilo.

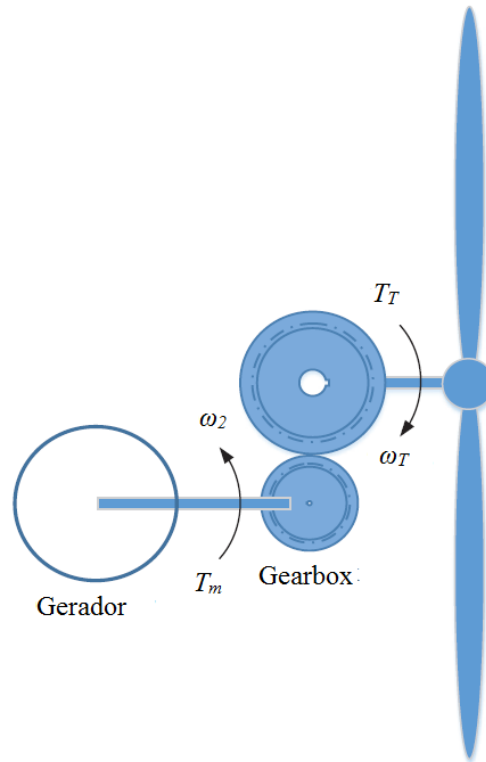


Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015).

Na caixa de redução (*Gearbox*), Figura 32, o eixo de alta velocidade está girando à velocidade do gerador ω_2 e o torque mecânico da turbina visto pelo gerador é T_m . Se é assumido que a caixa de redução não tem perdas, as potências de entrada e saída serão iguais. A função de T_T e ω_T são conhecidos das secções (4.4.1 e (4.4.3).

$$T_T \omega_T = T_m \omega_2 \quad (4.56)$$

Figura 32- Velocidades e torques antes e depois da caixa de redução (Gearbox).



Fonte: Adaptação de (MOHAMED A. EL-SHARKAWI, 2015).

Durante a operação em estado estacionário, a velocidade angular da turbina ω_T é constante, e o torque mecânico da caixa de velocidades T_m é contrabalanceado pelo torque elétrico desenvolvido do gerador T_d . O torque desenvolvido é igual e em direção oposta a T_m . Entretanto, durante os estados de perturbação, estes torques podem não ser iguais, o que faria com que a velocidade da turbina mudasse.

Durante o funcionamento em estado estacionário, ambos os torques são iguais. Desta maneira, a aceleração é zero e a máquina funciona a velocidade constante. Se o torque elétrico T_d for menor que o torque mecânico T_m , o gerador aumenta a velocidade e vice-versa, equação (4.56).

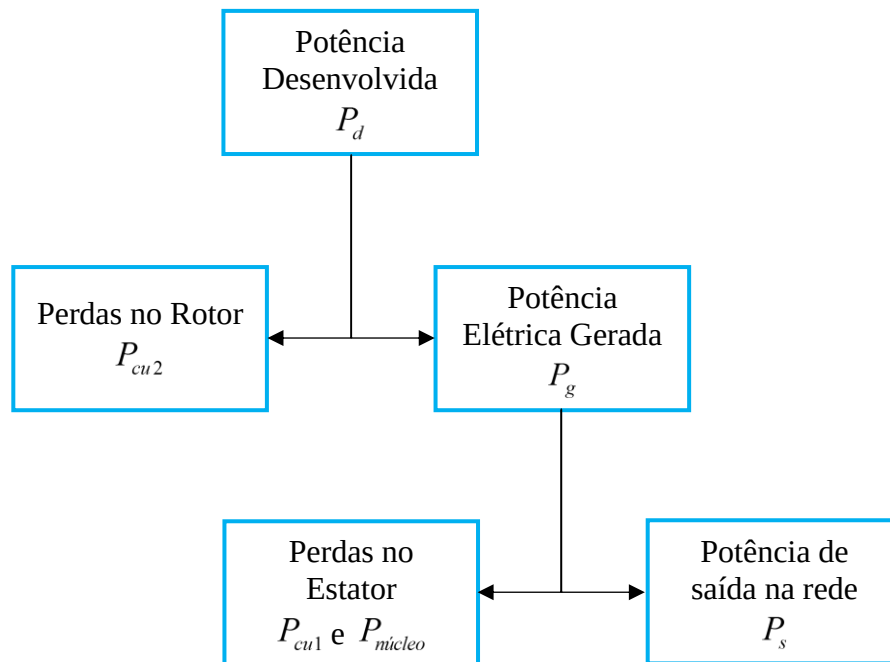
O fluxo de potência do gerador de indução de gaiola de esquilo é mostrado na Figura 33. A saída da caixa de redução entra no gerador, onde uma parte desta é perdida devido as perdas de rotação (fricção, grau de desvio, etc.). O restante da potência é convertido em potência elétrica, denominada potência desenvolvida.

$$P_d = 3V_D I'_{a2} = 3r_d (I'_{a2})^2 \quad (4.57)$$

A potência desenvolvida também pode ser calculada usando variáveis mecânicas do rotor, torque e velocidade, observadas na Figura 32. O torque desenvolvido T_d é igual ao torque mecânico T_m e a velocidade é a velocidade do rotor ω_2 é a mesma velocidade de rotação depois da caixa de redução.

$$P_d = T_d \omega_2 \quad (4.58)$$

Figura 33 - Fluxo de potência de um gerador de indução gaiola de esquilo.



Fonte: Produção do próprio autor.

Parte da potência desenvolvida P_d é perdida na resistência do enrolamento do rotor na forma de perdas no cobre P_{cu1} .

$$P_{cu2} = 3r'_2(I'_{a2})^2 \quad (4.59)$$

O restante da potência vai para o estator através do fluxo do entreferro. Esta potência é chamada potência gerada P_g .

$$P_g = P_d - P_{cu2} = -3 \frac{r'_2}{s} (I'_2)^2 \quad (4.60)$$

Comparando as equações (4.57) e (4.60), obtemos que:

$$P_g = \frac{P_d}{(1-s)} \quad (4.61)$$

Quando a potência P_g entra no estator, parte dela é perdida na resistência do enrolamento do estator na forma de perdas de cobre P_{cu1} .

$$P_{cu1} = 3r_1 I_{a1}^2 \quad (4.62)$$

Outra diminuição de potência no estator são as perdas no núcleo $P_{núcleo}$.

$$P_{núcleo} = 3(I_m)^2 x_m \cos \beta \quad (4.63)$$

onde β é o ângulo entre I_m e x_m

O restante da potência P_s sai dos terminais do estator e é entregue à rede.

$$P_s = P_g - P_{cu1} - P_{núcleo} \quad (4.64)$$

4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 4

Neste capítulo faz-se uma descrição da física envolvida no efeito Magnus, apresentando a sequência do entendimento deste fenômeno físico, desde a teoria do fluxo potencial, o teorema de Kutta-Joukowski, até resultados experimentais relacionados ao efeito Magnus. Além disso, são apresentados os principais parâmetros das turbinas Magnus, incluindo os parâmetros já expostos no capítulo 3. Finalmente, o cálculo da potência elétrica adicionando um motor de indução ao eixo da turbina eólica, mostrando o circuito equivalente desta máquina elétrica.

5 FLUODINÂMICA COMPUTACIONAL

Quando o fluxo potencial apresenta geometrias complexas ou condições de corrente pouco frequentes, o método de superposição usado na seção 4.1 resulta menos eficaz devido que as transformações para gerar formas de corpos não são aproximadas à realidade. Devido à complexidade destas análises para as quais não se encontram disponíveis uma solução analítica geral, foi desenvolvida a mecânica computacional dos fluidos ou fluodinâmica computacional (CFD).

Durante os séculos XVIII e XIX foram desenvolvidas as equações que atualmente regem a mecânica dos fluidos. As contribuições mais importantes, nas quais se baseia a mecânica computacional dos fluidos, foram desenvolvidas por Euler que enunciou a conservação da massa e o momento para um cilindro não viscoso e também aportou a teoria de fluxo potencial. Depois, C. L Navier e G. G. Stokes realizaram um importante avanço incluindo os efeitos da viscosidade nas equações de Euler as quais se chamaram equações de Navier-Stokes. Devido à complexidade destas equações, não se dispõe de uma solução analítica geral e se solucionam mediante a fluodinâmica computacional aplicando métodos para transformar problemas contínuos em modelos discretos aproximados.

A primeira solução numérica obtida usando métodos de CFD foi em 1933, por A. Thom. A solução consistia no cálculo de fluxos em baixas velocidades sobre cilindros. Esta pesquisa depois de ser publicada teve boa aceitação na comunidade científica. Por esse motivo, foram desenvolvidas outras pesquisas, aportando novos modelos numéricos ou melhorando os códigos CFD já existentes. Não foi até os anos oitenta, quando surgiram os primeiros códigos CFD comerciais, por outro lado, a velocidade de processamento dos computadores daquela época e a grande quantidade de cálculos que precisavam realizar representavam uma grande dificuldade.

Os avanços em CFD e o aumento na potência dos processadores atuais consolidaram este método com uma ferramenta imprescindível na hora de solucionar problemas de dinâmica dos fluidos atual. A fluodinâmica computacional atual permite uma redução de custos e tempo de desenho pelo fato de desenvolver modelos matemáticos para estudar a problemas reais, sem necessidade de se construir ou modificar protótipos. Não obstante, devido à complexidade do processo para obter resultados confiáveis é necessário conhecer o software e o método de discretização que ele usa, os passos para definir corretamente o modelo, escolher a malha e o tipo de turbulência.

5.1 ANÁLISE NUMÉRICA

Como já foi mencionado anteriormente, o comportamento dos fluidos é regido por equações com derivadas parciais, equação de Navier-Stokes, as quais não possuem solução analítica para a maioria dos problemas da engenharia. Em um problema contínuo, as variáveis estudadas estão definidas para cada ponto no domínio. O objetivo do CFD é passar desse domínio contínuo para o discreto mediante um processo de malha. Isto quer dizer, passar a solucionar um sistema de equações com um número finito de N incógnitas. Existem métodos para discretizar o domínio contínuo, os mais importantes dos quais estão apresentados nesta seção.

5.1.1 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos, também denominado FEM (*Finite Element Method*) (HUEBNER et al., 2001), pode ser aplicado para todo tipo de equações diferenciais com derivadas parciais, tanto lineares ou como não lineares (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2000). O domínio computacional é dividido em pequenas regiões, ou células, frequentemente na forma de triângulos ou quadriláteros. As células são definidas usando um número finito de nós para os quais são calculadas as variáveis de campo como a temperatura, velocidade, pressão, função da corrente, etc. Logo, são obtidas as funções aproximadas do resto dos pontos usando extrapolação. Quanto mais fina for a malha, mais precisa é a solução.

O seguinte passo será minimizar o erro integrando as funções aproximadas sobre a célula, geralmente usando funções-peso. Obtém-se assim, um conjunto de N equações algébricas para os N valores incógnitos. As equações nodais devem ser resolvidas de forma simultânea, invertendo uma matriz ou mediante iteração.

5.1.2 MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

O método das diferenças finitas FDM (*Finite Difference Method*) é aplicado em muitos problemas distintos (PATANKAR, 1980)(TANNEHILL; ANDERSON; PLETCHER, 1997), não somente em problemas de fluxo potencial. A principal ideia deste método é aproximar as derivadas parciais que se encontram nas equações físicas usando “diferenças” entre os valores da solução em uma série de nós separados por uma certa distância finita entre si, ainda que os nós não tenham a mesma distância. A equação original em derivadas parciais é substituída por uma série de equações algébricas para os valores nodais. Para um fluxo potencial não viscoso,

estas equações algébricas são lineares, mas geralmente, para o fluxo viscoso são não lineares. Finalmente, para obter os valores nodais se deve iterar e inverter uma matriz.

Em problemas, reais a quantidade de nós é muito grande. Portanto, seria necessário um sistema com muitas equações e incógnitas. Resolver isso, implica realizar operações de inversão de matrizes de tamanho excessivo para a qual seria requerida uma quantidade grande de processamento computacional. Para resolver este tipo de problema, as equações são reordenadas para obter os valores das variáveis de um nó em função dos valores dos nós adjacentes. Numa primeira iteração tem-se, unicamente, os valores dos nós adjacentes. Os nós restantes são considerados com valor zero. Em sucessivas iterações, os valores dos nós irão convergindo à solução exata. Isto não é mais do que uma aproximação do resultado que deveria ser obtido invertendo a matriz do sistema com a qual são realizadas as iterações até que a diferença entre os resultados de duas iterações consecutivas não exceda o erro admitido pela solução.

5.1.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS DE CONTORNO

Esta técnica de solução de equações diferenciais em derivadas parciais é nova, conhecida também como BEM (*Boundary Element Method*). Em (BREBBIA; DOMINGUEZ, 1996) se encontram os conceitos básicos deste método. No BEM não existem elementos interiores. No lugar disto, todos os nós são situados na fronteira do domínio. Cada “elemento” é uma pequena região de contorno que rodeia o nó correspondente, cuja “intensidade” pode corresponder à temperatura, velocidade, pressão, função da corrente, potencial de velocidades; como também ser constante ou variável.

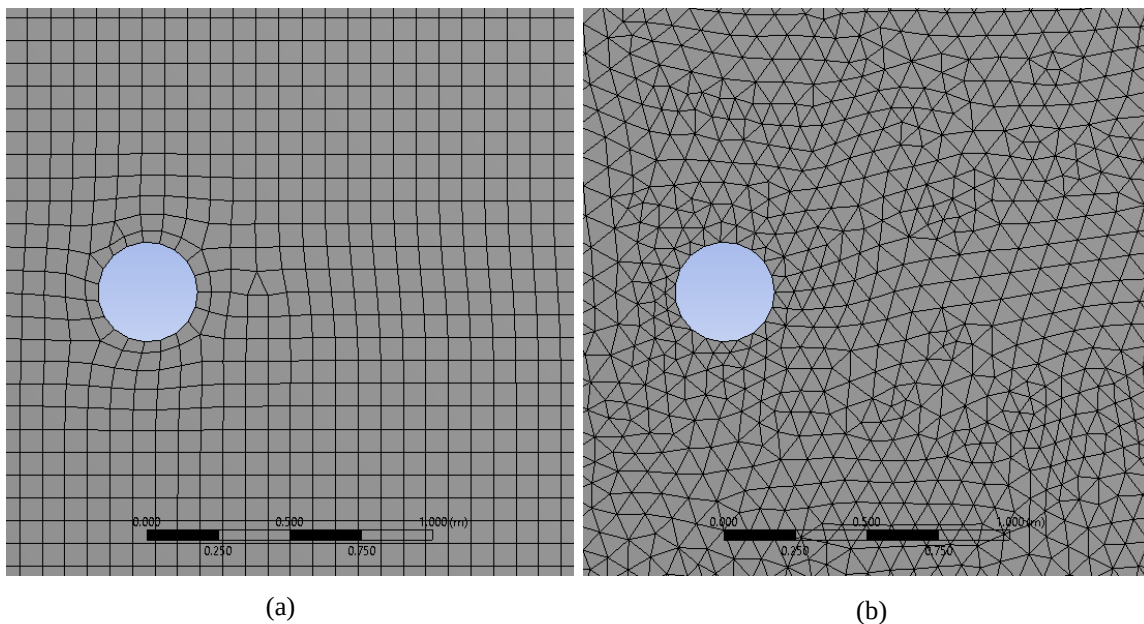
Os valores apropriados destas intensidades são aqueles que satisfazem as condições de contorno em todos os elementos. A soma destes efeitos sobre N elementos precisa de uma integração por partes e uma meticulosa avaliação do efeito de cada elemento entre si. O resultado é um conjunto de N equações algébricas para os valores incógnitas no contorno.

5.2 MALHA

O aspecto mais importante da fluodinâmica computacional é a discretização do domínio fluido, já que as propriedades da malha possuem influência no tempo de preparação da simulação, como também no processamento computacional e, conseqüentemente, na confiabilidade da resolução.

As características mais importantes de uma malha são a forma que elas adquirem e a forma como são distribuídas. Com relação ao primeiro ponto, as células da malha para problemas em três dimensões geralmente têm a forma de tetraedro, hexaedro, prisma, pirâmide e diversos poliedros. Na Figura 34a se apresenta a malha para um espaço de trabalho usando hexaedros, enquanto que Figura 34b apresenta o mesmo espaço de trabalho usando uma malha de tetraedros.

Figura 34 - Tipos de malha, (a) malha de hexaedros; (b) malha de tetraedros.

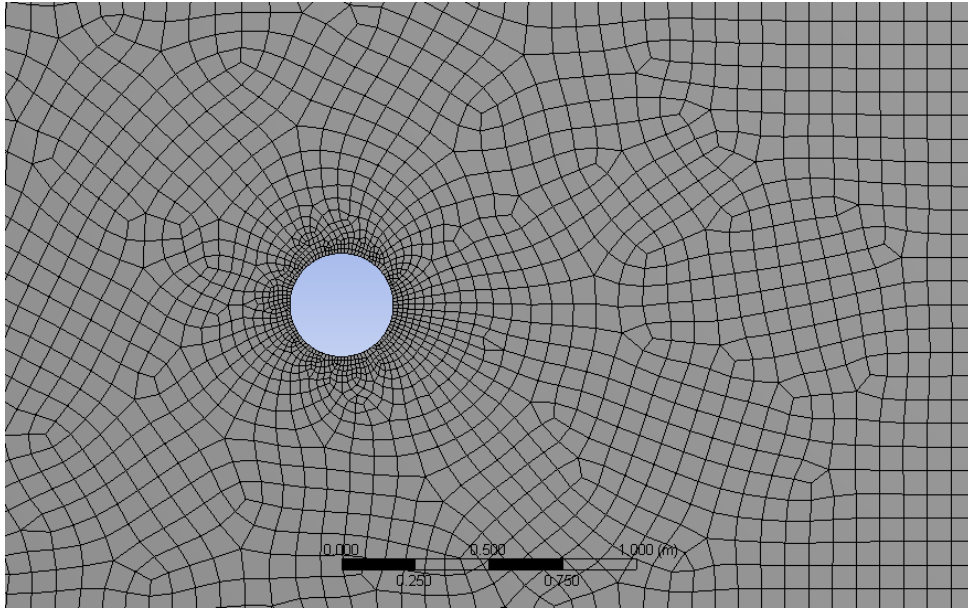


Fonte: Produção do próprio autor.

Também é possível usar malhas híbridas, Figura 35, realizando combinações de tetraedros e hexaedros, e com isto aproveitar as vantagens de cada tipo de célula ao longo da malha.

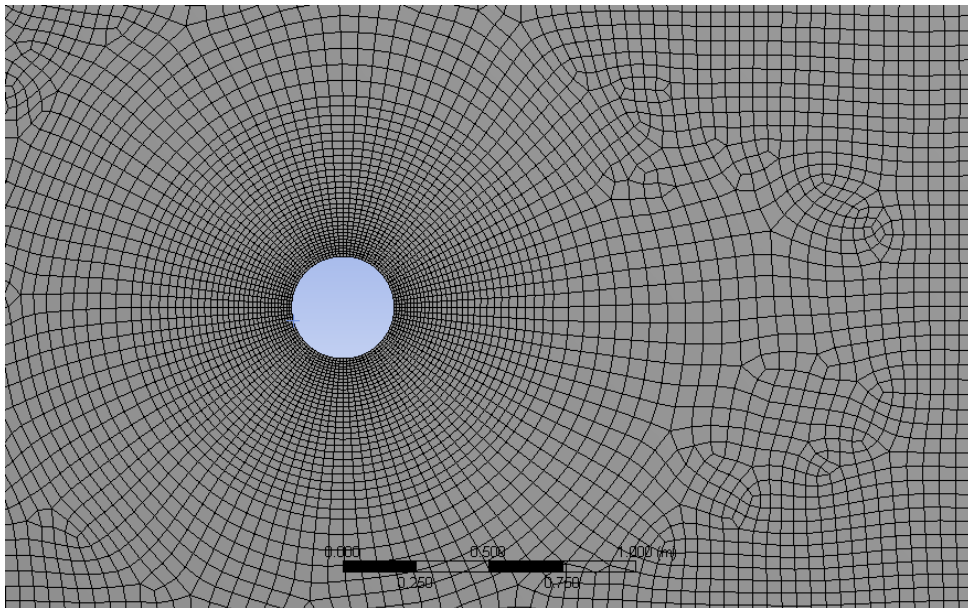
Uma outra característica fundamental da malha é a distribuição das células ao longo do domínio. Podem-se encontrar distribuições estruturadas que seguem um molde ou uma geometria, Figura 36, ou ao contrário, distribuições não estruturadas, Figura 37.

Figura 35 - Malha híbrida.



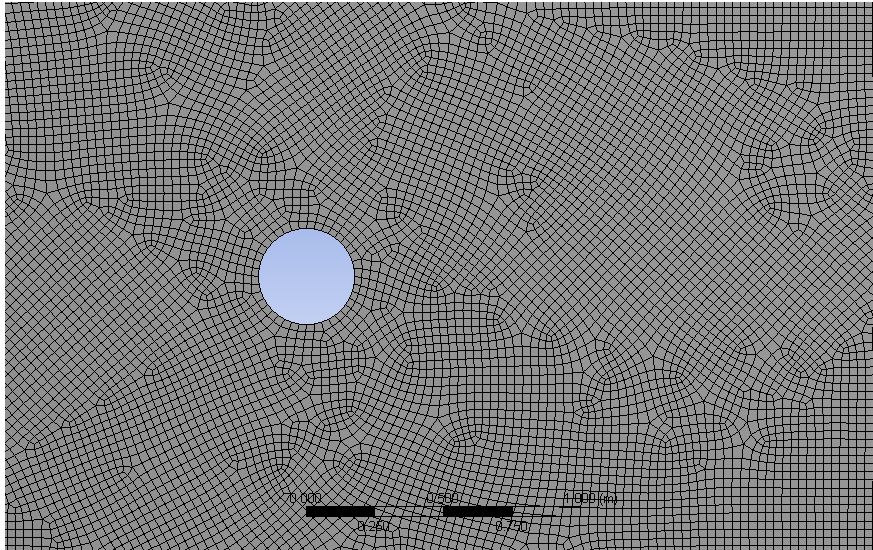
Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 36 - Distribuições estruturadas de malha.



Fonte: Produção do próprio autor.

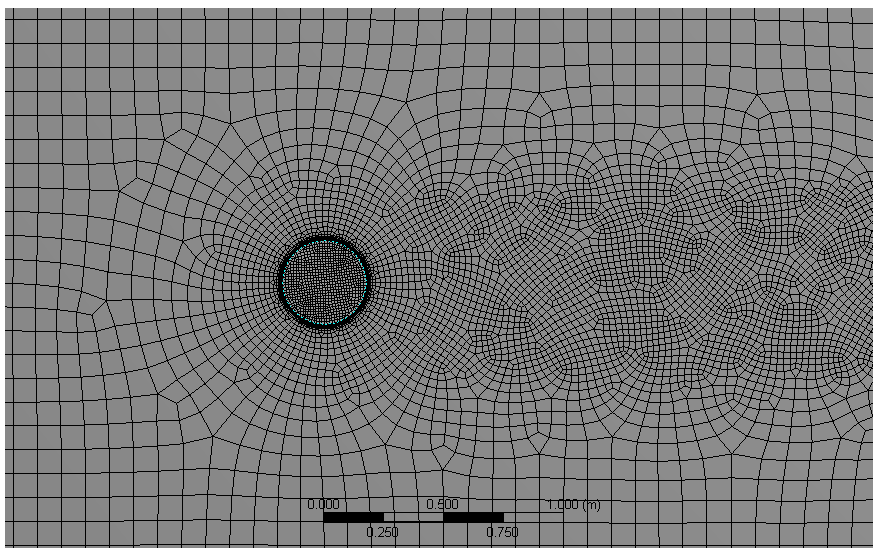
Figura 37 - Distribuições não estruturadas de malha.



Fonte: Produção do próprio autor.

Além das características acima, pode-se dividir o espaço de trabalho em blocos, Figura 38, e definir em cada bloco diferentes características de malha. Desta maneira, poderia se determinar uma malha mais fina em lugares com maior necessidade de precisão, melhorando assim o tempo de processamento, a qualidade dos detalhes e a confiabilidade do resultado.

Figura 38 - Malha dividida por blocos com diferentes características.



Fonte: Produção do próprio autor.

Para obter uma malha adequada deve-se considerar as vantagens e desvantagens das características apresentadas anteriormente e as implicações no tempo de processamento computacional como também na confiabilidade do resultado.

Na engenharia existem problemas com geometrias complexas. Nestes casos realizar uma malha estruturada (Figura 36) é muito trabalhoso e as vezes impossível devido ao tempo que demora a construção da malha, chamado também, tempo de preparação do modelo. Por este motivo, dependendo do caso, é melhor optar por malhas não estruturadas.

Outro aspecto fundamental é o gasto de tempo computacional, que é diretamente relacionado com o número de células na malha. Na hora de se discretizar o problema, as malhas não estruturadas precisam de menor quantidade de células, por isto e pelo fato de não seguirem o molde da geometria. Pode-se então agrupar células nas regiões do fluido onde seja necessária maior precisão e diminuir a densidade de células nas áreas com menor importância. Nas malhas estruturadas, a disposição das células deve seguir o modelo da geometria. Isto faz com que sejam situadas células em lugares onde não são necessárias. Com relação ao tipo de células, as malhas baseadas em poliedros precisam menos células, favorecem à convergência e supõem um menor custo computacional, mas são mais grosseiras e conseqüentemente imprecisas.

A difusão numérica, é outro aspecto importante para obter uma malha adequada, que é um termo matemático que faz referência aos erros de truncamento devido aos arredondamentos realizados nas aproximações e cálculos. Como consequência deste fenômeno aparece uma falsa difusão dos parâmetros da simulação. Este erro é inversamente proporcional ao refinamento da malha, pelo que para minimizá-lo pode-se aumentar o número de células na malha. Também, é possível diminuir a falsa difusão quando o fluido esteja alinhado com a malha, por isto é melhor usar malhas estruturadas baseadas em hexaedros.

O objetivo da malha é a discretização do problema, pelo que a validação da solução obtida, dependerá da quantidade de nós na malha e a distribuição deles. Uma baixa densidade em partes críticas do domínio do fluido, introduzirá erros na solução final. É necessário prestar especial atenção nas regiões próximas às paredes, onde se prediz o desprendimento da camada limite, já que as células nestas regiões desempenham um papel importante no cálculo. A correta distribuição das células é um ponto chave para obter uma solução ótima.

A camada limite em fluxos turbulentos pode ser calculada mediante modelos de turbulência ou modelada mediante funções de parede, que são funções que descrevem o comportamento do fluido dentro da camada limite, comumente utilizadas nos programas comerciais de CFD.

Em fluxos turbulentos, a densidade e a agrupação dos nós são parâmetros muito importantes para uma correta simulação da totalidade do problema. Devido à forte interação entre o fluxo e as turbulências é importante ter uma adequada resolução para obter soluções confiáveis, já que este tipo de fluxo é mais sensível à distribuição de nós que o fluxo laminar.

5.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Turbulência é aquele estado do movimento do fluido que é caracterizado por ter uma vorticidade tridimensional aleatória e instável. Quando a turbulência está presente, ela geralmente tem influência nos outros fenômenos de fluxo e resulta em uma maior dissipação de energia, transferência de calor e arrasto. Os modelos de turbulência fornecem uma solução ao problema de fechamento na resolução das equações de Navier-Stokes. Nestas equações, existem dez incógnitas (pressão média, três componentes de velocidade e seis componentes de tensão de Reynolds), e existem apenas quatro equações (equação de equilíbrio de massa e três equações de equilíbrio de momento de componente de velocidade). Esta disparidade entre o número de incógnitas e de equações, fazem que a solução direta de qualquer problema de fluxo turbulento seja impossível de formular.

O problema fundamental da modelagem de turbulência é relacionar, de alguma maneira fisicamente plausível os seis componentes da tensão de Reynolds com as quantidades médias de fluxo e seus gradientes. Os modelos de turbulência estão resumidos na Tabela 1.

Tabela 1 - Resumo dos modelos de turbulência.

Grupo	Modelo	Descrição e vantagens
Reynolds – Averaged Navier – Stokes (RANS)	Modelos de Zero equações Modelos de uma equação Modelos de duas equações $\kappa\text{-}\epsilon / \kappa\text{-}\omega$	São os modelos mais utilizados. Suas principais vantagens são o curto tempo de processamento computacional, cálculos estáveis e resultados razoáveis para muitos fluxos.
Reynolds Stress Model (RSM)		Fornecer boas previsões para todos os tipos de fluxos, incluindo redemoinho e separação. Tempos de cálculo mais longos do que os modelos RANS.
Large Eddy Simulation (LES)	Modelo Smagorinsky-Lilly	Fornecer excelentes resultados para todos os sistemas de fluxo. Os modelos LES resolvem as equações de Navier-Stokes para movimentos de grande escala dos modelos de fluxo somente os movimentos de pequena escala.
	Modelo subgrid-scale dinâmico	
	Modelo RNG-LES	
	Modelo WALLE	
Detached Eddy Simulation (DES)		As dificuldades associadas ao uso dos modelos LES, levaram ao desenvolvimento de modelos híbridos, como esse, que tentam combinar os melhores aspectos das metodologias RANS e LES em uma única estratégia de solução.
Direct Numerical Simulation (DNS)		A abordagem mais exata para a simulação de turbulência sem precisar modelagem adicional além de aceitar as equações de Navier-Stokes para descrever os processos de fluxo turbulento.

Fonte: Adaptação de (OH, 2012)

5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 5

Este capítulo faz uma breve apresentação histórica da fluodinâmica computacional, que foi evoluindo junto com os avanços tecnológicos, além de explicar como é usada como ferramenta para resolver problemas da engenharia. Mostra também os métodos de discretização do domínio, características dos diferentes tipos de malha e, finalmente, os modelos de turbulência usados neste tipo de simulações.

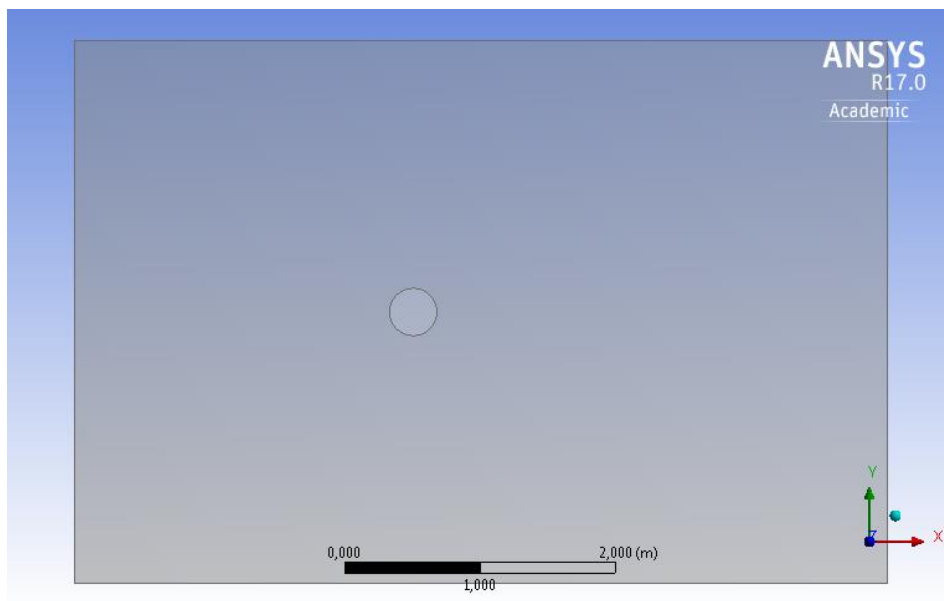
6 MODELOS DESENVOLVIDOS PARA ESTA DISSERTAÇÃO

Como foi observado anteriormente, a potência mecânica que produz uma turbina eólica depende diretamente dos torques de sustentação e arrasto. Estes, por sua vez, dependem dos coeficientes de sustentação e arrasto, respectivamente. Portanto, para desenvolver a parte analítica desta pesquisa é importante conhecer a força aerodinâmica que cria um perfil e as componentes desta. As simulações apresentadas nesta seção representam perfis aerodinâmicos a partir dos quais foi elaborado o modelamento das turbinas. Os coeficientes de sustentação e arrasto obtidos podem ser comparados com os valores experimentais disponíveis em (BYCHKOV, 2005) e (WHITE, 2015). Para realizar as simulações utilizou-se o programa ANSYS 15.0, especificamente no bloco de CFD, a ferramenta de modelagem da mecânica de fluidos tridimensional CFX.

6.1 MODELO DE CILINDRO

Primeiramente, definiu-se o domínio pelo qual o fluido circula como um retângulo com um orifício redondo que representa o cilindro. Já que é importante conhecer a esteira criada pelo cilindro, este orifício não está situado no centro do retângulo. Portanto, a região posterior ao cilindro é maior do que a região anterior, como é observado na Figura 39. Além disso, são apresentados os valores da geometria de domínio e do cilindro na Tabela 2, onde pode-se observar que o valor da relação de aspecto do cilindro, equação (4.27), é $\delta = 15$.

Figura 39 - Domínio do fluido para simulação do cilindro.



Fonte: Produção do próprio autor.

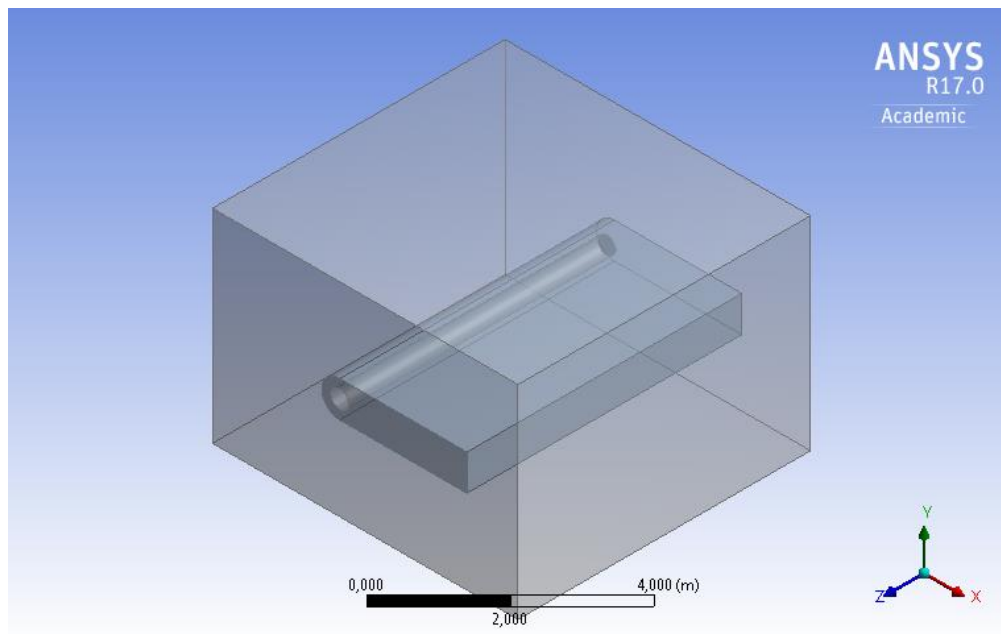
Tabela 2 - Parâmetros geométricos do cilindro e do domínio.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do cilindro	0,35 m
Comprimento do cilindro	5,25 m
Relação de aspecto do cilindro	15
Altura do domínio	4,00 m
Largura do domínio	6,00 m
Largura do centro do cilindro	2,50 m
Profundidade do domínio	5,75 m

Fonte: Produção do próprio autor.

A distribuição da malha aplicada ao domínio do fluido é estruturada, mas também foi criada uma sub-região com a finalidade de melhorar a exatidão na área onde ocorre o desprendimento da camada limite e a esteira atrás do cilindro, como se observa na Figura 40. Por conseguinte, foi possível concentrar um maior número de nós ao redor da parede e depois do cilindro, Figura 41 e Figura 42.

Figura 40 - Sub-região do domínio.

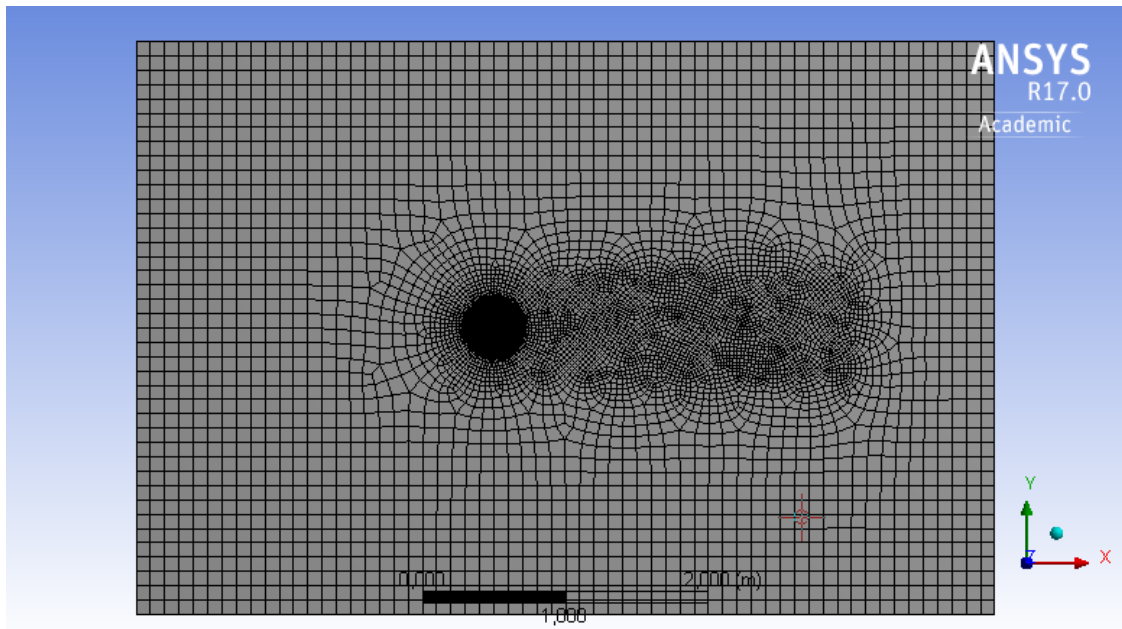


Fonte: Produção do próprio autor.

Em relação à forma das células da malha, usou-se hexaedros ao longo do domínio, Figura 41. Este método implica em um maior custo computacional em comparação aos

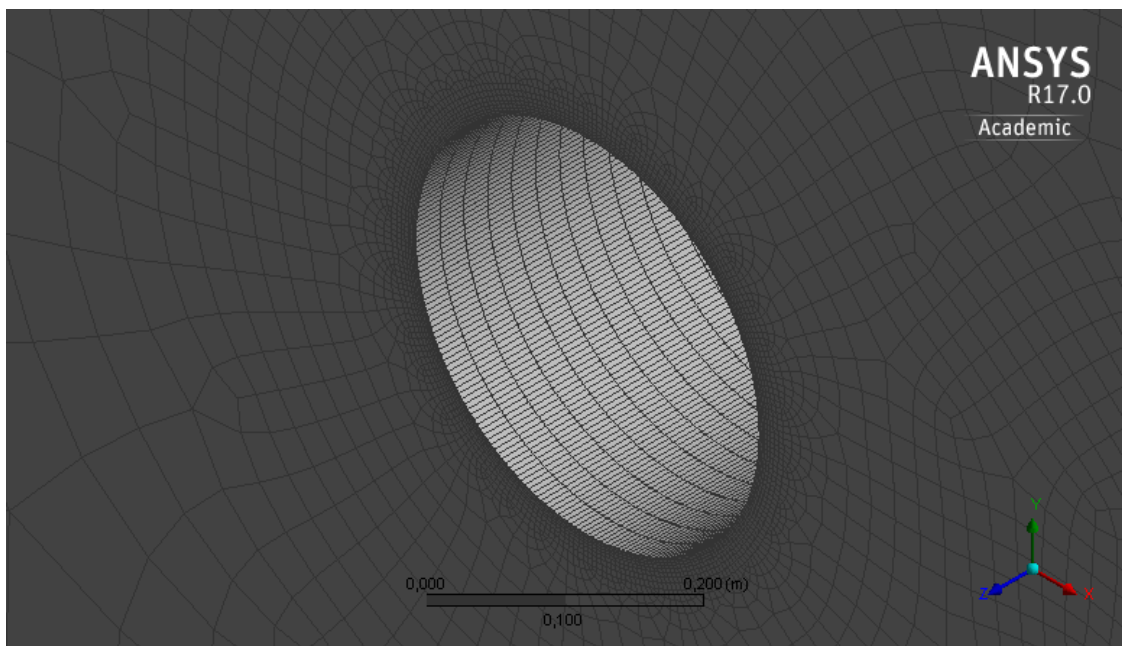
tetraedros, mas as vantagens principais são as de evitar a difusão numérica e de obter uma solução mais precisa, como apresentado na seção 5.2 .

Figura 41 - Malha do domínio do fluido.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 42 - Malha ao redor do cilindro.



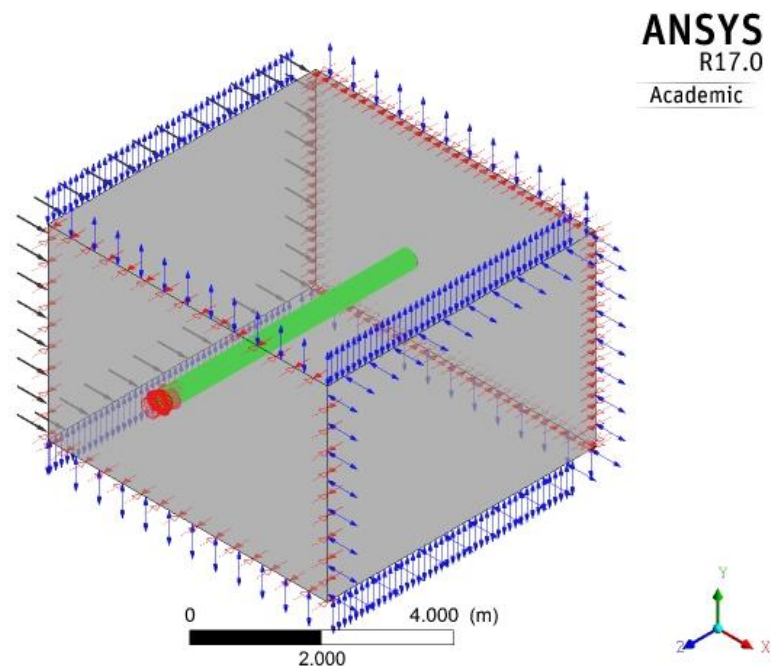
Fonte: Produção do próprio autor.

Depois de se definir a malha, é necessário aplicar as condições de contorno para o problema. Estas condições foram estabelecidas procurando simular os ensaios realizados na bibliografia estudada. A entrada do fluido, representada pelas flechas pretas na Figura 43, é a superfície de ingresso do fluido contínuo. Este fluido é o ar a 25 °C e a uma velocidade 5 m/s na direção do eixo x.

As superfícies superior, inferior e de saída do fluido, representadas pelas flechas azuis na Figura 43, são definidas como paredes livres que permitem ao fluido entrar e sair livremente destas superfícies de contorno. Finalmente, as superfícies laterais, representadas pelas flechas vermelhas na Figura 43 são definidas como paredes com condição simétrica.

Entre os modelos de turbulência no programa, foi escolhido o SST (*Shear Stress Transport*), o qual usa o modelo $\kappa\text{-}\omega$ da Tabela 1 para zonas que sofrem influência da camada limite perto do cilindro. Por outro lado, usou-se o modelo $\kappa\text{-}\epsilon$ da Tabela 1 para as zonas afastadas adaptando-a para números de Reynolds maiores.

Figura 43 - Condições de contorno do cilindro.



Fonte: Produção do próprio autor.

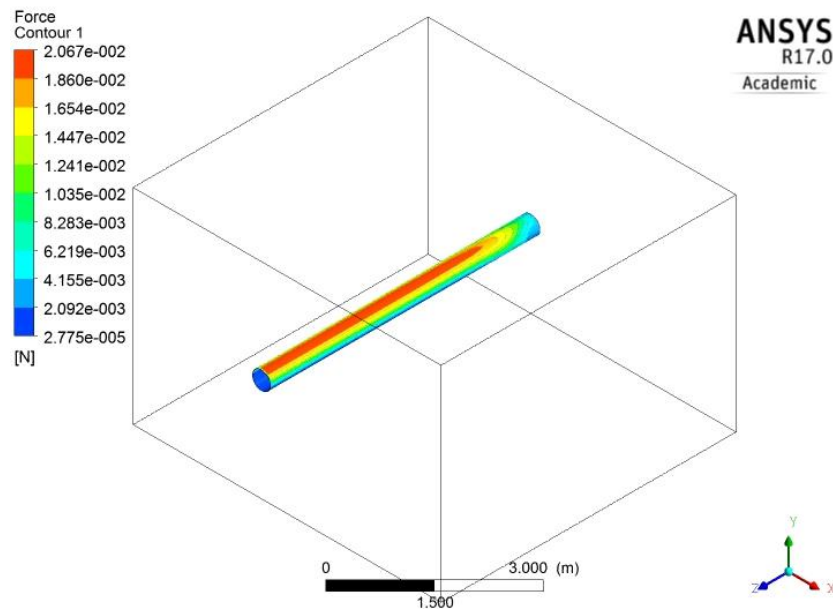
Há que se destacar que os parâmetros de domínio do fluido, do cilindro, como também da distribuição, divisão e forma das células da malha e as condições de contorno observadas

para este modelo são as mesmas para os modelos seguintes devido ao fato de ter que comparar os resultados entre modelos desenvolvidos.

Com relação à superfície do cilindro, a parede verde na Figura 43 tem uma velocidade de rotação angular ω_c no eixo Z. Esta velocidade é a variável de entrada para se obter mediante simulações os valores da força de sustentação (L) e da força de arrasto (D).

Na Figura 44 pode-se observar a distribuição das forças ao longo do cilindro para uma velocidade de rotação angular de 100 rad/s que é aproximadamente 955 rpm. A Tabela 3 apresenta os valores das forças aerodinâmicas obtidas depois da simulação.

Figura 44 - Forças exercidas no perfil cilíndrico.



Fonte: Produção do próprio autor.

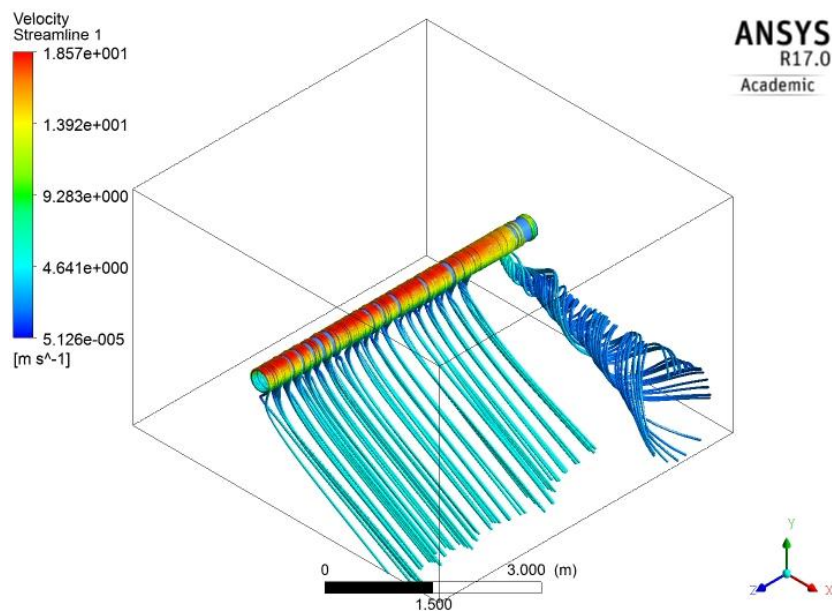
O comportamento do fluido ao redor do cilindro, assim como a mudança de direção sofrida pelo fluido e a turbulência gerada pelo perfil cilíndrico podem ser observadas na Figura 45. Pode-se observar também as velocidades que o fluido atinge na parte superior do cilindro que são aproximadamente de 18,5 m/s.

Tabela 3 - Valores das forças das sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	0,260529	6,45191
10	31,6699	7,23354
20	63,01	10,0465
30	94,778	14,9846
40	126,044	21,7557
50	156,499	30,3724
75	219,938	56,0557
100	256,803	77,8685
125	286,404	98,7305
150	297,192	110,579
175	295,914	111,359
200	301,047	114,663
225	293,635	115,789
250	313,916	133,094

Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 45 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro.



Fonte: Produção do próprio autor.

Para realizar as comparações entre os modelos desenvolvidos nesta dissertação e para validar estes resultados com as experiências coletadas da bibliografia, é necessário encontrar os coeficientes adimensionais das forças (C_L e C_D) usando as equações (3.18) e (3.19).

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho v_{\text{vento}}^2 d_c l_c} \quad (6.1)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho v_{\text{vento}}^2 d_c l_c} \quad (6.2)$$

onde $\rho = 1,225 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ é a densidade do ar a 15 °C e ao nível do mar conforme ISA (International Standard Atmosphere).

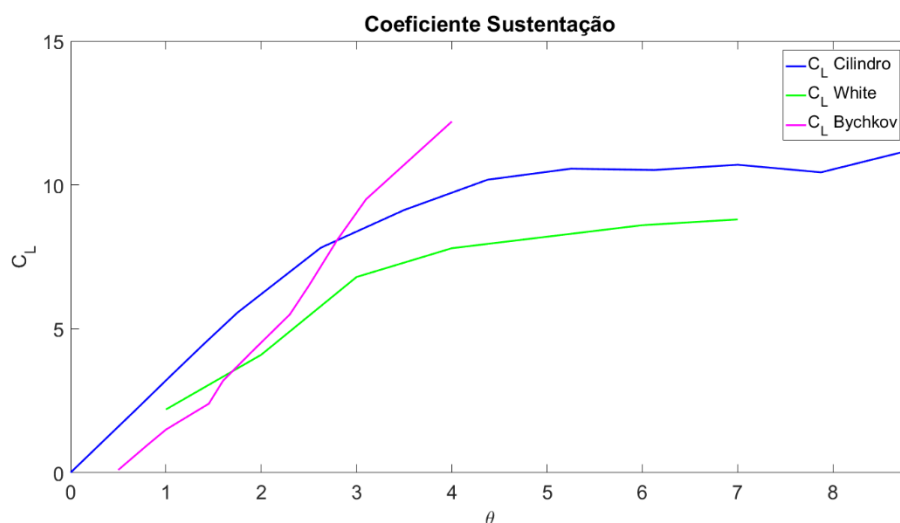
Seguindo os valores da Tabela 2, $d_c = 0,35 \text{ m}$ e $l_c = 5,25 \text{ m}$, a velocidade do fluido é $v_{\text{vento}} = 5 \text{ m/s}$. Os valores das forças L e D são substituídos da Tabela 3. Além disso, é necessário encontrar o coeficiente da relação de velocidade do cilindro θ , a partir da equação (4.29).

$$\theta = \frac{\omega_c r_c}{v_{\text{vento}}} \quad (6.3)$$

onde os valores de ω_c são substituídos da Tabela 3 para $r_c = d_c/2$.

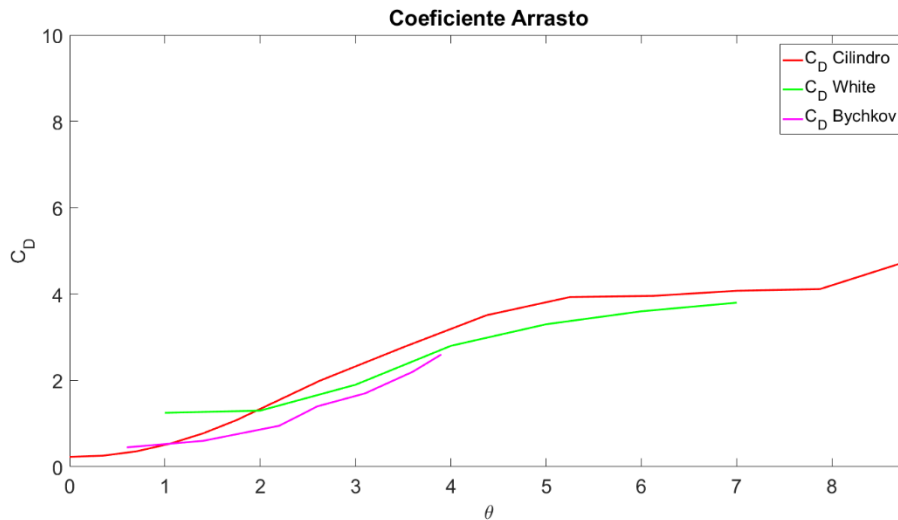
Com as variáveis definidas acima, é possível representar graficamente o coeficiente de sustentação e de arrasto em função da relação de velocidade do cilindro junto com as curvas obtidas na bibliografia, como se observa na Figura 46 e Figura 47, respetivamente.

Figura 46 - Coeficiente de sustentação do cilindro simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 47 - Coeficiente de arrasto do cilindro simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

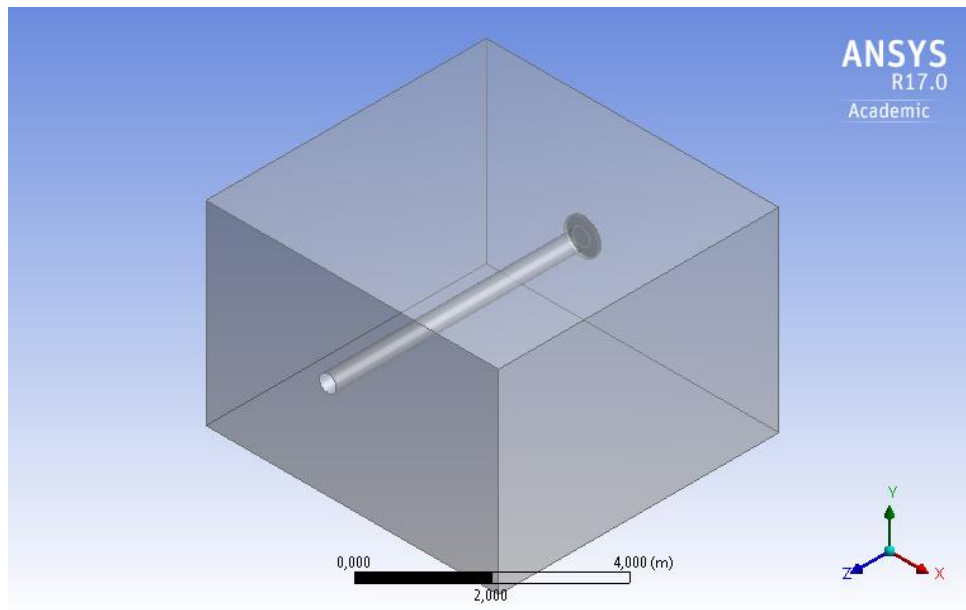
6.2 MODELO DE CILINDRO COM DISCO

Como foi descrito na seção 4.3, (BYCHKOV, 2005) propõe colocar um disco na ponta do cilindro com a finalidade de evitar perdas por turbulência. A relação do diâmetro do disco com o diâmetro do cilindro é denominada C , equação (4.26). Segundo os estudos realizados nesta referência bibliográfica, um $C = 2$ apresenta melhores resultados para as forças aerodinâmicas. Nesta seção são desenvolvidas simulações para valores de $C = 2, 1,5$ e $2,5$, que servem como termo de comparação entre elas e com a referência.

6.2.1 CILINDRO DISCO COM $C = 2$

Como já explicado na seção anterior, tanto os parâmetros do domínio do fluido como os do cilindro, Tabela 2, a malha (distribuição, divisão e forma das células) e finalmente, as condições de contorno deste modelo são iguais ao anterior modelo. Portanto, não é necessário apresentar as informações de preparação para simulação, sendo unicamente mostrado o domínio do fluido na Figura 48. Além disso, com a finalidade de conhecer todas as variáveis do problema, o valor do diâmetro do disco é $d_d = 0,7 \text{ m}$.

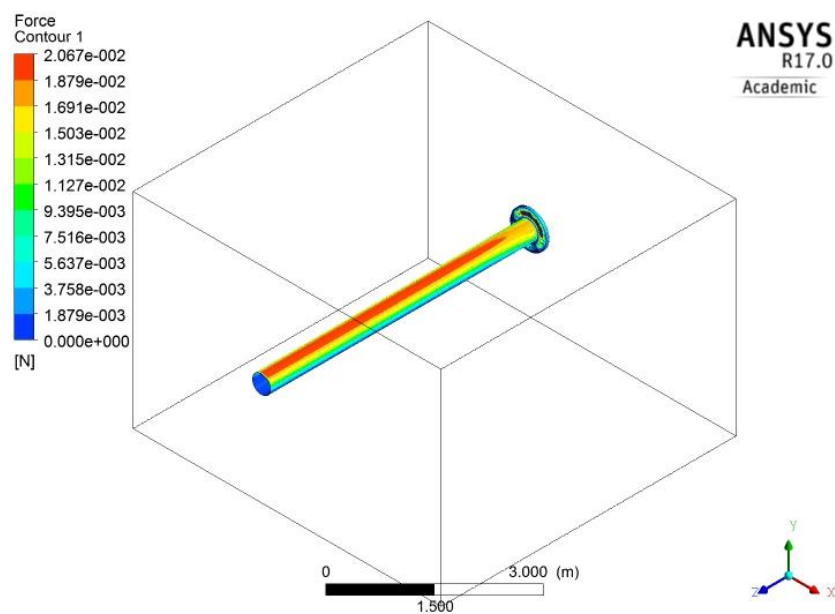
Figura 48 - Domínio do fluido para simulação do cilindro com disco e $C = 2$.



Fonte: Produção do próprio autor.

Da mesma maneira que é analisada a distribuição de forças na superfície do cilindro na seção anterior, a Figura 49 mostra esta distribuição para o caso do cilindro com disco e $C = 2$, e a velocidade angular do cilindro é de 100 rad/s ou 955 rpm. As forças obtidas nas simulações são relacionadas na Tabela 4.

Figura 49 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 2$.



Fonte: Produção do próprio autor.

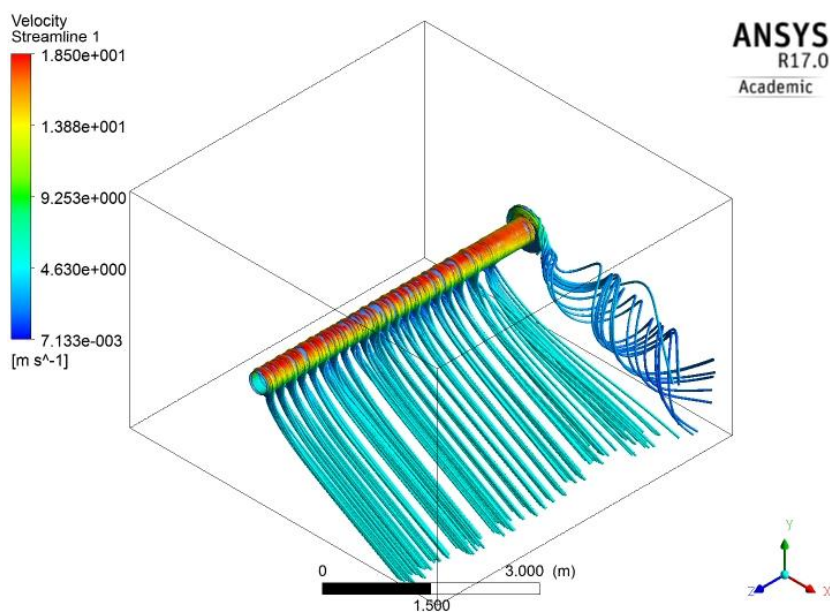
Tabela 4 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 2$.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	-0,18129	6,45581
10	32,2636	7,31594
25	81,1407	11,7007
50	163,588	30,015
75	233,268	58,3152
100	275,102	81,9216
125	303,752	104,274
150	308,051	106,781
175	309,024	108,024
200	311,513	111,308
225	307,189	108,461
250	314,828	116,216

Fonte: Produção do próprio autor.

Por outro lado, a Figura 50 representa a distribuição do fluido ao redor do perfil e a turbulência produzida por este, chegando a velocidades maiores do que 18,5 m/s quase em todo o comprimento do cilindro.

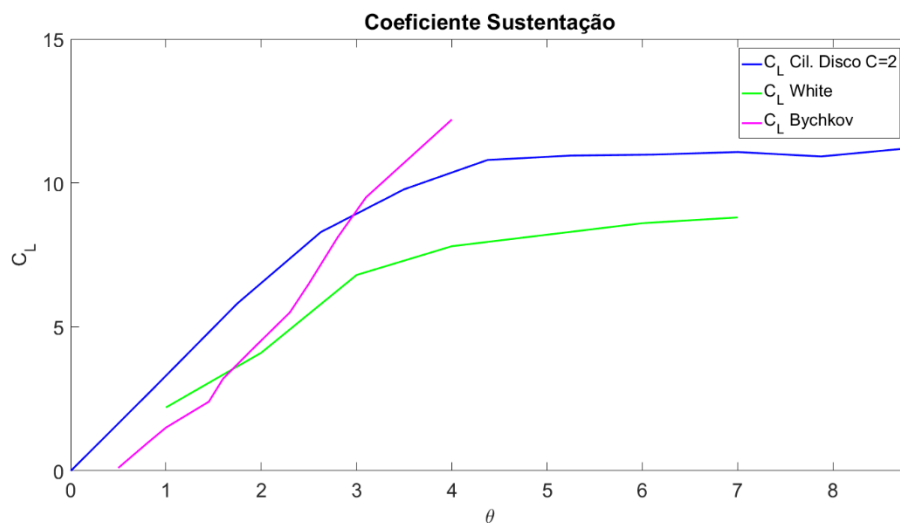
Figura 50 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com disco e $C = 2$.



Fonte: Produção do próprio autor.

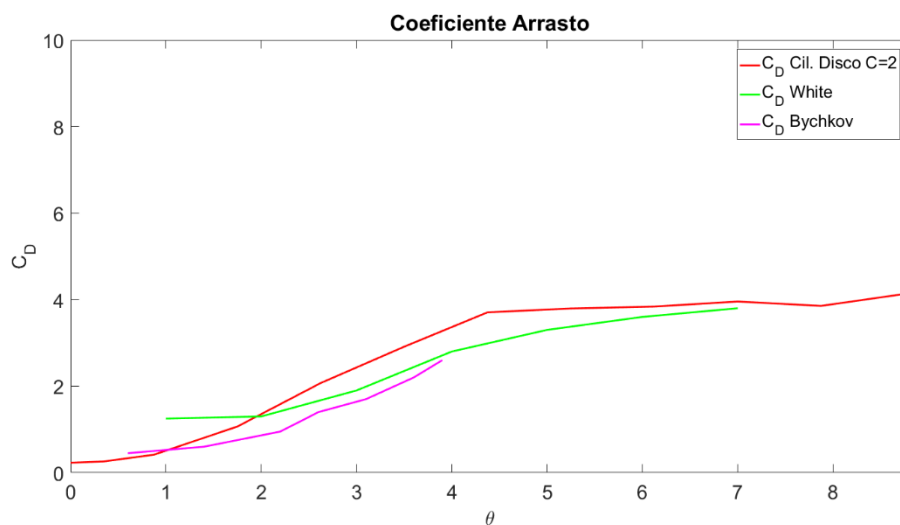
A seguir, é usada a mesma análise feita para o modelo anterior com o propósito de se obter os valores dos coeficientes C_L e C_D , usando as equações (6.1) e (6.2), respectivamente. A única diferença é que para este caso são usadas as forças da Tabela 4. No que diz respeito a relação de velocidades do cilindro θ , ela é a mesma já que os parâmetros físicos são iguais para todas as simulações. As curvas da Figura 51 e da Figura 52 mostram os coeficientes de sustentação e arrasto respectivamente para a relação de velocidades para este modelo.

Figura 51 - Coeficiente de sustentação do cilindro com disco e $C = 2$ simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 52 - Coeficiente de arrasto do cilindro com disco e $C = 2$ simulado e da bibliografia.

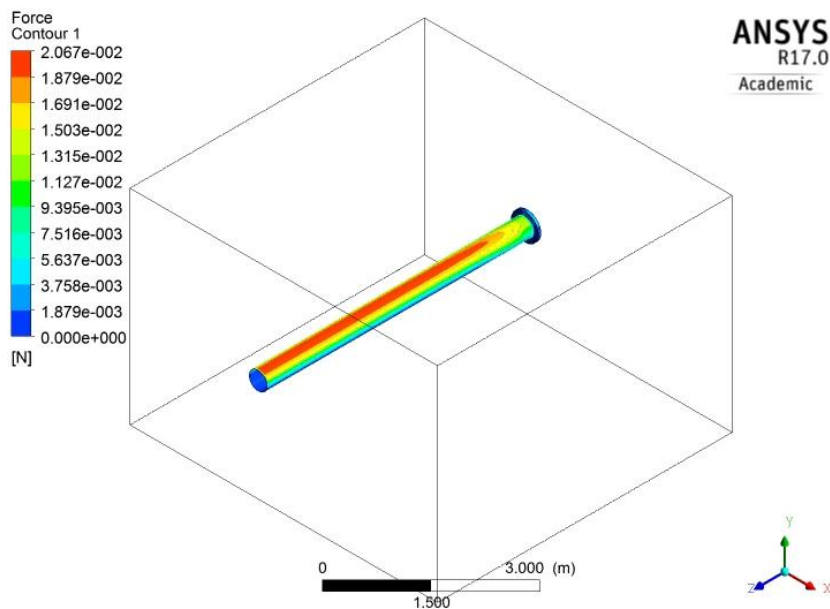


Fonte: Produção do próprio autor.

6.2.2 CILINDRO DISCO COM $C = 1,5$

A análise realizada para um cilindro disco com $C = 1,5$ é a mesma que a análise para o cilindro com disco e $C = 2$. A única diferença é que neste caso o valor do diâmetro do disco é $d_d = 0,525 \text{ m}$, partindo-se da distribuição das forças aerodinâmicas sobre o perfil, apresentado na Figura 53. Deve-se destacar que a velocidade angular do cilindro é a mesma que para os anteriores modelos. Na sequência, a Tabela 5 apresenta as forças obtidas nesta simulação.

Figura 53 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 1.5$



Fonte: Produção do próprio autor.

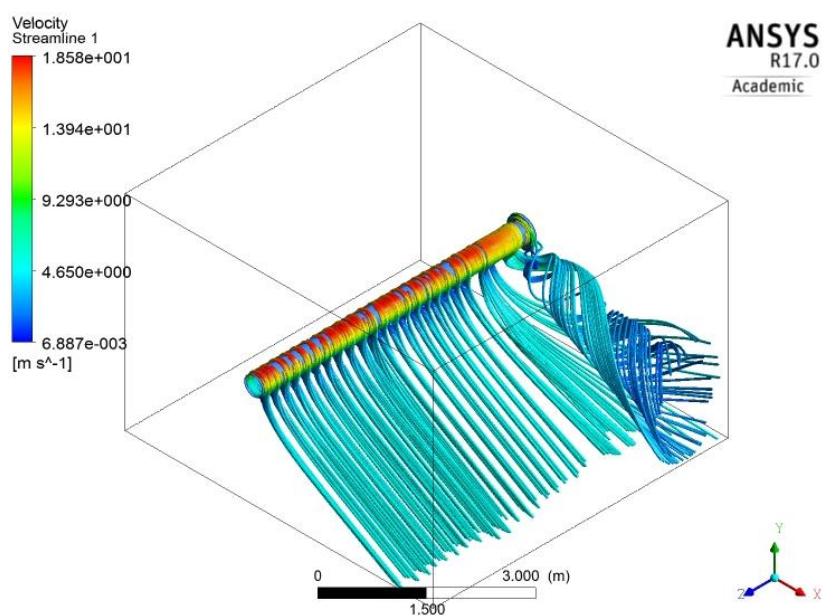
Quanto ao comportamento do fluido e a turbulência produzida pelo perfil aerodinâmico, Figura 54, o fluido teve um desvio semelhante ao dos casos anteriores e as velocidades do ar sobre o perfil chegam a ser maiores que 18,58 m/s.

Tabela 5 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 1,5$.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	-0,253588	6,33844
10	32,0755	7,09773
25	80,7585	11,7963
50	161,346	30,4031
75	228,619	57,3595
100	268,781	80,7389
125	304,668	104,993
150	305,564	111,132
175	308,919	117,617
200	326,658	128,068
225	323,982	127,851
250	329,345	133,102

Fonte: Produção do próprio autor.

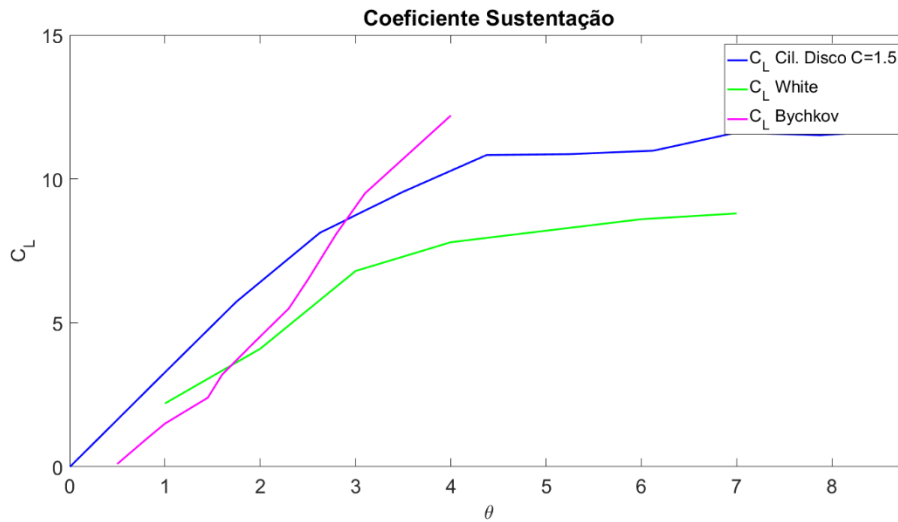
Figura 54 - Linhas de corrente da velocidade aerodinâmica ao redor do cilindro com disco e $C = 1,5$.



Fonte: Produção do próprio autor.

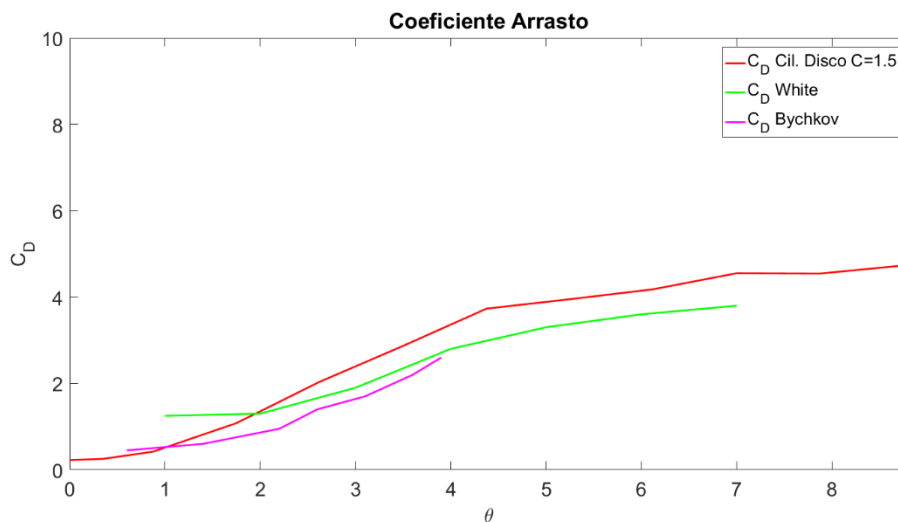
Por último para este modelo, usando a mesma análise dos modelos anteriores, são achados os valores de C_L e C_D , e usando as forças listadas na Tabela 5. As curvas da Figura 55 e Figura 56 apresentam os coeficientes de sustentação e arrasto em relação a θ .

Figura 55 - Coeficiente de sustentação do cilindro com disco e $C = 1,5$ simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 56 - Coeficientes de arrasto do cilindro com disco e $C = 1,5$ simulado e da bibliografia.

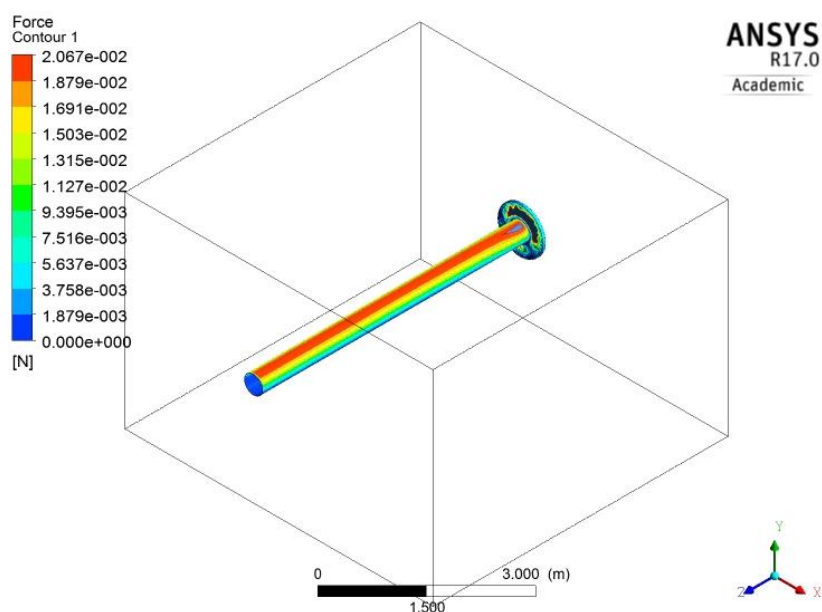


Fonte: Produção do próprio autor.

6.2.3 CILINDRO DISCO COM $C = 2,5$

Para o modelo cilindro disco com $C = 2,5$, o diâmetro do disco é $d_d = 0,875 \text{ m}$ e a análise é igual à usada para os outros modelos. Primeiramente, se apresenta a distribuição das forças sobre o perfil aerodinâmico, Figura 57, com a mesma velocidade angular do que para o cilindro (100 rad/s). Depois, na Tabela 6, são expostos os valores das forças obtidas na simulação.

Figura 57 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com disco e $C = 2,5$.



Fonte: Produção do próprio autor.

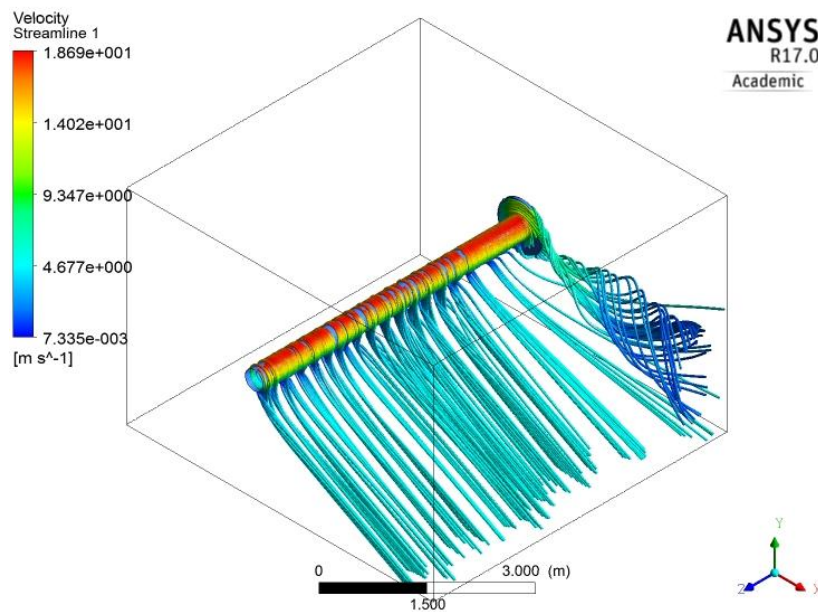
Logo após, a Figura 58 mostra a turbulência produzida pelo cilindro e as linhas de corrente do fluido desviadas pela movimentação do cilindro. Para este caso, as velocidades na superfície do cilindro são de aproximadamente 18,69 m/s. Finalmente, são encontrados os valores de C_L e C_D , representados nas curvas da Figura 59 e da Figura 60, respectivamente.

Tabela 6 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e $C = 2,5$.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	0,1193	6,61918
10	32,389	7,35434
25	81,3466	11,5757
50	164,189	29,2439
75	236,483	57,7031
100	280,806	82,7681
125	318,383	111,951
150	329,498	121,776
175	336,113	127,235
200	337,378	127,28
225	346,391	136,509
250	336,17	126,641

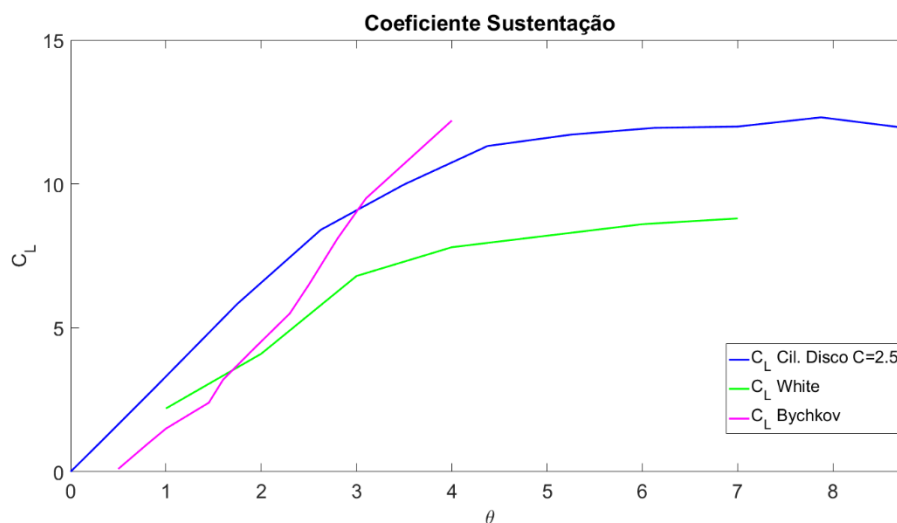
Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 58 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com disco e $C = 2,5$.



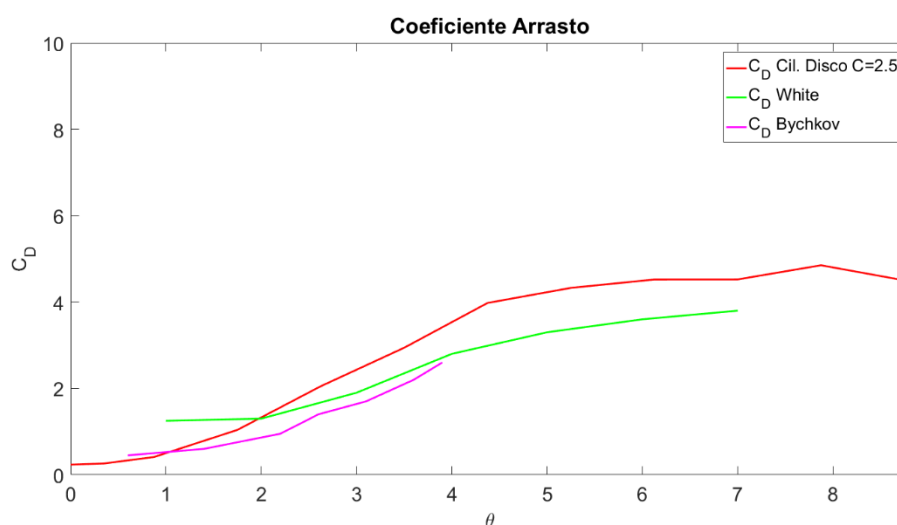
Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 59 - Coeficientes de sustentação do cilindro com disco e $C = 2,5$ simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 60 - Coeficientes de arrasto do cilindro com disco e $C = 2,5$ simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

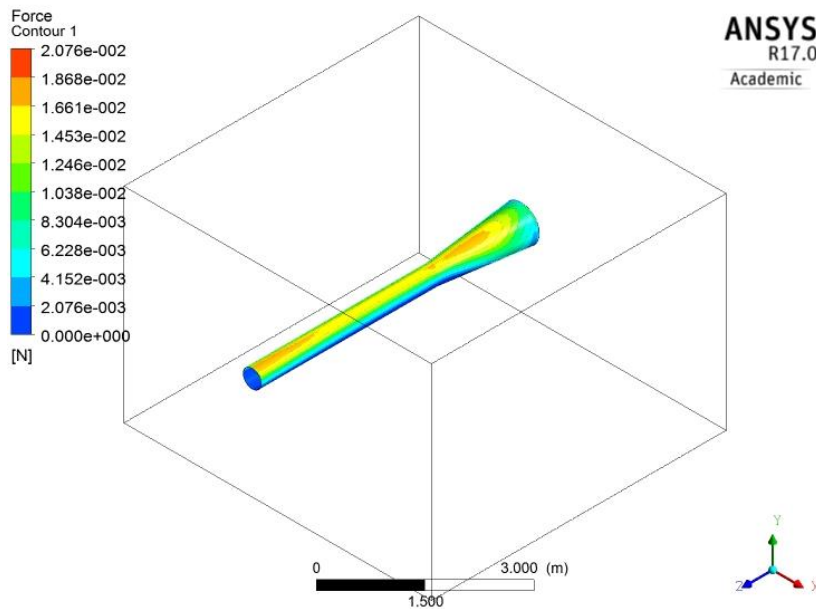
6.3 MODELO DE CILINDRO COM CONE

Para diminuir as turbulências criadas pelos perfis dos modelos desenvolvidos anteriormente usou-se o modelo de cilindro com cone, que conseqüentemente afetam os valores das forças criadas por eles. Comparando com o modelo da seção 6.2.1 fez-se mais suave a mudança de tamanho desde o cilindro até o disco. Desta maneira tem-se um perfil aparentemente mais aerodinâmico.

6.3.1 CILINDRO COM CONE

Como é mencionado anteriormente, o modelo cilindro com cone é um cilindro junto ao disco com um coeficiente $C = 2$, mas com uma mudança mais suave de forma desde o cilindro até o disco, como se o cilindro tivesse um cone na ponta. Para começar, observa-se as forças criadas pelo perfil para uma velocidade angular $\omega_c = 100 \text{ rad/s}$ na Figura 61 como também se apresenta os valores destas forças para diferentes valores de ω_c na Tabela 7.

Figura 61 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com cone.



Fonte: Produção do próprio autor.

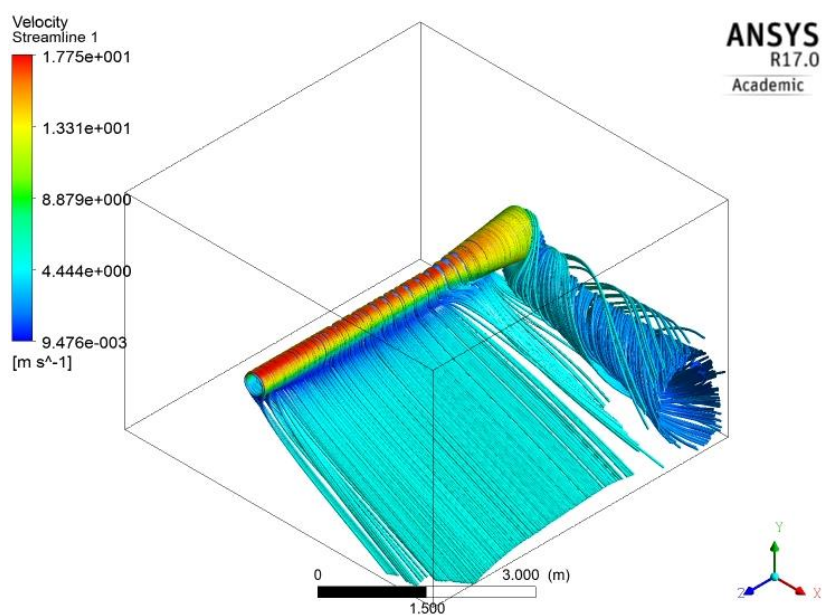
Tabela 7 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com disco e cone.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	0,62794	3,32136
10	49,627	8,76718
25	100,983	21,6465
50	153,542	37,9534
75	194,464	53,5796
100	231,424	70,2444
125	261,323	86,5834
150	288,624	103,86
175	310,281	119,248
200	333,912	137,666
225	347,578	150,362
250	345,428	158,263

Fonte: Produção do próprio autor.

As linhas de corrente e turbulência produzidas pelo perfil cilindro com cone são mostradas na Figura 62 onde nota-se que a velocidade do fluido no perfil chega a ser 17,75 m/s.

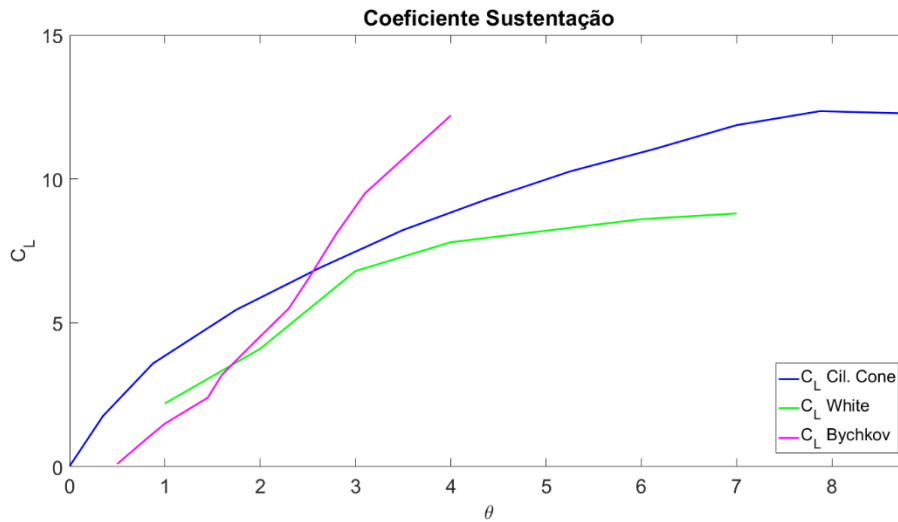
Figura 62 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com cone.



Fonte: Produção do próprio autor.

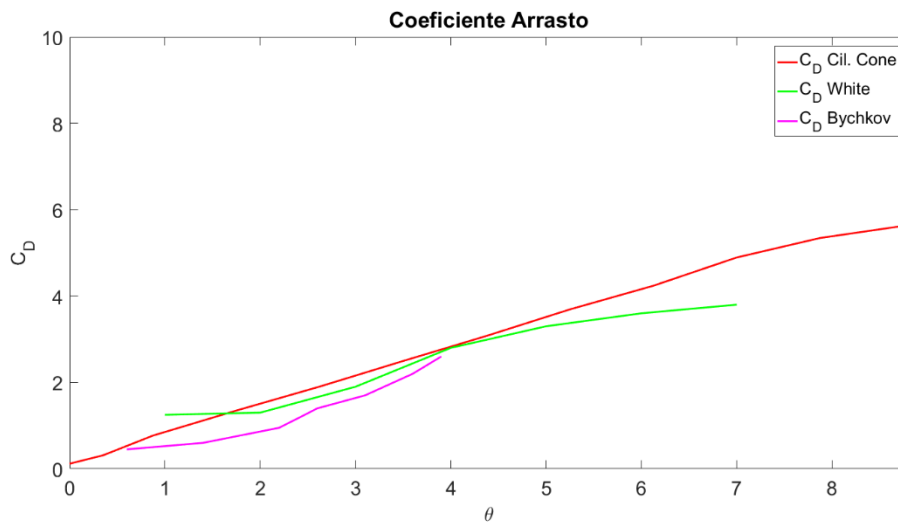
Por último, os valores de C_L e C_D em função de θ são representados nas curvas da Figura 63 e da Figura 64, respetivamente.

Figura 63 - Coeficientes de sustentação do cilindro com cone simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 64 - Coeficientes de arrasto do cilindro com cone simulado e da bibliografia.

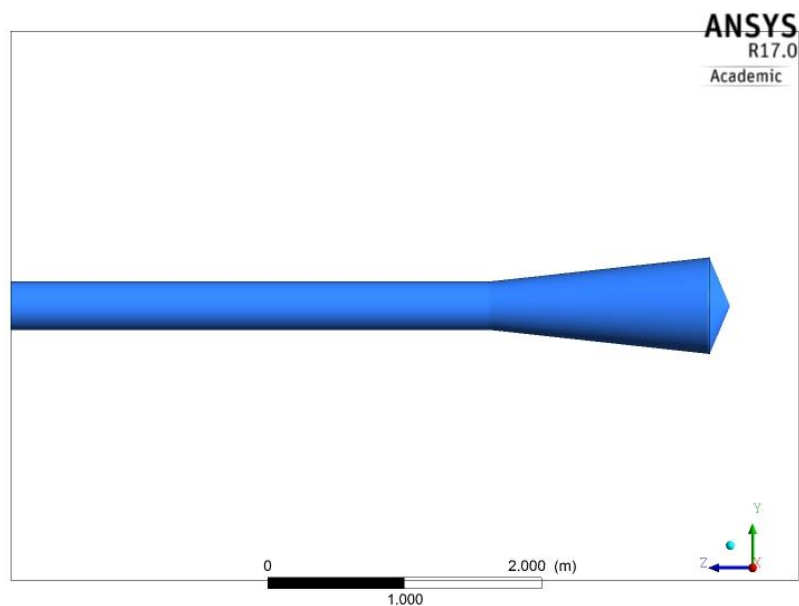


Fonte: Produção do próprio autor.

6.3.2 CILINDRO COM CONE E PONTA OVALADA.

Usando o modelo anterior denominado cilindro cone, é feita uma modificação, ovalando a parede da ponta do perfil, a qual nos outros modelos era uma parede plana. A Figura 65 mostra a ponta deste perfil em um plano bidimensional.

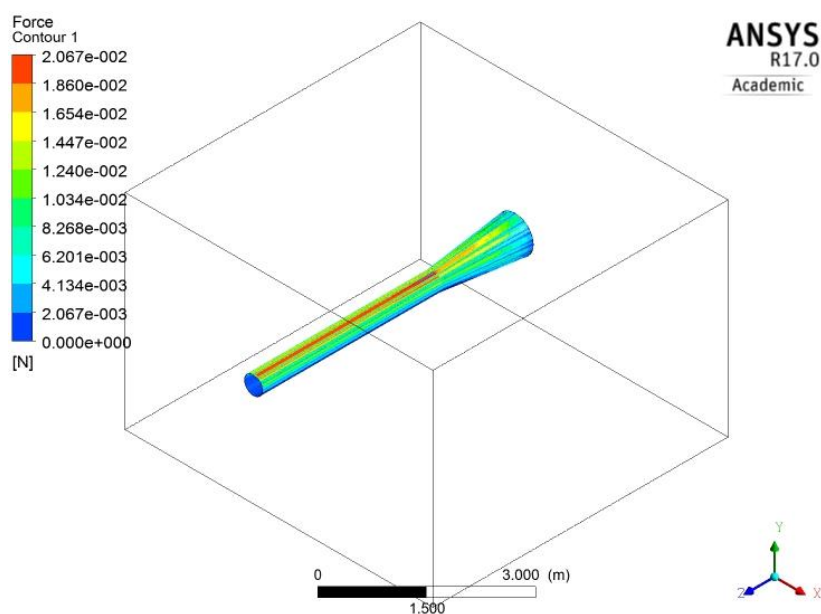
Figura 65 - Perfil cilíndrico com cone e ponta ovalada.



Fonte: Produção do próprio autor.

A distribuição de forças ao longo do perfil para uma velocidade $\omega_c = 100 \text{ rad/s}$ pode ser observada na Figura 66. Os valores resultantes das simulações destas forças para diferentes valores de ω_c são expostos na Tabela 8.

Figura 66 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com cone e ponta ovalada.



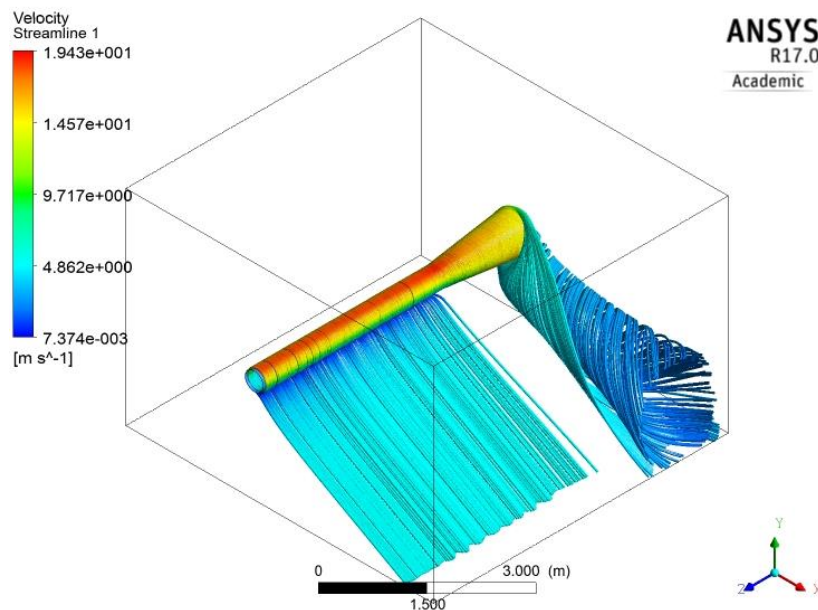
Fonte: Produção do próprio autor.

Tabela 8 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com cone e ponta ovalada.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	2,6635	4,76066
10	50,9256	9,70476
25	107,589	23,3797
50	176,519	45,1109
75	220,573	63,9508
100	258,561	83,7652
125	300,933	112,534
150	310,644	124,864
175	329,828	138,393
200	325,387	140,573
225	332,542	150,79
250	347,586	157,26

Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 67 - Linhas de corrente do fluido ao redor do cilindro com cone e ponta ovalada.

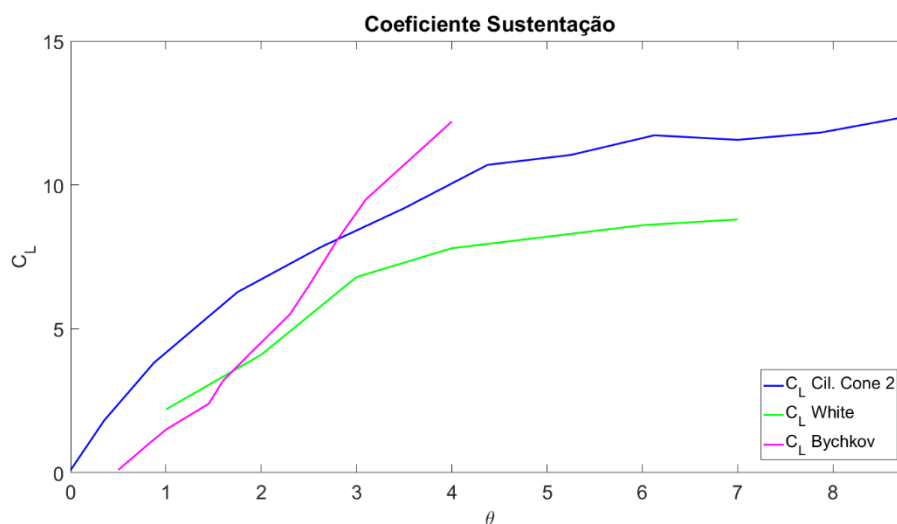


Fonte: Produção do próprio autor.

Da mesma maneira como foram apresentadas anteriormente as linhas de corrente e de turbulência, são apresentadas na Figura 67 a linhas para o presente modelo. Note-se que a velocidade do fluido no perfil chega a 19,43 m/s. Finalmente, são plotadas as curvas dos

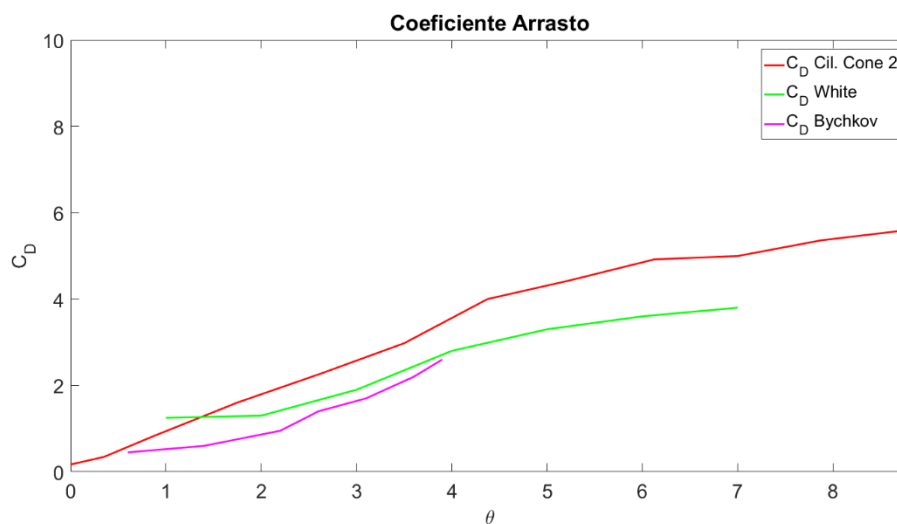
coeficientes C_L e C_D em função da relação de velocidades no cilindro, Figura 68 e Figura 69, respetivamente.

Figura 68 - Coeficientes de sustentação do cilindro com cone e ponta ovalada simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 69 - Coeficientes de arrasto do cilindro com cone e ponta ovalada simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

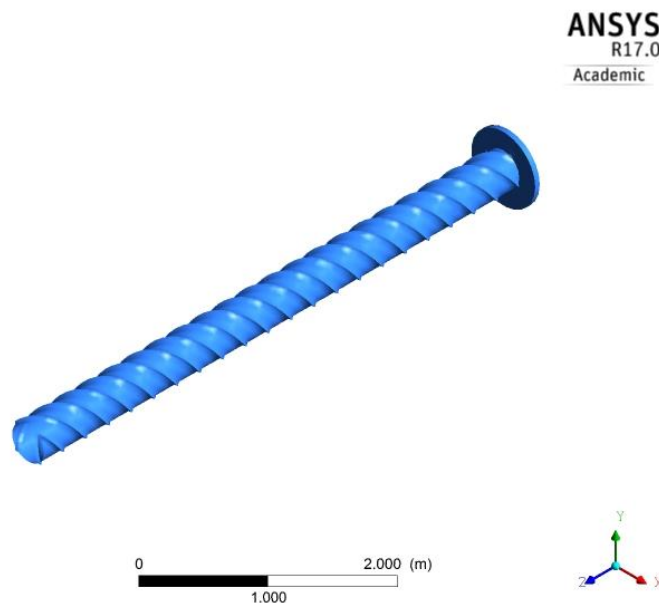
6.4 MODELO DE CILINDRO COM ESPIRAL

Por último, é desenvolvido um cilindro com uma espiral ou barbatana ao longo de sua superfície, a qual segundo a patente (NOBUHIRO MURAKAMI; JUN ITO, 2007) e site da

empresa japonesa Mecaro (“Wind power|Spiral Magnus Windmill|Co. MECARO”, [s.d.]) aumenta significativamente as forças de sustentação. Os valores físicos tanto deste perfil como dos anteriores são os mesmos usados pela Mecaro no seu último protótipo instalado de tal forma a se poder realizar comparações, como também levantar curvas de sustentação e arrasto já que elas não são disponibilizadas pelos pesquisadores desta empresa. Primeiramente, para ter uma melhor concepção do perfil, é apresentado o perfil na Figura 70.

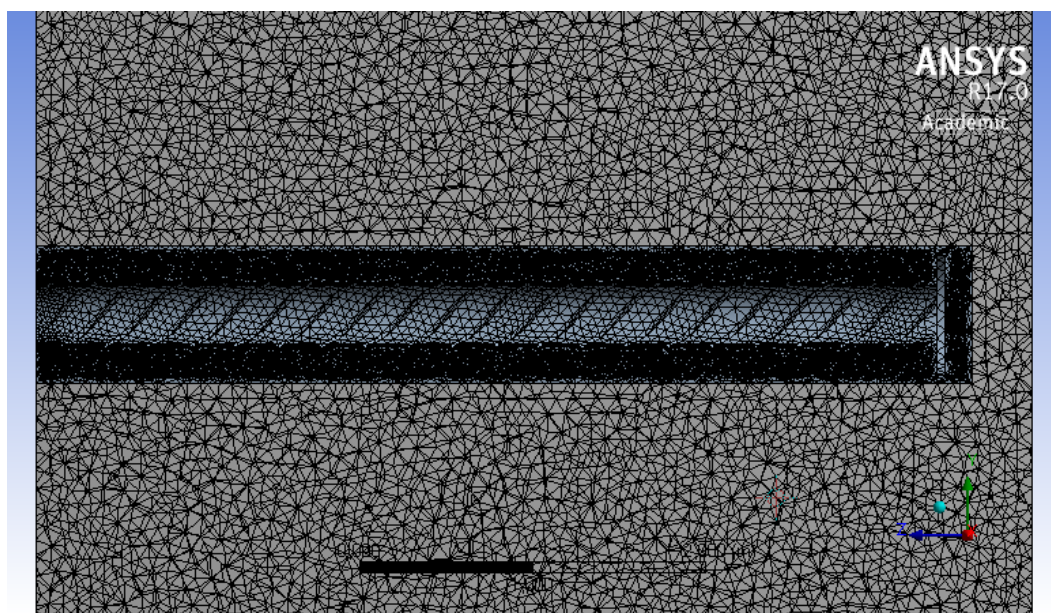
Com relação a malha, este modelo é diferente dos outros, principalmente no que se refere a parte da malha de movimentação junto ao cilindro. A distribuição da malha segue sendo estruturada. Desta vez, a sub-região é um quadrado ao redor do cilindro e a forma da malha usada é a de tetraedros, pois a malha de hexaedros usada nos outros modelos não consegue se encaixar bem na geometria. A área no contorno do perfil tem mais nós que a sub-região usada anteriormente, para assegurar a precisão do resultado. A Figura 71 apresenta um corte lateral da malha no qual é possível observar-se a densidade da malha perto das paredes do cilindro. Note-se que esta malha se movimenta junto com o perfil.

Figura 70 - Perfil cilíndrico com espiral.



Fonte: Produção do próprio autor.

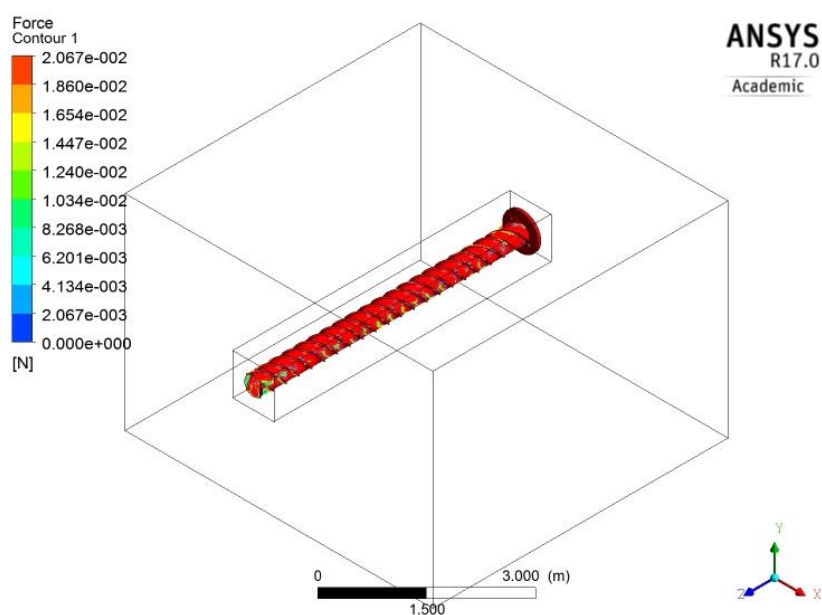
Figura 71 - Corte vertical da malha do cilindro com espiral.



Fonte: Produção do próprio autor.

As condições e contorno são as mesmas que as usadas anteriormente. Como resultados obtidos desta simulação, primeiramente se apresenta na Figura 72 a distribuição das forças sobre o perfil girando sobre seu próprio eixo a $\omega_c = 100 \text{ rad} / s$. Além disso, a Tabela 9 mostra os valores das forças para diferentes velocidades angulares do cilindro.

Figura 72 - Forças exercidas pelo perfil cilíndrico com espiral.



Fonte: Produção do próprio autor.

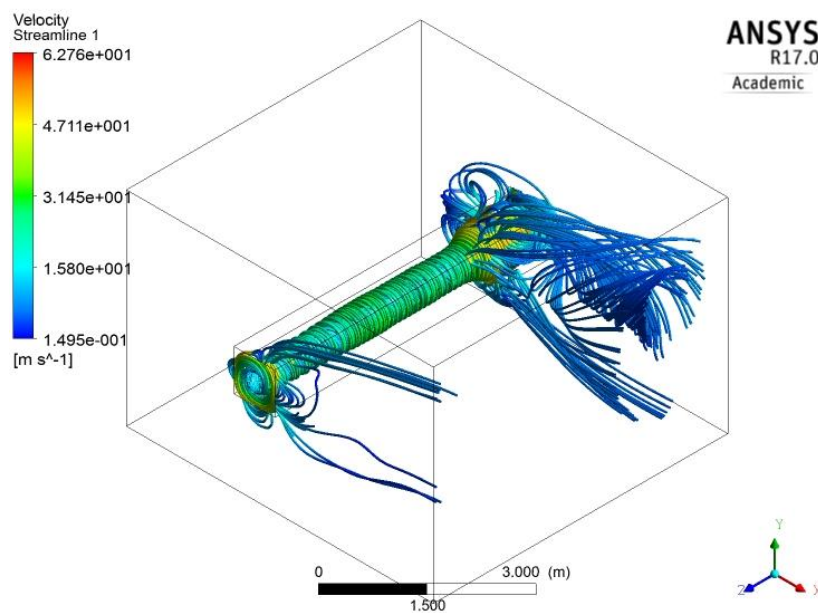
Tabela 9 - Valores das forças de sustentação e arrasto obtidas na simulação do cilindro com espiral.

ω_c (rad/s)	L (N)	D (N)
0	0,260529	6,3384
10	36,039	12,3535
25	88,6598	15,7926
50	162,9141	25,6029
75	242,44585	46,1733
100	285,0967	64,4699
125	310,7479	92,4153
150	321,0832	101,8537
175	323,7655	112,784
200	308,0105	114,346
225	302,185	117,517
250	294,732	122,527

Fonte: Produção do próprio autor.

Da mesma forma que nos modelos anteriores, são apresentadas na Figura 73 as linhas de corrente com a turbulência da simulação. A velocidade máxima sobre o perfil é aproximadamente 30 m/s.

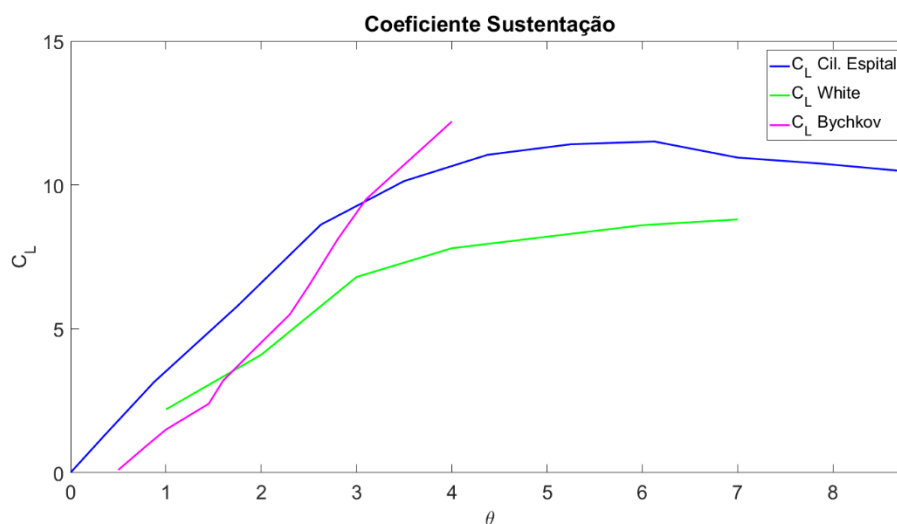
Figura 73 - Linhas de corrente da velocidade aerodinâmica ao redor do cilindro com espiral.



Fonte: Produção do próprio autor.

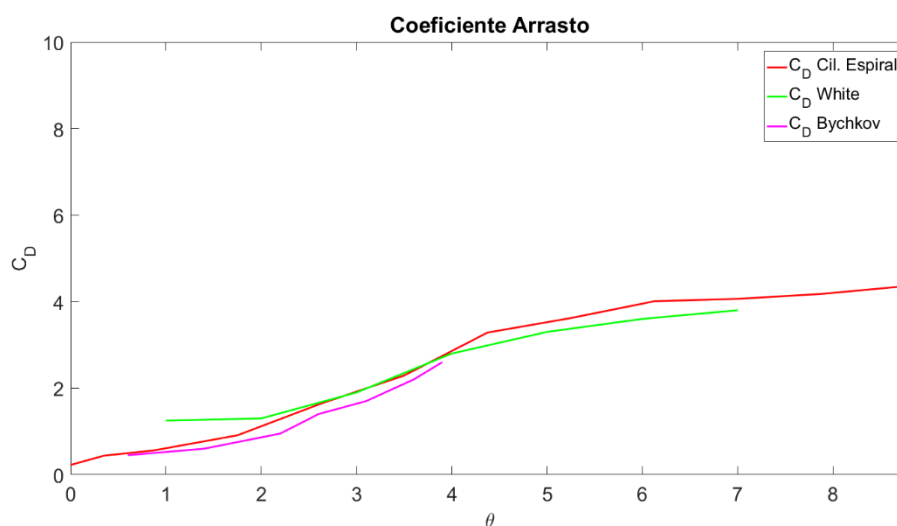
Por último, as curvas dos coeficientes de sustentação e de arrasto são apresentadas na Figura 74 e na Figura 75, respetivamente.

Figura 74 - Coeficiente de sustentação do cilindro com espiral simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 75 - Coeficiente de arrasto do cilindro com espiral simulado e da bibliografia.



Fonte: Produção do próprio autor.

6.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 6

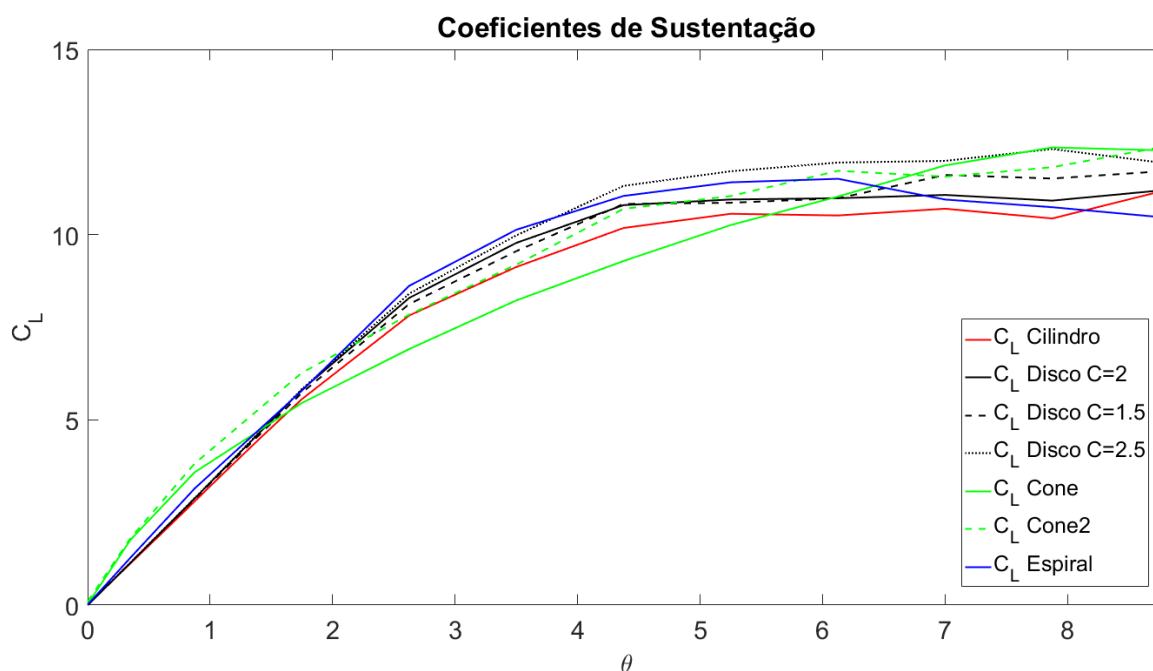
Neste capítulo são expostos os modelos simulados no software Ansys CFD. Para o caso de um cilindro liso, são apresentadas as dimensões do espaço de trabalho ou domínio, a configuração da malha e as condições de contorno. Estas características de simulação são iguais

para os outros modelos. Como resultados das simulações, são obtidas as forças exercidas pelo cilindro, o comportamento do fluido ao redor dele e os coeficientes de sustentação e arrasto, para cada modelo desenvolvido (cilindro liso, cilindro disco $C = 2, 1.5$ e 2.5 , cilindro cone, cilindro cone e ponta ovalada e cilindro espiral).

7 RESULTADOS.

Primeiramente, é realizada uma comparação entre os coeficientes de sustentação e de arrasto dos modelos desenvolvidos no capítulo 6. Como mencionado na seção 3.2.2 o objetivo de um perfil aerodinâmico é elevar a força de sustentação e diminuir, no possível, a força de arrasto. A Figura 76 apresenta as curvas dos coeficientes de sustentação para cada um dos modelos simulados anteriormente. À primeira vista, observa-se que o cilindro com disco com relação de diâmetros de $C = 2,5$ é o perfil com maior sustentação. Depois deste, na faixa de $2 < \theta < 4$ o perfil com espiral consegue criar forças de sustentação elevadas, e para valores $\theta > 7$, a sustentação maior é a do perfil com cone.

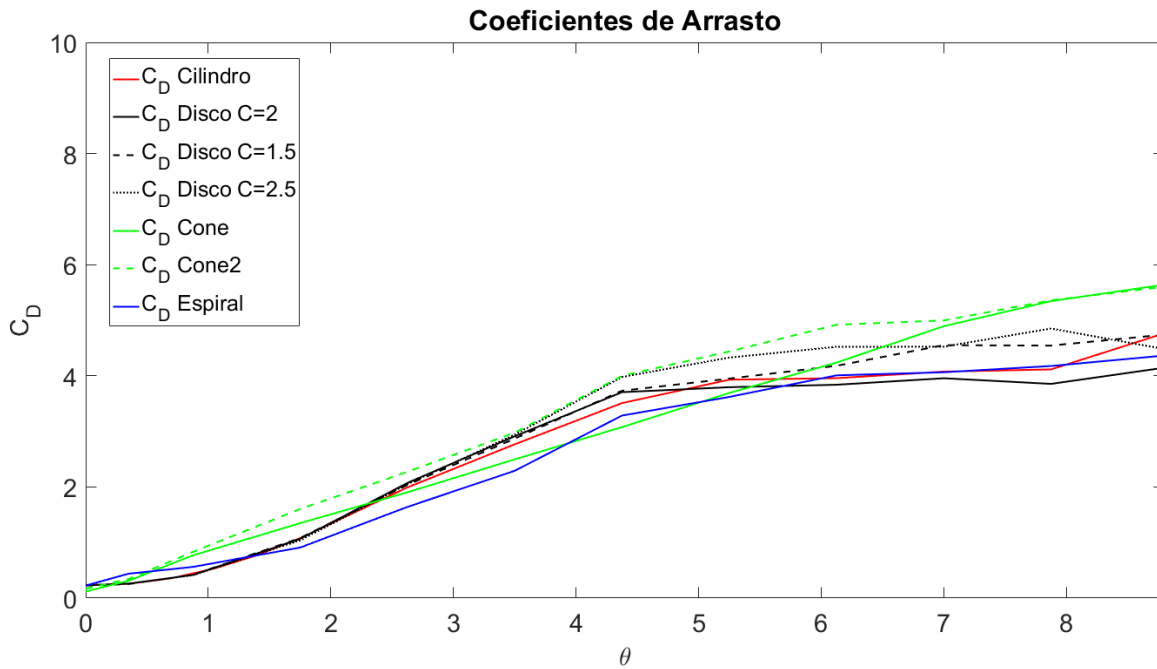
Figura 76 - Comparação de coeficientes de sustentação dos modelos desenvolvidos.



Fonte: Produção do próprio autor.

Por outro lado, a Figura 77 mostra o comportamento do coeficiente de arrasto de cada um dos modelos desenvolvidos no capítulo 6. Nesta figura, se observa que muitos dos perfis que criam uma sustentação favorável, como o caso do cilindro disco com $C = 2,5$ ou o cilindro cone, produzem também arrastos maiores os quais são consequência principalmente da turbulência. Deve-se destacar que o perfil que possui disco com $C = 2$, tem um menor coeficiente de arrasto para valores de $\theta > 5,8$. Outros perfis que geram sustentação baixa são o cilindro liso e o cilindro com barbatana.

Figura 77 - Comparação de coeficientes de arrasto dos modelos desenvolvidos.



Fonte: Produção do próprio autor.

A partir da comparação destas curvas, determina-se um modelo que parece ser mais favorável para ambos coeficientes, já que além da maior sustentação deve-se priorizar uma baixa geração de arrasto. Isto deve-se principalmente ao fato de que quanto maior é o arrasto, maior é a turbulência, a qual provavelmente trará problemas de vibração para o eixo da turbina. Tendo em consideração que o perfil cilíndrico com disco e uma relação de $C = 2$ produz uma sustentação adequada junto com um arrasto baixo. Estas curvas são usadas como base para o modelamento de potência da turbina.

Deve-se dizer que é necessário conhecer as equações que regem o comportamento de C_L e de C_D em função de θ . Para tal, são aproximadas as curvas dos coeficientes por uma função polinomial de grau “n”, equação (7.1).

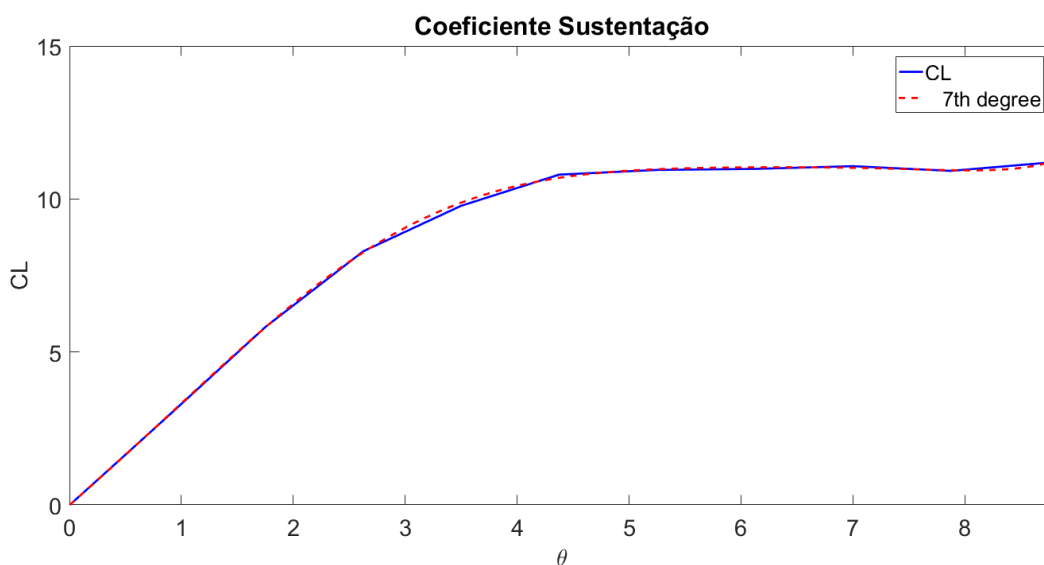
$$f(\theta) = C_n \theta^n + C_{n-1} \theta^{n-1} + \dots + C_1 \theta^1 + C_0 \theta^0 \quad (7.1)$$

Para o caso do modelo escolhido, são plotadas as curvas aproximadas por funções polinomiais de grau 7, cujas funções são apresentadas nas equações (7.2) e (7.3). A aproximação gráfica é mostrada na Figura 78 e Figura 79 e os valores dos coeficientes da função polinomial são disponibilizados na Tabela 10.

$$C_L(\theta) = C_{CL7}\theta^7 + C_{CL6}\theta^6 + C_{CL5}\theta^5 + C_{CL4}\theta^4 + C_{CL3}\theta^3 + C_{CL2}\theta^2 + C_{CL1}\theta + C_{CL0} \quad (7.2)$$

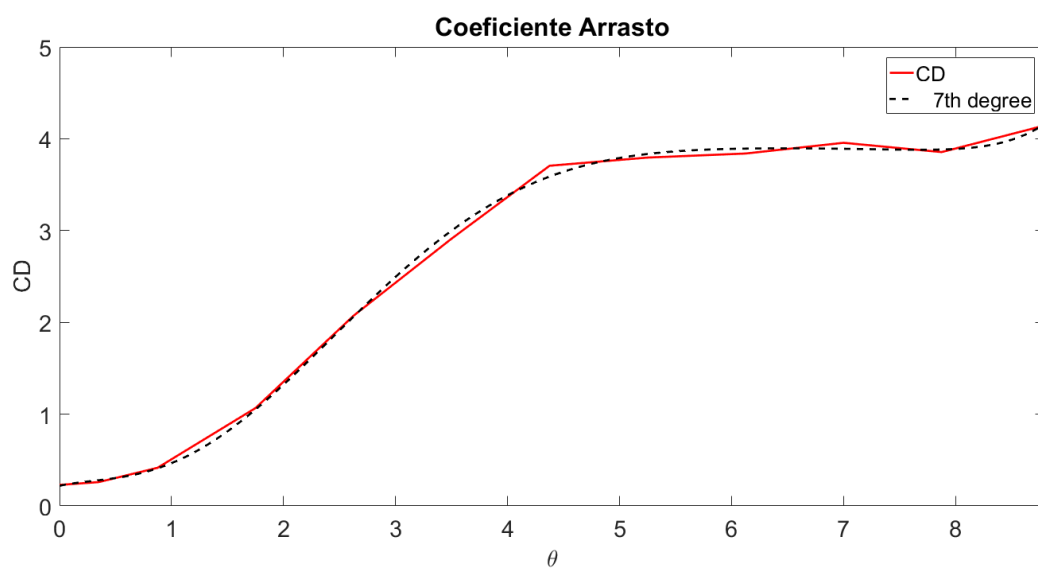
$$C_D(\theta) = C_{CD7}\theta^7 + C_{CD6}\theta^6 + C_{CD5}\theta^5 + C_{CD4}\theta^4 + C_{CD3}\theta^3 + C_{CD2}\theta^2 + C_{CD1}\theta + C_{CD0} \quad (7.3)$$

Figura 78 - Aproximação do coeficiente de sustentação.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 79 - Aproximação do coeficiente de arrasto.



Fonte: Produção do próprio autor.

Tabela 10 - Coeficientes polinomiais das funções de C_L e C_D .

Coeficiente		Coeficiente	
C_L	Valor	C_D	Valor
C_{CL7}	0,00010201	C_{CD7}	9,3676e-05
C_{CL6}	-0,0029797	C_{CD6}	-0,0030269
C_{CL5}	0,032477	C_{CD5}	0,03831
C_{CL4}	-0,15242	C_{CD4}	-0,23222
C_{CL3}	0,22448	C_{CD3}	0,63148
C_{CL2}	-0,044901	C_{CD2}	-0,45162
C_{CL1}	3,2705	C_{CD1}	0,26419
C_{CL0}	-0,0059771	C_{CD0}	0,21939

Fonte: Produção do próprio autor.

É possível substituir-se a função polinomial de C_L dada pela equação (7.2) na equação (4.37) para obter o equacionamento do torque de sustentação. Da mesma maneira é substituída a função polinomial de C_D equação (7.3) na equação (4.38) obtendo-se a equação do torque de arrasto. Depois disto, é resolvida a integração de cada variável, com os resultados desta análise apresentadas no Apêndice A e no Apêndice B, respetivamente. Os parâmetros físicos da turbina são apresentados na Tabela 11. Deve-se destacar que alguns destes parâmetros já foram determinados no capítulo anterior, na Tabela 2, e os restantes são parâmetros usados no protótipo da empresa Mecaro, como tentativa de comparação.

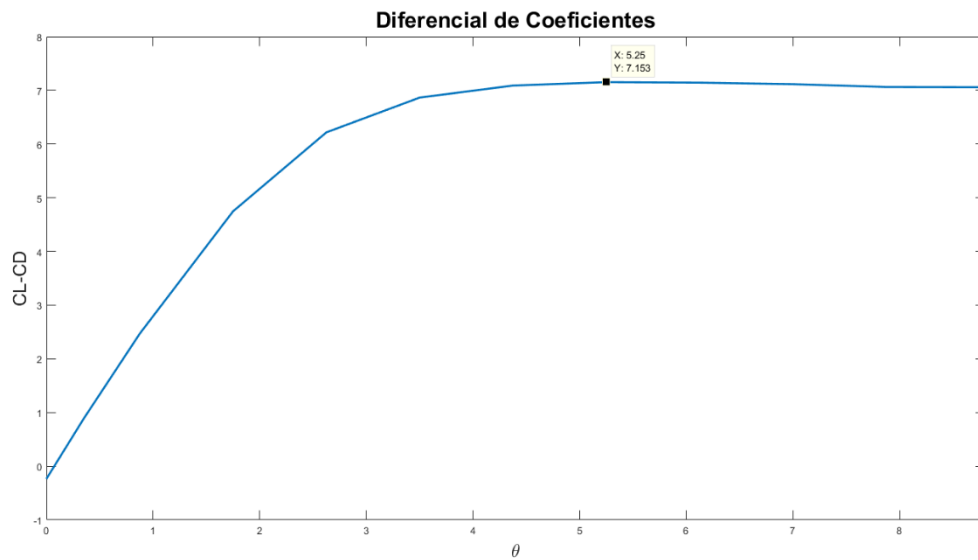
Especificamente para o valor da velocidade angular do cilindro ω_c , deve-se trabalhar no ponto máximo deste, isto quer dizer no ponto em que ele gerar maior sustentação e menor arrasto. Para isto foi plotada a diferença entre os coeficientes, Figura 80, procurando o ponto no qual a diferença entre eles seja a maior. Este valor foi $\theta = 5,25$ que, uma vez usado na equação (4.29) obtém-se que o máximo aproveitamento do perfil se dá para uma velocidade angular $\omega_c = 150 \text{ rad} / \text{s}$.

Tabela 11 - Parâmetros físicos da turbina Magnus.

Parâmetro	Valor
v_{vento}	0-15 m/s
ρ	1,225 kg/m ³
d_c	0,35 m
ω_T	0-20 rad/s
ω_c	150 rad/s
r_T	5,75 m
r_{hub}	0,5 m
l_c	5,25 m
d_T	11,5 m
δ	15

Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 80 - Ponto de máxima diferença entre coeficientes de sustentação e de arrasto.

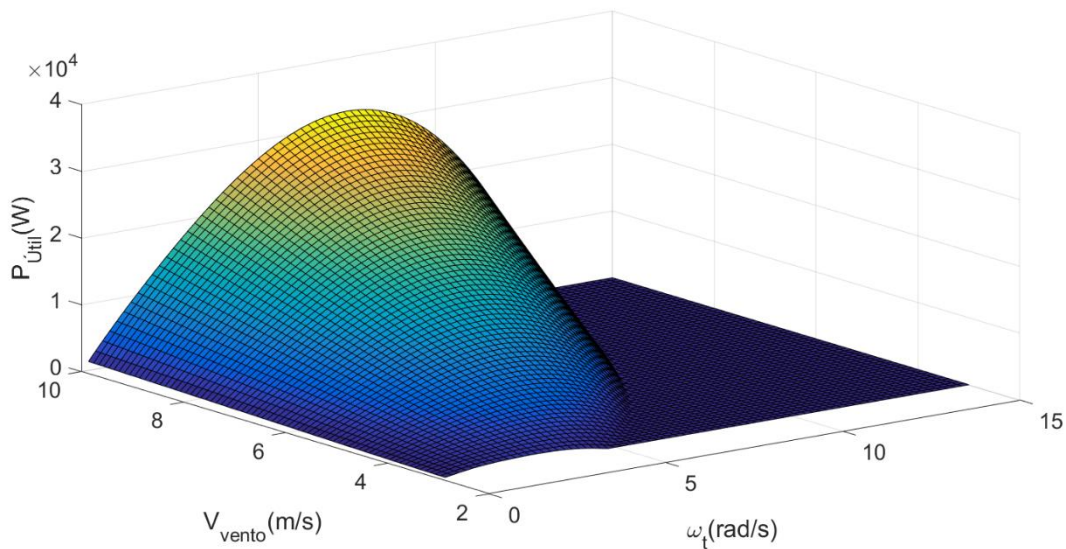


Fonte: Produção do próprio autor.

Pode-se encontrar também a potência mecânica que produz a turbina. Para isto são usadas as equações disponibilizadas no Apêndice A e Apêndice B, empregando os valores presentes na Tabela 11 e substituindo-os primeiramente na equação (4.39) e depois na equação (4.40), onde o número de pás cilíndricas é $n_c = 5$.

Além da potência mecânica, é determinada a potência de perdas substituindo-se os valores da Tabela 11 na equação (4.45). Conhecendo o comportamento da potência mecânica e da potência de perdas, é possível encontrar a potência mecânica útil da turbina, usando a equação (4.46). A superfície da Figura 81 apresenta o comportamento desta potência mecânica útil em função da velocidade do vento e da velocidade angular da turbina.

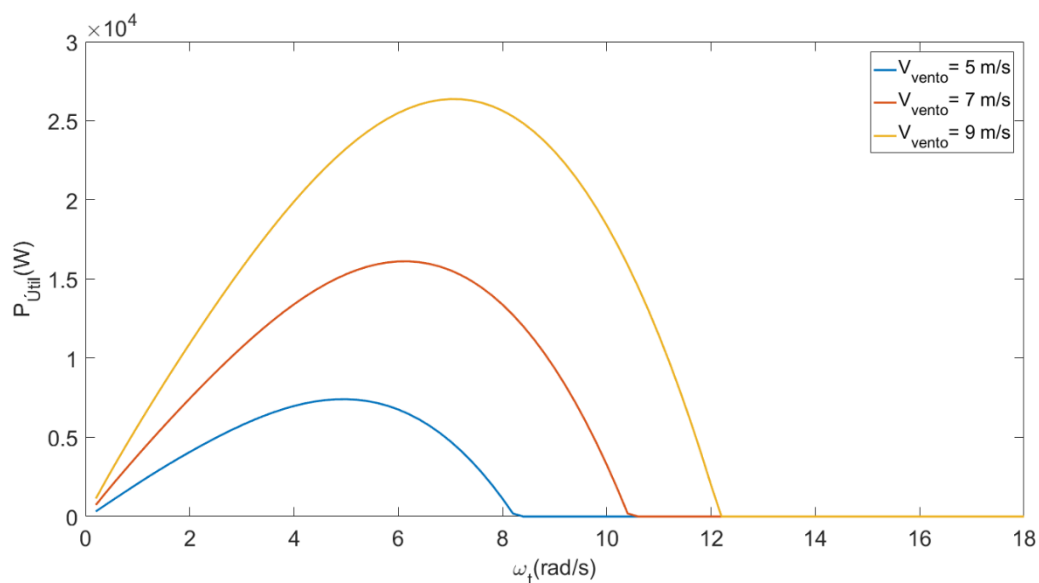
Figura 81 - Potência útil da turbina Magnus.



Fonte: Produção do próprio autor.

Com a finalidade de observar o comportamento da potência mecânica útil para certas velocidades de vento $v_{vento} = 5 \text{ m/s}$, 7 m/s e 9 m/s e realizar comparações entre elas é plotada a Figura 82.

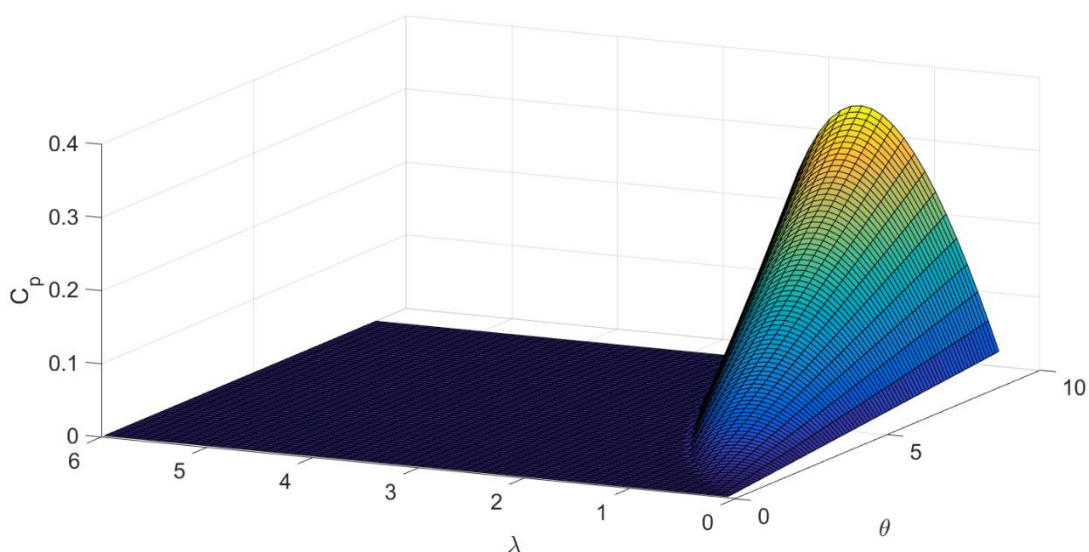
Figura 82 - Potências úteis da turbina Magnus para diferentes velocidades de vento.



Fonte: Produção do próprio autor.

Logo após, conhecendo-se a equação da potência mecânica útil da turbina, a potência disponível no vento, equação (3.12), e os parâmetros usados anteriormente, pode-se obter o coeficiente de potência. A finalidade disto é principalmente para realizar comparações com outras turbinas eólicas. A superfície da Figura 83 apresenta a relação do coeficiente de potência com o coeficiente da relação de velocidade na ponta da turbina ou TSR, λ e com o coeficiente de relação de velocidade no cilindro ou CSR, θ .

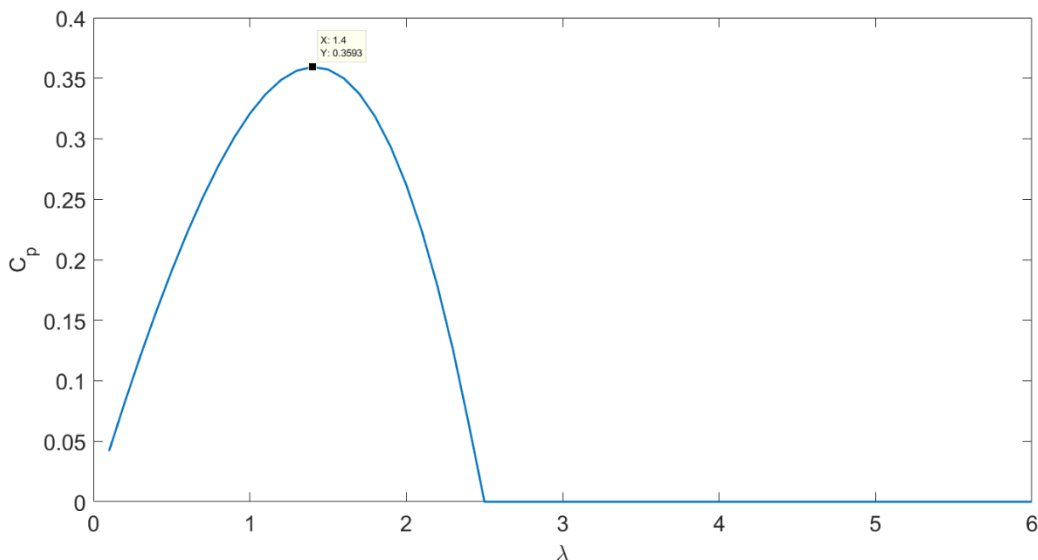
Figura 83 - Coeficiente de potência da turbina Magnus.



Fonte: Produção do próprio autor.

Da mesma forma que é plotado o comportamento da potência útil para diferentes velocidades de vento para um melhor entendimento, a Figura 84 apresenta o coeficiente de potência para um valor de CSR constante e unicamente em função de λ . Para este caso, o valor máximo do coeficiente de potência para a turbina é 0,3593.

Figura 84 - Coeficiente de potência para $\theta = 9$.

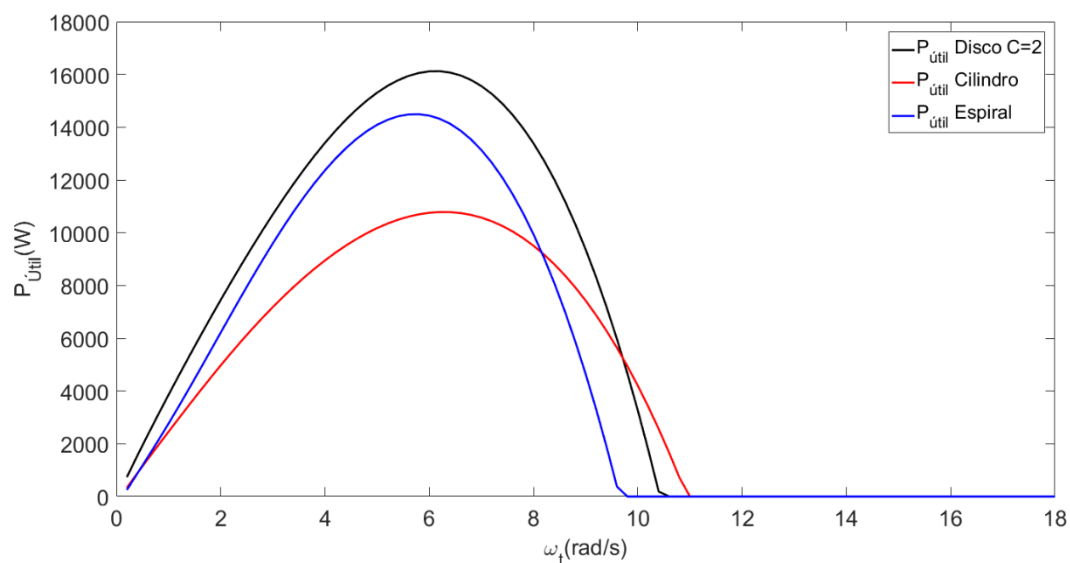


Fonte: Produção do próprio autor.

Finalmente, é realizada a mesma análise anterior para os modelos de cilindro liso e cilindro espiral, ou seja, faz-se uma aproximação com uma equação polinomial. Por coincidência, para os dois casos também é um polinômio de grau 7 tanto para o coeficiente de sustentação como para o coeficiente de arrasto. São usados os mesmos parâmetros físicos isto significa que são turbinas de iguais proporções sob as mesmas circunstâncias ambientais.

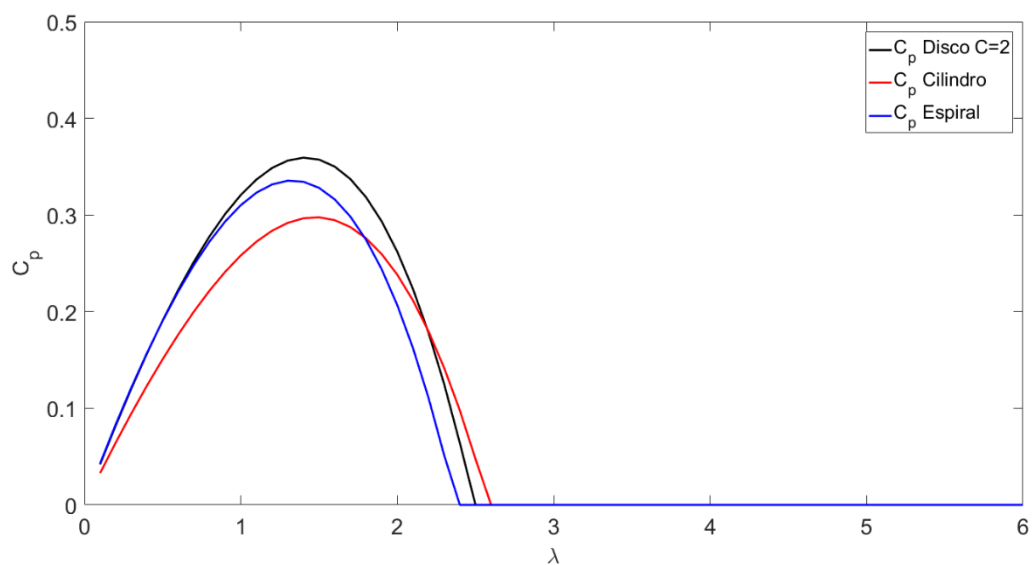
Obtém-se a potência útil para os modelos de cilindro liso e cilindro espiralado usando os mesmos métodos que foram usados para o modelo do cilindro com disco. A Figura 85 apresenta a comparação de potências úteis produzidas pelas turbinas eólicas para cada tipo de perfil sob a mesma velocidade de vento $v_{vento} = 7 \text{ m/s}$. A seguir, é encontrado o coeficiente de potência dos modelos já mencionados para realizar o mesmo tipo de comparação desta vez usando o valor do CSR constante $\theta = 9$, o qual é mostrado na Figura 86.

Figura 85 - Potência útil para diferentes modelos de turbina Magnus, $v_{vento} = 7 \text{ m/s}$.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 86 - Coeficientes de potência para diferentes modelos de turbina Magnus, $\theta = 9^\circ$.



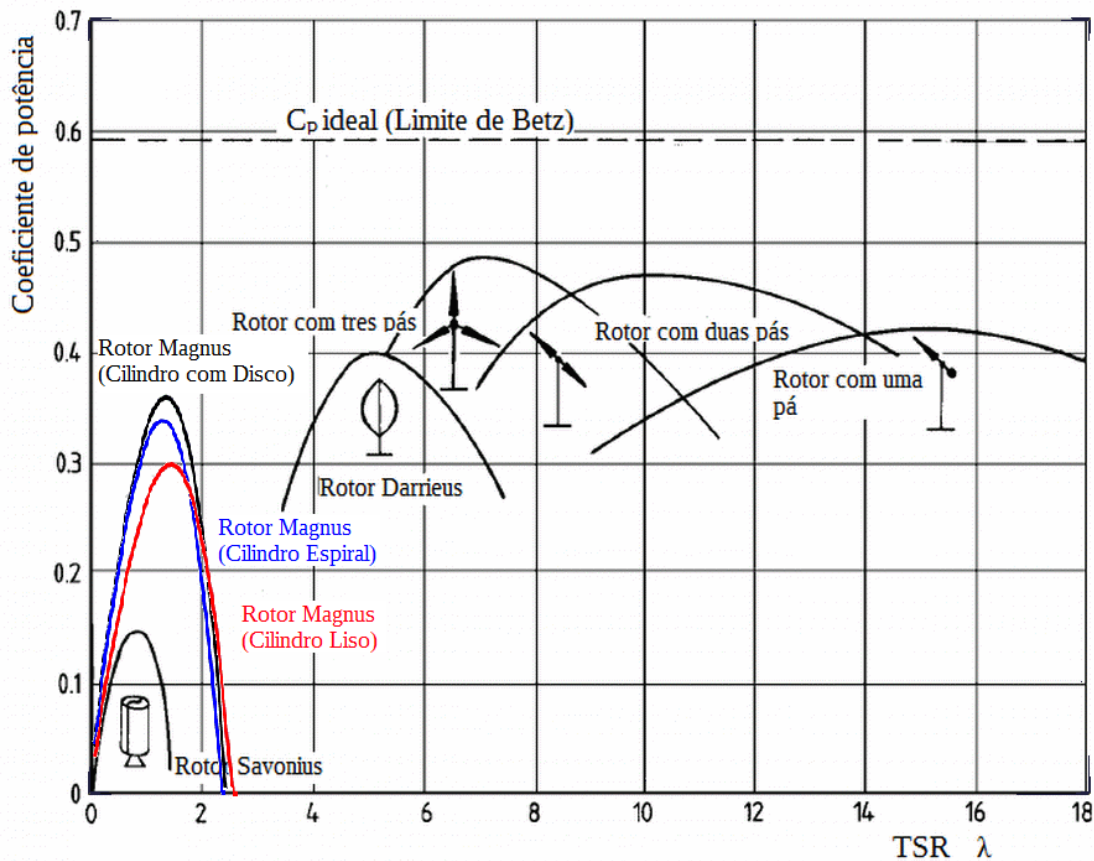
Fonte: Produção do próprio autor.

Deve-se destacar que da mesma forma como foi encontrado o melhor ponto de trabalho para a velocidade angular do cilindro ω_c para o modelo do cilindro com disco, ou seja, compara-se as curvas dos coeficientes de sustentação e arrasto e seleciona-se a velocidade na qual a diferença entre eles é maior. Encontra-se a velocidade angular do máximo

aproveitamento para o perfil cilíndrico liso, $\omega_c = 190,5 \text{ rad / s}$, e para o perfil cilíndrico com espiral, $\omega_c = 224 \text{ rad / s}$.

Usando como referência a Figura 17 que apresenta uma comparação entre coeficientes de potência de diferentes tipos de turbinas eólicas em função ao TSR, realizou-se uma modificação para incluir os coeficientes de potência dos modelos desenvolvidos nesta dissertação como mostrado na Figura 87.

Figura 87 - Coeficientes de potência para diferentes tipos de turbinas em função da velocidade relativa λ .



Fonte: Adaptação de (HAU; VON RENOUARD, 2006)

Para se avaliar os efeitos da carga elétrica no gerador Magnus, acoplou-se uma máquina síncrona de gaiola de esquilo. As vantagens deste tipo de máquina são mencionadas anteriormente na seção 4.4.6 e foram os motivos para a sua escolha durante os testes. Os valores dos parâmetros elétricos desta máquina são apresentados na Tabela 12. Além disso, nesta tabela consta a velocidade de sincronismo desta máquina calculada pela equação (4.50). O

escorregamento obtido pela equação (4.51), a velocidade angular de sincronismo obtida pela equação (4.53) e o valor da resistência desenvolvida r_d obtida usando-se os valores anteriores e a equação (4.54).

A velocidade angular da turbina ω_T e o torque total exercido pela turbina T_T são conhecidos do modelo da turbina. Logo após, pode-se aumentar a velocidade angular no eixo do rotor ω_2 usando uma caixa de redução, equação (4.56), e evidentemente diminuir o torque no eixo do rotor T_m que é igual ao torque desenvolvido T_d , equação (7.4).

$$T_d = T_m = T_T \frac{\omega_T}{\omega_2} \quad (7.4)$$

Tabela 12 - Parâmetros da máquina de indução de gaiola de esquilo.

Parâmetro	Valor
V_{al}	440 Vac
f	60 Hz
p	4
n	1845 rpm
r_1	1,2 Ω
r_2'	1,2 Ω
x_1	3 Ω
x_2'	3 Ω
n_s	1800 rpm
s	-0,025
ω	193,2070
r_d	-49,19

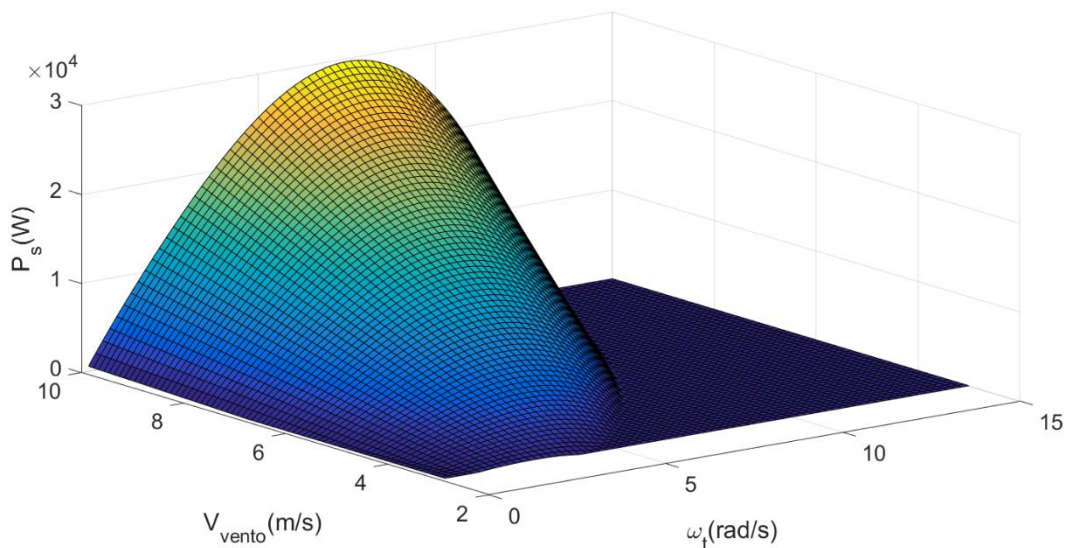
Fonte: Produção do próprio autor.

Logo após, obtém-se a potência desenvolvida pela máquina de indução, equação (4.58). Conhecendo o valor da potência desenvolvida pelo rotor e usando este valor na equação (4.57) é possível encontrar o valor da corrente no rotor I_2' . Substituindo esta corrente na equação (4.59) e usando os parâmetros da Tabela 12 se encontra a potência de perdas no enrolamento do rotor. Da potência desenvolvida pelo rotor P_d obtém-se a potência que vai para o estator

através do entreferro. Além disso, usando os valores da Tabela 12 são obtidas a potência de perdas no enrolamento do estator P_{cu1} e a potência de perdas no núcleo $P_{núcleo}$, para finalmente encontrar o valor da potência fornecida à rede.

Para o modelo base desta pesquisa, uma turbina eólica composta por pás cilíndricas com disco e $C = 2$, o comportamento de P_s em função da velocidade do vento e da velocidade angular da turbina é apresentado na superfície da Figura 88.

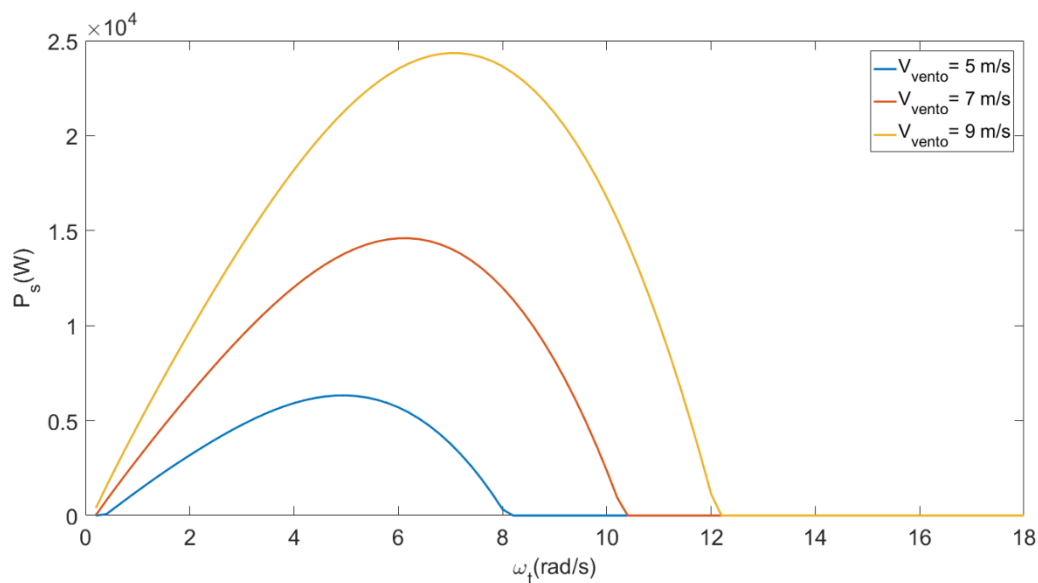
Figura 88 - Potência elétrica fornecida pela da turbina Magnus.



Fonte: Produção do próprio autor.

Da mesma forma que é apresentada a potência mecânica útil na Figura 82, para diferentes velocidades de vento, a Figura 89 apresenta o comportamento da potência elétrica fornecida para diferentes velocidades de vento.

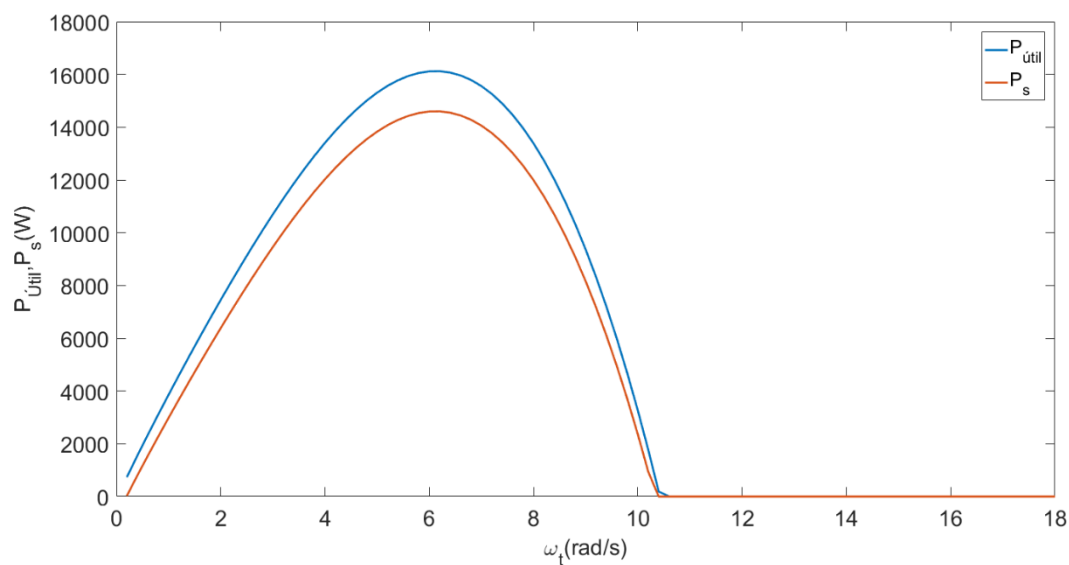
Figura 89 - Potências elétricas fornecidas pela turbina Magnus para diferentes velocidades de vento.



Fonte: Produção do próprio autor.

Com a potência elétrica fornecida pela turbina Magnus modelada usando-se pás cilíndricas lisas com disco na ponta, realizou-se uma comparação da potência mecânica útil. A potência elétrica disponível para ser entregue a uma velocidade de vento de 7 m/s é apresentada na Figura 90.

Figura 90 - Potência elétrica fornecida e potência mecânica útil da turbina Magnus a 7 m/s.

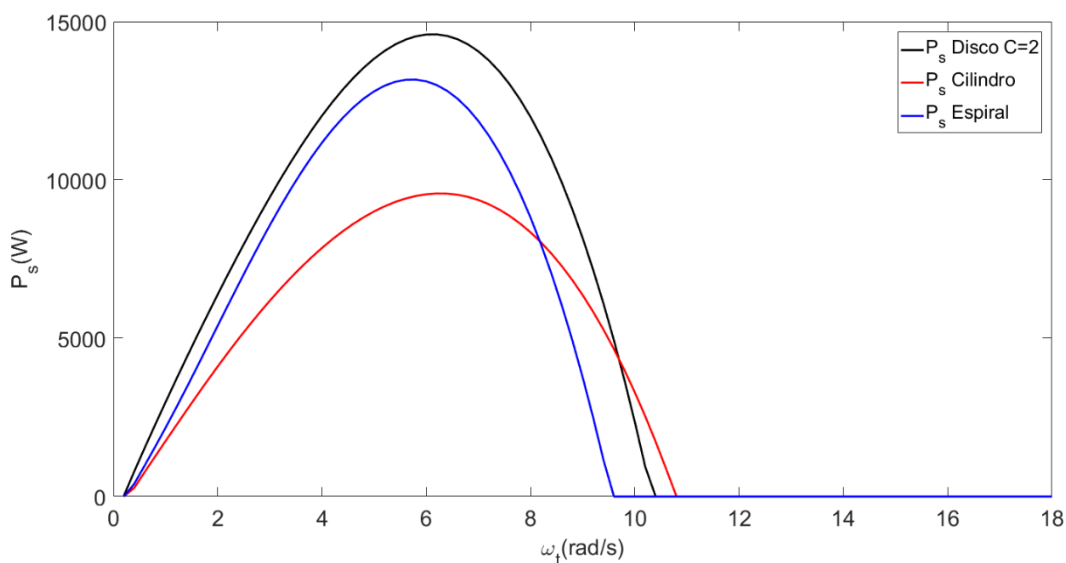


Fonte: Produção do próprio autor.

Com o mesmo gerador de indução e mesmos parâmetros, acoplou-se um gerador nos outros dois modelos desenvolvidos nesta pesquisa, ou seja, o modelo de turbina com pás cilíndricas lisas e o outro com pás cilíndricas com espiral determinando-se a potência elétrica fornecida para cada um dos casos e comparando-se com o modelo já obtido. A Figura 91 apresenta esta comparação.

Figura 91 - Potência elétrica fornecida, para diferentes modelos de turbina Magnus,

$$v_{vento} = 7 \text{ m/s} .$$



Fonte: Produção do próprio autor.

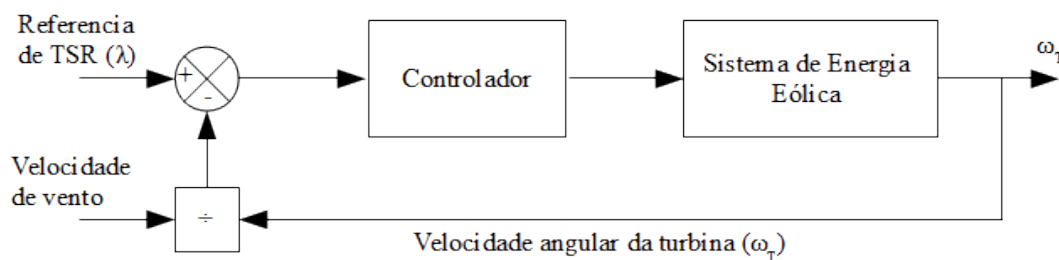
Finalmente, considerando a necessidade de realizar controle das principais variáveis da turbina em trabalhos futuros, são disponibilizadas as curvas fundamentais para aplicar os métodos de controle no modelo de turbina com pás cilíndricas e disco com $C = 2$.

Se o TSR permanecer constante no valor do coeficiente de potência máxima, Figura 84, garante-se que a energia extraída será maximizada. Portanto, aplicar o método de controle de MPPT (Maximum Power Point Tracking) serve para forçar que o sistema de conversão de energia permaneça neste ponto.

O valor ótimo do TSR é salvo como referência e é comparado com o valor atual. Esta diferença é introduzida no controlador da velocidade do conversor para reduzir o erro. O diagrama de blocos do método de controle do TSR é mostrado na Figura 92 e a curva do comportamento ótimo de λ é apresentado na Figura 93.

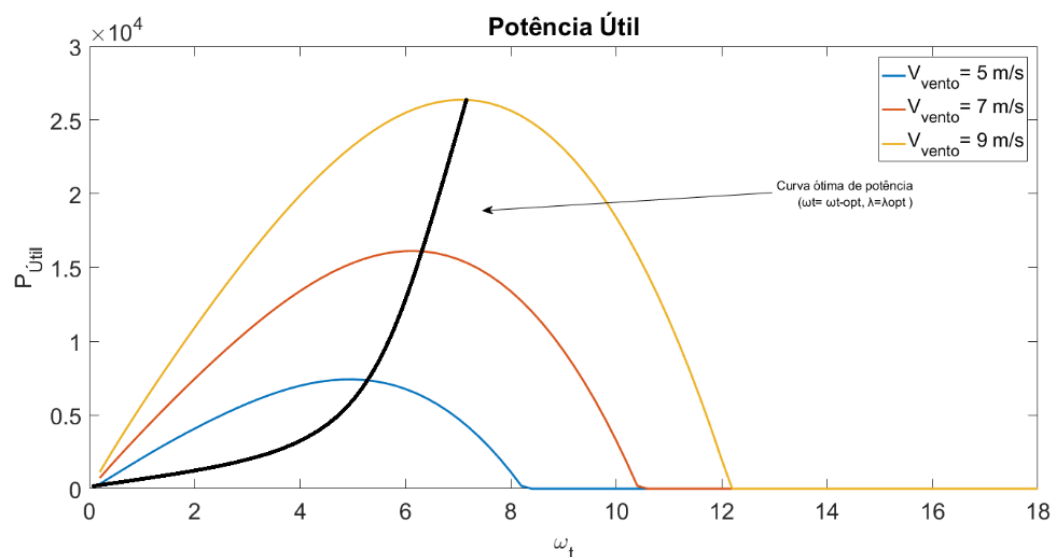
Da mesma maneira que pode ser controlada a relação de velocidades na ponta λ , por meio de técnicas MPPT, é possível manter o valor da relação de velocidade no cilindro θ no ponto máximo de operação. Em outras palavras, manter o ponto de máxima diferença entre o coeficiente de sustentação e o coeficiente de arrasto, o qual se observa na Figura 80.

Figura 92 - Diagrama de blocos de controle do TSR λ .



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 93 - Características da potência útil da turbina em função da velocidade da turbina para diferentes velocidades de vento.



Fonte: Produção do próprio autor.

7.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 7

Este capítulo descreve a comparação de curvas, tanto de sustentação como de arrasto, dos modelos simulados no capítulo 6. Apresenta também a seleção de um perfil para a partir dele fazer a modelagem de potência mecânica, a aproximação das curvas de sustentação e arrasto, a modelagem da turbina tendo como resultados a potência mecânica útil e o coeficiente

de potência. Além disso é adicionada uma máquina de indução no eixo da turbina, dando como resultados a potência elétrica fornecida pela turbina. Por último, são apresentados os conceitos básicos sobre controle usando técnicas MPPT para este tipo de turbinas, isto com a finalidade de servir de base para futuros trabalhos.

8 CONCLUSÕES

A presente dissertação estabelece um modelo para turbinas Magnus obtido mediante simulações em fluodinâmica computacional, tendo como resultados os limites da potência mecânica útil da turbina, potência elétrica fornecida pelo aerogerador e o coeficiente de potência. A partir disto, podem ser deduzidas as seguintes conclusões:

- Constatou-se que um correto processo de malha é um dos fatores importantes para uma correta. O tipo de malha escolhida é decisivo quanto a precisão da solução e o tempo requerido para esta solução. Uma malha muito mais fina poderia ser usada tentando obter valores ainda mais precisos, porém elevando drasticamente o tempo de simulação.
- O fluxo implicado no problema de um cilindro girando no seu próprio eixo, se encontra em regime turbulento, o qual é caracterizado por uma alta instabilidade e flutuação do campo de velocidades; o cálculo completo das turbulências significa um custo computacional muito grande. Por este motivo foram empregados modelos de turbulência que tentam modelar este tipo de efeitos diminuindo o custo computacional.
- Nas simulações realizadas, o parâmetro variável é a velocidade angular do cilindro ou ω_c . A diferença entre cada valor simulado geralmente é de 25 rad/s. Quanto menor for este passo podem ser obtidos maiores valores das forças aerodinâmicas, ou seja, as curvas de sustentação e arrasto poderiam ser muito mais finas, fazendo com que a aproximação seja mais próxima da realidade. A principal consequência desta diminuição de passo é o custo computacional que envolve simular mais dados do parâmetro variável.
- Os valores experimentais dos coeficientes de sustentação e arrasto de (BYCHKOV, 2005) foram obtidos para valores de $0,5 \leq \theta \leq 5$ e para (WHITE, 2015) para valores de $1 \leq \theta \leq 7$ nesta dissertação são levantadas curvas para estes coeficientes em relação a valores de $0 \leq \theta \leq 8.8$.
- As curvas dos coeficientes das forças de sustentação e arrasto obtidas nas simulações desta dissertação são muito semelhantes às curvas da literatura; a diferença pode ser explicada pelo fato de que nas referências são usados perfis cilíndricos (WHITE, 2015) e cilindros com disco (BYCHKOV, 2005). Também pode ser explicada pela diferença dos parâmetros físicos do fluido e da turbina, e da faixa de valores analisados, já comentado no item acima. Mesmo assim, o comportamento destas curvas para cada

modelo desenvolvido nesta pesquisa e as curvas das referências são muito similares, o que pode validar as simulações realizadas.

- No modelo denominado Cilindro, na Figura 44, são apresentadas as forças produzidas pelo perfil, onde se observa claramente que na ponta do cilindro as forças são muito baixas. Isto é consequência da turbulência na ponta que pode ser observada na Figura 45. Este fenômeno turbulento eleva principalmente o arrasto, e é observado também nos outros modelos desenvolvidos. O cilindro disco para $C = 2$ é o modelo que produz maiores forças ao longo do perfil (Figura 49) e evidentemente menor turbulência (Figura 50). Consequentemente, este modelo tem coeficientes de arrasto mais baixos.
- Nos modelos de Cilindro com disco, são realizadas três configurações mudando unicamente o diâmetro do disco; quanto às forças de sustentação, os três perfis produzem forças similares sendo o modelo de $C = 2$ o perfil que cria menores forças de sustentação. Por outro lado, os modelos de $C = 1,5$ e $2,5$ produzem mais arrasto que o perfil de $C = 2$, que podem ser conferidos nas conclusões de Bychkov em (BYCHKOV, 2005) que indica um valor ótimo de $C = 2$.
- Durante a realização desta pesquisa, observou-se que a turbulência produzida pelo perfil com disco poderia ser devido à mudança brusca na superfície do perfil. Tentando resolver este problema foram desenhados modelos com uma mudança de tamanho suave desde a superfície do cilindro até a superfície do disco, como se fosse um cone; com isto notou-se que a turbulência foi muito maior que os outros tipos de perfil, portanto com valores elevados de arrasto.
- Com relação ao perfil com espiral, baseado no protótipo da empresa Mecaro, é possível observar na Figura 72 que a produção de forças é muito maior que nos outros perfis, mas também que é completamente distribuída na superfície; isto quer dizer que as forças de arrasto são elevadas.
- Para eleger um modelo para a turbina Magnus, foi escolhido o perfil cilindro disco com $C = 2$, mais pelo pouco arrasto que este produz, já que a produção de sustentação é normal; também foram desenvolvidos modelos para os perfis do cilindro e do cilindro espiral.
- A curva de sustentação do cilindro espiral possui uma característica especial, é a melhor para velocidades angulares baixas, mas quando o cilindro gira mais rápido, estas forças diminuem, isto devido fundamentalmente à turbulência.

- É determinada como a melhor velocidade angular da turbina aquela na qual a diferença entre o coeficiente de sustentação e o coeficiente de arrasto é maior; este é o ponto onde o arrasto é mínimo e a sustentação máxima. Para o modelo de cilindro disco com $C = 2$, este ponto é $\theta = 5,25$, o qual é igual a $\omega_c = 150 \text{ rad/s}$; com relação aos outros modelos, para o perfil cilíndrico este ponto é em $\omega_c = 190,5 \text{ rad/s}$ e para o cilindro espiral $\omega_c = 225 \text{ rad/s}$.
- Observou-se a dependência das potências mecânica útil da turbina e potência elétrica do gerador acoplado a ela com relação a velocidade angular da turbina e a velocidade angular do cilindro da mesma maneira como acontece com a dependência do coeficiente de potência da relação de velocidade na ponta da turbina λ e da relação de velocidade no cilindro θ . Confirma-se assim, as conclusões de quase todas as referências listadas neste trabalho.
- O modelo de turbina Magnus desenvolvido nesta dissertação possui uma potência útil elevada para velocidades de vento pequenas, Figura 81 e Figura 82; nesta última são analisadas velocidades de vento específicas; para velocidades de 5 m/s obtém-se uma potência de 7,4 kW, para 7 m/s a potência útil é 16 kW e finalmente, para 9 m/s a potência útil é 26 kW.
- Da mesma forma que a conclusão anterior, observou-se que a potência elétrica fornecida pelo gerador possui um comportamento aceitável para velocidades baixas de vento; para velocidades de 5 m/s, a potência elétrica é aproximadamente 6,3 kW (1,1 kW menor que a potência mecânica), para 7 m/s obteve-se uma potência elétrica de 14 kW (2 kW de diferença em relação à potência mecânica) e finalmente para velocidades de 9 m/s, a potência elétrica fornecida pelo aerogerador foi de 24 kW (2 kW menor que a potência mecânica). Estas diferenças observadas na Figura 90 são devidas as perdas no rotor, estator e núcleo do gerador de indução.
- O máximo valor do coeficiente de potência para o modelo de perfil cilíndrico com disco $C = 2$ é de 0,35 para $\lambda = 1,4$ e $\theta = 9$, o que confere com os resultados das pesquisas realizadas na literatura, (RICHMOND-NAVARRO et al., 2016b) que conseguem um valor de 0.2 para valores de $\lambda = 2-3$. Este ponto máximo do coeficiente de potência em pontos da relação de velocidades na ponta da turbina significa fundamentalmente que o aerogerador trabalha no ponto máximo de potência em baixas velocidades angulares da turbina. Isto pode ser observado na comparação dos coeficientes de

potência com outro tipo de turbinas eólicas tanto Magnus, VAWT ou HAWT na Figura 87.

- Com relação a comparação entre as potências dos três modelos desenvolvidos, para uma mesma velocidade de vento 7 m/s, a turbina que usa perfis cilíndricos com disco $C = 2$ chega a um valor de potência mecânica útil de 16 kW; por outro lado, a turbina com cilindros lisos tem um valor de potência de 10 kW e finalmente, a turbina espiral Magnus consegue uma potência de 14 kW. Da mesma maneira, realizou-se uma comparação entre os coeficientes de potência para a turbina com cilindros disco e $C = 2$ ou $C_p = 0,359$; para o modelo com cilindro liso, um $C_p = 0,297$ e finalmente, para o perfil cilíndrico espiral um $C_p = 0,335$.
- A mesma análise do ponto anterior foi feita para comparar a potência elétrica fornecida pelo conjunto turbina-gerador para os três modelos distintos de turbina desenvolvidos nesta pesquisa; obteve-se para o modelo com perfis cilíndricos com disco $C = 2$, uma potência de 14 kW; para o modelo de cilindros com espiral, a potência elétrica foi de 13 kW; finalmente para o modelo com perfis cilíndricos lisos, a potência elétrica fornecida pelo gerador de gaiola de esquilo foi de 9,5 kW. Neste ponto também são incluídas as perdas na transformação da potência mecânica em potência elétrica.

8.1 PRINCIPAIS CONTRIBUIÇÕES.

Esta dissertação contribui principalmente com os seguintes itens:

- Uma metodologia para obter o modelo de turbina eólica Magnus e posteriormente, sua potência útil ou o coeficiente de potência que podem ser usados para se realizar outras variações de perfil e obter-se curvas aproximadas da realidade sem necessidade de criar protótipos laboratoriais, tornando um projeto principalmente mais econômico.
- Argumentação fundamentada em modelos para se avaliar a possibilidade de uso de áreas continentais para a produção de energia elétrica e em ambientes urbanos; este é um ponto de forte desta pesquisa, já que aproveitar ventos com velocidades baixas pode ser chave para uma futura energia eólica de qualidade superior.
- Pelo lado ambiental, este tipo de turbina obtém a máxima potência em baixas velocidades angulares traduzindo-se em pouca poluição sonora em comparação com outros tipos de turbinas, tornando-se mais idônea para ambientes urbanos.

- Argumentação sólida para se afirmar que os maiores problemas que apresentam este tipo de turbina são as turbulências que são conseqüentemente transformadas em vibrações no eixo dos cilindros e no eixo da turbina; estes fatores produzem estresse mecânico, instabilidade, especialmente no modelo desenvolvido com base em perfis cilíndricos com espiral e o possível desinteresse por parte da empresa Mecaro neste tema pela pouca informação atualizada e disponibilizada por ela.

8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

- Como trabalhos futuros, seria conveniente a realização de modelos experimentais para validar os resultados obtidos, como também para realizar testes em túneis de vento e observar e conferir os problemas de turbulência e vibrações criadas pelos perfis cilíndricos, neste ponto também podem surgir pesquisas do lado de novos perfis que além de produzir forças elevadas de sustentação produzam baixos efeitos turbulentos.
- O estudo da transmissão de movimento para os cilindros, trocando elementos mecânicos por elementos elétricos, e desenvolver formas econômicas e eficientes para transferir o acionamento dos cilindros a partir do rotor da turbina
- O estudo desenvolvido nessa dissertação, foi realizado sem tomar em consideração a energia necessária para movimentar os cilindros e conseqüentemente produzir torque. Encontrando-se a diferença entre a potência elétrica produzida pela turbina e a potência elétrica gasta na movimentação dos cilindros (motores dc), pode-se determinar a potência útil gerada pela turbina, o qual determinará a viabilidade ou não deste tipo de turbina eólica. Este ponto é fundamental e é recomendado para se realizar trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, M. S. M. **Relatório de análise do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo: MDL: estudos de caso**. Rio de Janeiro: COPPE, UFRJ, 2000.

BREBBIA, C. A.; DOMINGUEZ, J. **Boundary Elements An Introductory Course**. Boston: WIT Press, 1996.

BYCHKOV, N. M. Magnus Wind Turbine 1. Results of model testing. **Thermophysics and Aeromechanics**, v. 11, n. 4, p. 567–580, 2004.

BYCHKOV, N. M. Magnus wind turbine. 2. Characteristics of rotating cylinder. **Thermophysics and Aeromechanics**, v. 12, n. 1, p. 151–166, 2005.

BYCHKOV, N. M. Magnus wind turbine 3. Calculated characteristics of the windwheel. **Thermophysics and Aeromechanics**, v. 15, n. 2, p. 321–331, 2008.

BYCHKOV, N. M.; DOVGAL, A. V; KOZLOV, V. V. Magnus wind turbines as an alternative to the blade ones. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 75, n. 12004, p. 1–7, 2007.

CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA/CEPEL. **Atlas do Potencial Eólico Brasileiro**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2001.

G. MAGNUS. Über die Abweichung der Geschosse (About the deviation of bullets). **DER PHYSIK UND CHEMIE.**, v. 1, p. 30, 1853.

Gamesa / Products and services / Wind turbines / Catalogue. Disponível em: <<http://www.gamesacorp.com/en/products-and-services/wind-turbines/catalogue/products-and-services-wind-turbines-catalogue.html>>. Acesso em: 13 out. 2016.

GRUBB, M. J.; MEYER, N. I.; JOHANSSON, T. B. Wind energy: resources, systems and regional strategies. In: BURNHAM, L. (Ed.). . **Renewable Energy: Sources For Fuels And Electricity**. Wasghington, D.C.: Island Press, 1992.

HANSON, T. F. **Magnus Air Turbine System** United States of America, 1982.

HAU, E.; VON RENOUARD, H. **Wind Turbines**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006.

HUEBNER et al. **The finite element method for engineers**. [s.l.: s.n.]. v. 6: Elastic

KANG, S.; CHOI, H.; LEE, S. Laminar flow past a rotating circular cylinder. **Physics of Fluids**, v. 11, n. 11, p. 3312, 1999.

LUO, D.; HUANG, D.; WU, G. Analytical solution on Magnus wind turbine power performance based on the blade element momentum theory. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 3, n. 3, 2011.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - MM. **Energia Eólica no Brasil e Mundo**. [s.l.: s.n.].

MOHAMED A. EL-SHARKAWI. **Wind Energy: An introduction**. Taylor & F ed. United Stated of America: CRC Press, 2015.

NEWTON, I. **A Letter of Mr. Issac Newton**. London: Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1763.

NOBUHIRO MURAKAMI, A.; JUN ITO, A. **MAGNUS TYPE WIND POWER GENERATOR** United States Patent Application Publication United States, 1 mar. 2007.

OH, H. W. **Advanced Fluid Dynamics**. Janeza, Croatia: InTech, 2012.

PATANKAR, S. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York: McGraw-Hill, 1980.

PRANDTL, L. Application of the Magnus effect to the wind propulsion ships. **National Advisory Commitee For Aeronautics**, 1925.

RAYLEIGH, LORD. On the irregular flight of a tennis ball. In: **Messenger of Mathematics**. 7. ed. [s.l: s.n.]. p. 14–16.

RICHMOND-NAVARRO, G. et al. A Magnus wind turbine power model based on direct solutions using the Blade Element Momentum Theory and symbolic regression. **IEEE Transactions on Sustainable Energy**, v. PP, n. 99, p. 1–6, 2016a.

ROUSE, H. **Elementary mechanics of fluids**. New York: Dover Publications Inc., 1946.

SEDAGHAT, A. Magnus type wind turbines: Prospectus and challenges in design and modelling. **Renewable Energy**, v. 62, p. 619–628, fev. 2014.

SEIFERT, J. A review of the Magnus effect in aeronautics. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 55, p. 17–45, 2012.

SUN, X. et al. A three-dimensional numerical study of the Magnus wind turbine with different blade shapes. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, v. 4, n. 6, p. 0631391–06313914, 2012.

TANNEHILL, J. C.; ANDERSON, D. A.; PLETCHER, R. H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. [s.l: s.n.].

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 8TH EDITIO ed. [s.l.] WCB/McGraw-Hill, 2015. v. 8TH **Wind power|Spiral Magnus Windmill|Co. MECARO**. Disponível em: <<http://www.mecaro.jp/>>. Acesso em: 3 out. 2016.

WORLD WIND ENERGY ASSOCIATION (WWEA). WWEA Quarterly Bulletin. **World Wind Energy Association (WWEA)**, n. 1, p. 54, 2016.

ZIENKIEWICZ, O. .; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method**. Fifth Edit ed. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2000. v. 3 : Fluid

APÊNDICE A - EQUAÇÃO DO TORQUE DE SUSTENTAÇÃO

$$\begin{aligned}
 T_L = & \frac{1}{2} \rho v_{vento} d_c \omega_T \omega_c \left[C_{CL0} \frac{1}{\omega_c} \cdot \left[\frac{\left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2} - \left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2}}{3} \right] + C_{CL1} \frac{d_c}{2\omega_T} \left[\frac{r_T^2 - r_{hub}^2}{2} \right] + \right. \\
 & + C_{CL2} \frac{d_c^2 \omega_c}{4\omega_T^2} \left[\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} - \sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} \right] + C_{CL3} \frac{d_c^3 \omega_c^2}{8\omega_T^3} \left[\frac{1}{2} \log \left(\frac{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2}{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} \right) \right] + \\
 & + C_{CL4} \frac{d_c^4 \omega_c^3}{16\omega_T^4} \left[\frac{1}{\sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2}} - \frac{1}{\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2}} \right] + \\
 & + C_{CL5} \frac{d_c^5 \omega_c^4}{32\omega_T^5} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} - \frac{1}{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} \right) \right] + \\
 & + C_{CL6} \frac{d_c^6 \omega_c^5}{64\omega_T^6} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{1}{\left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2}} - \frac{1}{\left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2}} \right) \right] + \\
 & + C_{CL7} \frac{d_c^7 \omega_c^6}{128\omega_T^7} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{1}{\left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2} - \frac{1}{\left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2} \right) \right] \left. \right]
 \end{aligned}$$

APÊNDICE B - EQUAÇÃO DO TORQUE DE ARRASTO

$$\begin{aligned}
T_D = & \frac{1}{2} \rho d_c \omega_T \omega_c \left[C_{CD0} \omega_T \left[\frac{1}{8} \left\{ r_T \sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} \left(2r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right) - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^4 \log \left(\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_T \right) \right\} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \left(r_{hub} \sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} \left(2r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right) - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^4 \log \left(\sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_{hub} \right) \right) \right\} \right] + \\
& + C_{CD1} \frac{d_c}{2} \left[\frac{1}{3} (r_T^3 - r_{hub}^3) \right] + \\
& + C_{CD2} \frac{d_c^2 \omega_c}{4 \omega_T} \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(r_T \sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \log \left(\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_T \right) \right) \right. \right. \\
& \left. \left. - \left(r_{hub} \sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \log \left(\sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_{hub} \right) \right) \right\} \right] + \\
& + C_{CD3} \frac{d_c^3 \omega_c^2}{8 \omega_T^2} \left[\left(r_T - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right) \tan^{-1} \left(\frac{r_T}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) \right) - \left(r_{hub} - \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right) \tan^{-1} \left(\frac{r_{hub}}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) \right) \right] + \\
& + C_{CD4} \frac{d_c^4 \omega_c^3}{16 \omega_T^3} \left[\frac{r_{hub}}{\sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2}} - \frac{r_T}{\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2}} + \log \left(\frac{\sqrt{r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_T}{\sqrt{r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2} + r_{hub}} \right) \right] + \\
& + C_{CD5} \frac{d_c^5 \omega_c^4}{32 \omega_T^4} \left[\frac{1}{2} \left\{ \frac{r_{hub}}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 + r_{hub}} - \frac{r_T}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 + r_T} + \frac{1}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)} \left(\tan^{-1} \left(\frac{r_T}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) - \tan^{-1} \left(\frac{r_{hub}}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) \right) \right\} \right] + \\
& + C_{CD6} \frac{d_c^6 \omega_c^5}{64 \omega_T^5} \left[\frac{1}{3} \left\{ \frac{r_T^3}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2}} - \frac{r_{hub}^3}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^{3/2}} \right\} \right] +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +C_{CD7} \frac{d_c^7 \omega_c^6}{128 \omega_T^6} \frac{1}{8} \left\{ \left[\frac{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^3 (-r_T) + \left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2 \tan^{-1} \left(\frac{r_T}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right) r_T^3}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^3 \left(r_T^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2} \right] \right. \\
& \left. - \left[\frac{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^3 (-r_{hub}) + \left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2 \tan^{-1} \left(\frac{r_{hub}}{\frac{v_{vento}}{\omega_T}} \right) + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right) r_{hub}^3}{\left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^3 \left(r_{hub}^2 + \left(\frac{v_{vento}}{\omega_T} \right)^2 \right)^2} \right] \right\}
\end{aligned}$$