

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Henrique Chiapinotto Moreira

**PROJETO PRELIMINAR E DETALHADO DE UM SISTEMA DE
TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO DAS PÁS DE UMA TURBINA
EÓLICA DO TIPO MAGNUS**

Santa Maria, RS
2019

Henrique Chiapinotto Moreira

**PROJETO PRELIMINAR E DETALHADO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
DE MOVIMENTO DAS PÁS DE UMA TURBINA EÓLICA DO TIPO MAGNUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa Maria (UFSM),
como requisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Alexandre Aparecido Buenos, Dr. Eng.

Santa Maria, RS,
2019

Henrique Chiapinotto Moreira

**PROJETO PRELIMINAR E DETALHADO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
DE MOVIMENTO DAS PÁS DE UMA TURBINA EÓLICA DO TIPO MAGNUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Santa Maria (UFSM),
como requisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 12 de Dezembro de 2019.

**Prof. Alexandre Aparecido Buenos, Dr. Eng. (DEM / UFSM)
(Presidente / Orientador)**

Prof. Inácio da Fontoura Limberger, Dr. Eng. (DEM / UFSM)

Prof. Tiago dos Santos, Dr. Eng. (UFSM)

Santa Maria, RS
2019

RESUMO

PROJETO PRELIMINAR E DETALHADO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO DAS PÁS DE UMA TURBINA EÓLICA DO TIPO MAGNUS

AUTOR: Henrique Chiapinotto Moreira
ORIENTADOR: Alexandre Aparecido Buenos

A preocupação com o esgotamento das fontes de energia de origens fósseis aliado aos impactos ambientais causados pelo consumo desses combustíveis, fez com que nas últimas décadas ocorresse a inserção de fontes de energias renováveis para suprir a necessidade crescente do consumo de energia da população mundial. Consideradas ecologicamente limpas e de disponibilidade preponderantemente ininterrupta, esse tipo de energia pode ser obtido de diversas matrizes, como a energia eólica. Nesse âmbito, destaca-se a turbina eólica Magnus, cuja aplicação favorece locais com ventos de baixas velocidades e variações de amplitude ao longo do dia, fazendo com que a exploração da energia eólica seja ampliada. O objetivo deste trabalho consiste no desenvolvimento das fases do projeto preliminar e detalhado de um sistema de transmissão de movimento das pás girantes de um aerogerador Magnus, em especial componentes como eixos, engrenagens e rolamentos. Para o desenvolvimento deste trabalho foi realizada uma revisão bibliográfica e pesquisa dos conceitos elementares sobre o tema proposto. A partir da concepção definida por Vizzotto (2018) foi possível dimensionar e selecionar os componentes e, em decorrência destas etapas, chegar à configuração final do sistema através da sua representação tridimensional. Soma-se a isso a construção de um protótipo em escala reduzida do sistema usando o conceito de manufatura aditiva e por intermédio de uma impressora 3D Stratasys F170 Series F123. Como resultado, obteve-se um modelo do sistema de movimentação das pás bem como o protótipo para permitir a visualização do equipamento projetado e demonstrar o funcionamento de cada componente aplicado.

Palavras-chave: Turbina eólica Magnus. Sistema de transmissão. Projeto. Movimento.

ABSTRACT

PRELIMINARY AND DETAILED DESIGN OF A MAGNUS WIND TURBINE SHIFT MOVEMENT TRANSMISSION SYSTEM

AUTHOR: Henrique Chiapinotto Moreira

ADVISOR: Alexandre Aparecido Buenos

Concern about the depletion of energy sources from fossil sources combined with the environmental impacts caused by the consumption of these fuels, provided that in recent decades, renewable energy sources have been introduced to meet the growing need for energy consumption in the world population. Considered ecologically clean and of predominantly uninterrupted availability, this type of energy can be obtained from various arrays, as wind energy. In this context, stands out the Magnus wind turbine, which application favors locations with low wind speeds and amplitude variations throughout the day, making the exploitation of wind energy expanded. The aim of this work is to develop the preliminary and detailed design phases of a Magnus wind turbine rotor blade motion transmission system, especially components such as shafts, gears and bearings. For the development of this work a bibliographical review and research of the elementary concepts on the proposed theme was performed. From the conception defined by Vizzotto (2018) it was possible to size and select the components and, as a result of these steps, reach the final configuration of the system through its three-dimensional representation. Added to this is the construction of a small-scale prototype system using the additive manufacturing concept and using a Stratasys F170 Series F123 3D printer. As a result, obtained a model of the blade movement system as well as the prototype to allow the visualization of the designed equipment and to demonstrate the operation of each applied component.

Keywords: Magnus wind turbine. Transmission system. Design. Movement.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Distribuição global dos ventos.....	23
Figura 2 - Velocidade média anual do vento no território brasileiro.....	25
Figura 3 - Evolução da capacidade instalada.....	26
Figura 4 - Representação de uma turbina eólica de eixo vertical com rotor de Darrieus.....	27
Figura 5 - Composição de um aerogerador de eixo horizontal.....	28
Figura 6 - O navio de Flettner representado esquematicamente.	29
Figura 7 - Turbina eólica Magnus produzida pela Mecaro, 2007, Japão.	30
Figura 8 - Possibilidades de posicionamento da caixa multiplicadora e do gerador no interior da nacelle de uma turbina eólica.	32
Figura 9 - Principais componentes de um aerogerador de eixo horizontal.	33
Figura 10 - Projeto de uma turbina eólica convencional (a) e uma turbina eólica que contém um gerador multipolos (b).	34
Figura 11 - Perfil da pá girante produzida pela Mecaro utilizada na turbina eólica Magnus...35	
Figura 12 - Cubo utilizado em um gerador de três pás.....	36
Figura 13 - Duas concepções diferentes de torres: (a) treliçada e (b) tubular.	38
Figura 14 - Principais mecanismos de controle em uma turbina eólica.	39
Figura 15 - Processo de conversão da energia cinética do vento em energia elétrica.	40
Figura 16 - Forças de sustentação e arrasto presentes em um aerofólio.....	40
Figura 17 - Efeito Magnus.....	41
Figura 18 - Eixo principal de um redutor vertical de velocidade.	43
Figura 19 - Alguns modelos de engrenagens.	44
Figura 20 - Mancal de deslizamento (a) e mancais de rolamento (b).....	45
Figura 21 - Rolamento de esferas (a) e rolamento de rolos (b).	46
Figura 22 - Acoplamento mecânico flexível.	47
Figura 23 - Vista em corte de um sistema de freio a disco.....	48
Figura 24 - Processo de desenvolvimento de produtos.	49
Figura 25 - Representação de uma turbina eólica Magnus com cinco pás girantes.	55
Figura 26 - Potência mecânica da turbina eólica x rotações por minuto do rotor, para uma velocidade de vento incidente de 8 m/s.	57
Figura 27 - Coeficiente de potência x potência mecânica da turbina eólica, para uma velocidade de vento incidente de 8 m/s.	58
Figura 28 - Representação dos sistemas de transmissão de movimento de um aerogerador do tipo Magnus.	60
Figura 29 - Disposição dos componentes do Sistema de Movimentação das Pás Girantes.	61
Figura 30 - Disposição dos componentes do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.	63
Figura 31 - Situações consideradas mais críticas em relação ao posicionamento angular de uma pá da turbina eólica.....	67
Figura 32 - Forças atuantes sobre o dente de uma engrenagem cônica de dentes retos.....	84
Figura 33 - Posicionamento e sentido de rotação dos eixos de acionamento das pás girantes e eixo principal do rotor.	90
Figura 34 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 9.	91
Figura 35 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 10.	92
Figura 36 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 8.	93
Figura 37 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 7.	94
Figura 38 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 23.	95
Figura 39 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 24.	96
Figura 40 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 22.	97
Figura 41 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 35 mm submetido a cargas radiais.....	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 42 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 40 mm submetido a cargas radiais.....	103
Figura 43 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 110 mm submetido a cargas radiais.....	103
Figura 44 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 95 mm submetido a cargas radiais.....	104
Figura 45 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 40 mm submetido a cargas radiais e axiais.....	106
Figura 46 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 50 mm submetido a cargas radiais e axiais.....	107
Figura 47 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 110 mm submetido a cargas radiais e axiais.....	108
Figura 48 - Método de definição dos fatores radiais e axiais de multiplicação.....	108
Figura 49 - Vista isométrica dos elementos que compõem os sistemas de transmissão fora do cubo do aerogerador.	110
Figura 50 - Vista isométrica em corte da nacele para visualização dos componentes em seu interior.	111
Figura 51 - Tipos de prototipagem.	114
Figura 52 - Rolo de filamento ASA da marca Stratasys.....	115
Figura 53 - Impressora 3D Stratasys F170 Series F123.	118
Figura 54 - Furadeira de bancada do Laboratório de Soldagem da UFSM.	120
Figura 55 - Engrenagens cilíndricas e cônicas exportadas para o <i>software</i> GrabCAD.	122
Figura 56 - Engrenagens cilíndricas e cônicas de dentes retos após a impressão.	123
Figura 57 - Segundo lote de peças para produção arranjadas sobre a bandeja virtual (a) e peças devidamente finalizadas (b).....	124
Figura 58 - Modelagem do cone do aerogerador (a) e o posterior seccionamento da peça em duas partes (b).....	126
Figura 59 - Terceiro (a) e quarto (b) lotes de impressão 3D.	127
Figura 60 - Tampa de fechamento do cone.	128
Figura 61 - Eixos de transmissão e pás do aerogerador.	129
Figura 62 - Acoplamentos produzidos em polímero PEAD.....	130
Figura 63 - Montagem de um rolamento em um mancal de apoio (a), no assento existente no cubo (b) e fixado no flange de fixação (c).....	131
Figura 64 - Montagem dos mancais de apoio nas laterais das caixas de engrenagens.....	131
Figura 65 - Montagem do flange de fixação com a tampa de fechamento (a), desta união com a parte inicial do cone (b) e a união final das duas partes do cone (c).....	132
Figura 66 - Montagem dos eixos na caixa de engrenagens.	133
Figura 67 - Montagem dos eixos das pás girantes no cubo do protótipo.	133
Figura 68 - União parafusada entre o eixo do rotor e o flange de fixação do cubo.....	134
Figura 69 - Interligação dos eixos por meio de um acoplamento.....	135
Figura 70 - Protótipo do aerogerador do tipo Magnus montado.	135
Figura 71 - Vista frontal da turbina eólica Magnus.	145
Figura 72 - Diagrama de forças da Vista A da seção transversal da pá girante.	145
Figura 73 - Nomenclatura básica para engrenagens cilíndricas de dentes retos.	152
Figura 74 - Idealização do ângulo de pressão.	153
Figura 75 - Diagrama das forças atuantes sobre o dente de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.	156
Figura 76 - Fator de correção para sobrecarga devido aos choques.....	160
Figura 77 - Posicionamento da engrenagem entre mancais de apoio.....	162
Figura 78 - Constantes A, B e C para aquisição da variável C_{ma} de acordo com o nível de	

LISTA DE FIGURAS

precisão das engrenagens.....	163
Figura 79 - Fator geométrico para cálculo das tensões de flexão no pé do dente.	164
Figura 80 - Correlação entre o fator de confiabilidade e a porcentagem de confiança do material para engrenagens cilíndricas.....	167
Figura 81 - Correlação entre o fator de confiabilidade e a porcentagem de confiança do material para eixos de transmissão.	174
Figura 82 - Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rasgo de chaveta de fundo plano em flexão.	176
Figura 83 - Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rasgo de chaveta em torção.	177
Figura 84 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais em flexão.....	178
Figura 85 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais em torção.....	178
Figura 86 - Coeficientes de segurança.....	180
Figura 87 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 9 no plano vertical.....	181
Figura 88 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 9 no plano horizontal. .	182
Figura 89 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 8 no plano vertical.....	182
Figura 90 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 8 no plano horizontal. .	183
Figura 91 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 7 no plano vertical.....	183
Figura 92 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 7 no plano horizontal. .	184
Figura 93 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 22 no plano vertical.....	184
Figura 94 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 22 no plano horizontal.....	185
Figura 95 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 23 no plano vertical.....	185
Figura 96 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 23 no plano horizontal.....	186
Figura 97 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 10 no plano vertical.....	187
Figura 98 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 10 no plano horizontal.....	187
Figura 99 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 24 no plano vertical.....	188
Figura 100 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 24 no plano horizontal.....	188

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características principais para o sistema de transmissão de movimento.	53
Tabela 2 - Definição da turbina eólica considerada para cálculo.	55
Tabela 3 - Cálculo da potência mecânica e potência total do aerogerador Magnus.	56
Tabela 4 - Propriedades do material empregado nas pás da turbina eólica.	65
Tabela 5 - Dimensões das pás girantes.	65
Tabela 6 - Cálculo do volume, massa e peso correspondente a uma pá girante.	66
Tabela 7 - Entradas para o dimensionamento dos coeficientes e forças de sustentação e arrasto.	68
Tabela 8 - Cálculo dos coeficientes de sustentação e arrasto.	69
Tabela 9 - Cálculo das forças de sustentação e arrasto.	69
Tabela 10 - Entradas para o dimensionamento do motor elétrico.	71
Tabela 11 - Cálculo da potência de acionamento das pás girantes.	71
Tabela 12 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a engrenagem "m".	77
Tabela 13 - Cálculo do diâmetro primitivo e da rotação nominal à roda dentada "n".	78
Tabela 14 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a engrenagem "n".	78
Tabela 15 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a roda dentada "i".	80
Tabela 16 - Dimensões fornecidas pelo fabricante à roda dentada "j".	81
Tabela 17 - Tensões de flexão e fatores de segurança pertinentes às engrenagens cilíndricas de dentes retos.	82
Tabela 18 - Propriedades da engrenagem "t" selecionada a partir do catálogo do fabricante.	83
Tabela 19 - Propriedades da engrenagem "s" selecionada a partir do catálogo do fabricante.	83
Tabela 20 - Cálculo das forças aplicadas sobre a "t".	86
Tabela 21 - Cálculo do torque e das forças aplicadas sobre cada uma das engrenagens "s".	86
Tabela 22 - Propriedades dos materiais empregados nos eixos do aerogerador.	89
Tabela 23 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 9.	91
Tabela 24 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 10.	92
Tabela 25 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 8.	93
Tabela 26 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 7.	94
Tabela 27 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 23.	96
Tabela 28 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 24.	97
Tabela 29 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 22.	98
Tabela 30 - Diâmetros dos eixos maciços da turbina eólica.	98
Tabela 31 - Forças resultantes que atuam sobre os rolamentos de apoio.	100
Tabela 32 - Cálculo do fator de rotação e da capacidade de carga dinâmica sobre o rolamento F.	101
Tabela 33 - Cálculo do fator de rotação e da capacidade de carga dinâmica sobre os rolamentos B, Z e Q.	102
Tabela 34 - Cálculo do fator de esforços dinâmicos para os rolamentos B, Z e Q.	104
Tabela 35 - Cálculo do fator de rotação, da carga dinâmica equivalente e do fator de esforços dinâmicos sobre o rolamento X.	106
Tabela 36 - Cálculo do fator de rotação, da carga dinâmica equivalente e do fator de esforços dinâmicos aos rolamentos K e E.	109
Tabela 37 - Características dimensionais e construtivas dos componentes integrantes do aerogerador do tipo Magnus.	111
Tabela 38 - Parâmetros dos parafusos métricos empregados.	117
Tabela 39 - Especificações dos rolamentos de apoio utilizados.	117
Tabela 40 - Características da impressora Stratasys F170 Series F123.	119
Tabela 41 - Lista de variáveis utilizadas para o cálculo da potência da turbina eólica.	144
Tabela 42 - Coeficientes para equações de torque da turbina Magnus.	149

LISTA DE TABELAS

Tabela 43 - Entradas para o cálculo da potência do sistema.	149
Tabela 44 - Cálculo dos torques devido à força de sustentação e ao arrasto.....	150
Tabela 45 - Cálculo para a potência do aerogerador Magnus.	150
Tabela 46 - Lista de variáveis utilizadas no dimensionamento das engrenagens cilíndricas.	151
Tabela 47 - Entradas para o dimensionamento das rodas dentadas "m", "n", "i" e "j".	154
Tabela 48 - Cálculo das demais dimensões referentes às engrenagens cilíndricas.	154
Tabela 49 - Cálculo das forças aplicadas sobre a "m".....	157
Tabela 50 - Cálculo do torque e das forças atuantes sobre a engrenagem "n"......	157
Tabela 51 - Cálculo das cargas submetidas sobre a "i".	158
Tabela 52 - Cálculo do momento torsor e dos esforços atuantes sobre a engrenagem cilíndrica de dentes retos "j".	159
Tabela 53 - Resultados obtidos para o fator dinâmico.....	161
Tabela 54 - Resultado encontrado para o fator de distribuição de carga.....	163
Tabela 55 - Cálculo para a tensão de flexão no pé do dente.	165
Tabela 56 - Resultado obtido ao número de tensão de flexão às engrenagens "m" e "n".	166
Tabela 57 - Resultado obtido ao número de tensão de flexão para as engrenagens cilíndricas "i" e "j".	166
Tabela 58 - Verificação do fator de segurança contra a falha por fadiga.	168
Tabela 59 - Lista de variáveis utilizadas no dimensionamento dos eixos de transmissão.	169
Tabela 60 - Resultado obtido para o fator de superfície.....	172
Tabela 61 - Resultado encontrado para o fator de tamanho referente aos eixos 9, 8, 7 e 10.	173
Tabela 62 - Resultado obtido para o fator de tamanho referente aos eixos 22, 23 e 24.	173
Tabela 63 - Cálculo do limite de resistência à fadiga para os eixos de transmissão.	175
Tabela 64 - Obtenção dos fatores de concentração de tensão e da sensibilidade a entalhes.	179
Tabela 65 - Cálculo dos fatores de concentração de tensão de fadiga.	179
Tabela 66 - Cálculo do momento fletor resultante sobre os eixos de transmissão.....	189
Tabela 67 - Cálculo do diâmetro teórico condizente aos eixos maciços da turbina eólica.	189

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABEOLICA	Associação Brasileira de Energia Eólica
ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
AGMA	<i>American Gear Manufactures Association</i> (Associação dos Fabricantes de Engrenagem dos Estados Unidos)
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i> (Sistema Americano para Classificação dos Aços)
ANSI	<i>American National Standards Institute</i> (Instituto Nacional Americano de Padrões)
ASA	Acrilonitrila Estireno Acrilato
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i> (Sociedade dos Engenheiros Mecânicos dos Estados Unidos)
CAD	<i>Computer Aided Design</i> (Desenho Assistido por Computador)
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i> (Engenharia Assistida por Computador)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão para Normatização)
FDM	<i>Fused Deposition Modeling</i> (Fusão e Deposição do Material)
HAWT	<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i> (Turbina Eólica de Eixo Horizontal)
ISO	<i>International Standards Organization</i> (Organização Internacional de Normalização)
NAFA	Núcleo de Automação e Processos de Fabricação
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
PLA	Ácido Polilático
QSR	<i>Quick Support Release</i>
UFMS	Universidade Federal de Santa Maria
VAWT	<i>Vertical Axis Wind Turbine</i> (Turbina Eólica de Eixo Vertical)

LISTA DE SÍMBOLOS

v_{∞}	Velocidade do vento incidente
v	Velocidade tangencial do cilindro em relação a do vento
N	Número de cilindros
ρ	Densidade do ar atmosférico
$dcil$	Diâmetro do cilindro
rc	Raio do cubo
$rturb$	Raio da turbina
$Lcil$	Comprimento do cilindro
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidade dinâmica do ar
$nturb$	Rotação da turbina
ψ	Velocidade angular da pá
ω	Velocidade angular da turbina
η	Rendimento do motor elétrico
CL	Coefficiente de sustentação
CD	Coefficiente de arrasto
TL	Torque devido à sustentação
TD	Torque devido ao arrasto
FL	Força de sustentação
FD	Força de arrasto
T	Torque atuante
P_{perd}	Perda de potência
P_{acio}	Potência de acionamento das pás girantes
P_{mec}	Potência mecânica da turbina
P_{tot}	Potência total da turbina
C_p	Coefficiente de potência
σ_e	Tensão de escoamento
σ_t	Limite de resistência à tração
τ_c	Limite de resistência ao cisalhamento
E	Módulo de elasticidade
HB	Dureza Brinell
ρ_{Al}	Massa específica do Alumínio 6061-T4
$dext_{cil}$	Diâmetro externo do cilindro
$dint_{cil}$	Diâmetro interno do cilindro
V_{cil}	Volume cilindro giratório
M_{cil}	Massa do cilindro giratório
P_{cil}	Peso do cilindro giratório
N_{cil}	Potência de acionamento de cada pá girante
M_{tcil}	Momento torsor atuante no cilindro
g	Aceleração gravitacional
$A_{=}$	Área da pá paralela ao escoamento
i	Relação de transmissão geral
n_1	Rotação de entrada
n_2	Rotação de saída
i_1	Relação de transmissão do par 1
i_2	Relação de transmissão do par 2
Dp_1	Diâmetro primitivo da engrenagem condutora
Dp_2	Diâmetro primitivo da engrenagem conduzida

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Módulo
Z	Número de dentes
l	Largura do dente
D_p	Diâmetro primitivo
D_e	Diâmetro externo
D_i	Diâmetro interno
θ	Ângulo de pressão
γ	Ângulo primitivo
p	Passo circular
a	Altura da cabeça do dente
b	Altura do pé do dente
h	Altura total do dente
e	Espessura do dente
t	Distância entre centros
M_t	Momento torsor
F_t	Força tangencial
F_r	Força radial
F_a	Força axial
F_n	Força atuante
σ_F	Tensão de flexão AGMA
K_o	Fator de sobrecarga
K_v	Fator dinâmico
Q_v	Número de qualidade
V_t	Velocidade tangencial máxima
K_s	Fator de tamanho
P	Passo diametral
K_H	Fator de distribuição de carga
K_B	Fator de espessura de aro de borda
Y_J	Fator geométrico
S_F	Fator de segurança
S_t	Tensão de flexão admissível
Y_N	Fator de ciclagem de tensão
K_T	Fator de temperatura
K_R	Fator de confiabilidade
X_1	Distância entre centros de componentes adjacentes
X_2	Distância entre centros de componentes adjacentes
X_3	Distância entre centros de componentes adjacentes
X_4	Distância entre centros de componentes adjacentes
L	Somatório das distâncias entre centros
$F_{t_{nm}}$	Força tangencial da engrenagem “n” sobre a “m”
$F_{t_{mn}}$	Força tangencial da engrenagem “m” sobre a “n”
$F_{t_{st}}$	Força tangencial da engrenagem “s” sobre a “t”
$F_{t_{ts}}$	Força tangencial da engrenagem “t” sobre a “s”
$F_{t_{ji}}$	Força tangencial da engrenagem “j” sobre a “i”
$F_{t_{ij}}$	Força tangencial da engrenagem “i” sobre a “j”
$F_{r_{nm}}$	Força radial da engrenagem “n” sobre a “m”
$F_{r_{mn}}$	Força radial da engrenagem “m” sobre a “n”
$F_{r_{st}}$	Força radial da engrenagem “s” sobre a “t”
$F_{r_{ts}}$	Força radial da engrenagem “t” sobre a “s”

LISTA DE SÍMBOLOS

Fr_{ji}	Força radial da engrenagem “j” sobre a “i”
Fr_{ij}	Força radial da engrenagem “i” sobre a “j”
$Fv_{pá}$	Força vertical da pá girante
$Fh_{pá}$	Força horizontal da pá girante
W_m	Peso da engrenagem cilíndrica “m”
W_n	Peso da engrenagem cilíndrica “n”
W_t	Peso da engrenagem cônica “t”
W_s	Peso da engrenagem cônica “s”
W_i	Peso da engrenagem cilíndrica “i”
W_j	Peso da engrenagem cilíndrica “j”
$P_{aco,5}$	Peso do acoplamento flexível 5
$P_{aco,6}$	Peso do acoplamento flexível 6
$P_{aco,19}$	Peso do acoplamento flexível 19
$P_{aco,20}$	Peso do acoplamento flexível 20
$P_{aco,21}$	Peso do acoplamento flexível 21
P_{brake}	Peso do disco de freio
P_{rotor}	Peso bruto do rotor da turbina eólica
S_e	Limite de resistência à fadiga
S_e'	Limite de endurance
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos diversos
T_F	Temperatura do ambiente operacional
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga
K_t	Fator de concentração de tensão
q	Sensitividade de entalhe
K_{fs}	Fator de tensão de fadiga ao cisalhamento
K_{ts}	Fator de concentração de tensão ao cisalhamento
q_{cis}	Sensitividade de entalhe ao cisalhamento
N_f	Coefficiente de segurança
Mf_{res}	Momento fletor resultante
Mf_{vert}	Momento fletor vertical
Mf_{horiz}	Momento fletor horizontal
d_{eixo}	Diâmetro do eixo
d_{int}	Diâmetro interno do eixo
d_{ext}	Diâmetro externo do eixo
d_{med}	Diâmetro médio do eixo
C_d	Capacidade de carga dinâmica
f_l	Fator de esforços dinâmicos
f_n	Fator de rotação
P_d	Carga dinâmica equivalente
x	Fator radial de multiplicação
y	Fator axial de multiplicação
F_{result}	Força resultante que age radialmente sobre o rolamento

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVOS	20
1.1.1 Objetivo Geral	20
1.1.2 Objetivos Específicos	20
1.2 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 POTENCIAL EÓLICO	22
2.1.1 Energia Eólica	22
2.1.2 Potencial Eólico Brasileiro	24
2.2 TURBINAS EÓLICAS	27
2.2.1 Turbinas Eólicas do tipo Magnus	28
2.2.2 Componentes de uma Turbina Eólica do tipo Magnus	31
2.2.2.1 Nacele	33
2.2.2.2 Pás	34
2.2.2.3 Cubo	35
2.2.2.4 Transmissão e Caixa Multiplicadora	36
2.2.2.5 Gerador	37
2.2.2.6 Torre	37
2.2.2.7 Mecanismos de Controle	38
2.2.3 Funcionamento das Turbinas Eólicas e o Efeito Magnus	39
2.3 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO E FORÇA	42
2.3.1 Eixos	42
2.3.2 Engrenagens	43
2.3.3 Mancais	44
2.3.4 Rolamentos	45
2.3.5 Acoplamentos	46
2.3.6 Sistemas de Freio	48
3. METODOLOGIA	49
3.1 PROJETO INFORMACIONAL	49
3.2 PROJETO CONCEITUAL	50
3.3 PROJETO PRELIMINAR	51
3.4 PROJETO DETALHADO	51
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
4.1 PROJETO PRELIMINAR	52
4.1.1 Definição de características básicas do sistema de transmissão de movimento	52
4.1.2 Determinação da potência da turbina eólica	54
4.1.3 Sistemas de transmissão de movimento	59
4.1.3.1 Sistema de Movimentação das Pás Girantes	60
4.1.3.2 Sistema de Transmissão Turbina-Gerador	62
4.1.3.3 Definição das pás girantes	64
4.1.3.4 Dimensionamento do motor elétrico	70
4.1.3.5 Dimensionamento do gerador elétrico	72
4.1.3.6 Dimensionamento da caixa multiplicadora de velocidades	73
4.1.3.7 Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos	74
4.1.3.8 Dimensionamento das engrenagens cônicas de dentes retos	82
4.1.3.9 Dimensionamento dos acoplamentos	86

SUMÁRIO

4.1.3.10	<i>Dimensionamento dos eixos</i>	88
4.1.3.11	<i>Dimensionamento dos rolamentos de apoio</i>	99
4.1.4	Configuração final da estrutura	109
4.2	PROJETO DETALHADO	113
4.2.1	Prototipagem rápida	113
4.2.2	Materiais e equipamentos	114
4.2.2.1	<i>Acrilonitrila Estireno Acrilato (ASA)</i>	115
4.2.2.2	<i>Polietileno de Alta Densidade (PEAD)</i>	115
4.2.2.3	<i>Aço AISI 1020</i>	116
4.2.2.4	<i>Adesivo de fixação</i>	116
4.2.2.5	<i>Elementos de fixação</i>	116
4.2.2.6	<i>Elementos de transmissão</i>	117
4.2.2.7	<i>Impressora 3D</i>	118
4.2.2.8	<i>Ferramentas adicionais</i>	120
4.2.3	Processo de fabricação do protótipo	121
4.2.3.1	<i>Processo de fabricação das engrenagens cilíndricas e cônicas</i>	122
4.2.3.2	<i>Processo de fabricação dos mancais para os rolamentos</i>	124
4.2.3.3	<i>Processo de fabricação do cubo do aerogerador</i>	125
4.2.3.4	<i>Processo de fabricação dos eixos maciços e vazados</i>	128
4.2.3.5	<i>Processo de fabricação dos acoplamentos</i>	129
4.2.3.6	<i>Processo de fabricação das caixas de engrenagens</i>	130
4.2.4	Montagem do protótipo	130
5.	CONCLUSÃO	137
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	138
	REFERÊNCIAS	139
	APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULOS: POTÊNCIA DA TURBINA EÓLICA MAGNUS	144
	APÊNDICE B – MEMORIAL DE CÁLCULO: DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	151
	APÊNDICE C – MEMORIAL DE CÁLCULO: DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS MACIÇOS E VAZADOS	169
	APÊNDICE D – DESENHOS TÉCNICOS	192
	ANEXO A – CATÁLOGO DE MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICO IP55 WEG ...	221
	ANEXO B – CATÁLOGO DE MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICO ALTO RENDIMENTO PLUS WEG	222
	ANEXO C – CATÁLOGO DE CAIXAS MULTIPLICADORAS DE VELOCIDADES C80 BONFIGLIOLI	223
	ANEXO D – CATÁLOGO DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS E CÔNICAS DE DENTES RETOS A.T.I. BRASIL	224
	ANEXO E – CATÁLOGO DE ACOPLAMENTOS FLEX-TORQ ACOPLAST	227
	ANEXO F – CATÁLOGO DE TUBOS ESTRUTURAIS VALLOUREC	228

1. INTRODUÇÃO

É sabido que nos últimos 50 anos, a preocupação com o esgotamento do uso de combustíveis fósseis – petróleo, gás natural, carvão mineral e outras derivações - e as consequências geradas pela utilização dessas fontes de energias tornou-se alarmante (PINTO, 2013).

Ao longo da escala temporal do planeta Terra, o acúmulo no subsolo da crosta terrestre de matéria orgânica proveniente do perecimento dos seres vivos deu início à formação das fontes fósseis de energia. Tendo em vista que esse processo transcorreu durante milhões de anos, entende-se que o consumo dessas fontes de energia se dá em um ritmo inúmeras vezes maior que a capacidade de reposição, sendo então denominadas energias não renováveis. Baseando-se nos atuais limites das reservas naturais existentes e no atual consumo da sociedade, é esperado que o petróleo ainda existente se esgote nos próximos 50 anos. Não muito distante, e por se tratar também de uma alternativa finita de energia, o término das reservas de gás natural ocorrerá em pouco mais de 60 anos (GOLDEMBERG; LUCON, 2007).

Tendo em vista o esgotamento dos combustíveis fósseis em um futuro próximo e dando foco às questões ambientais, cada vez mais discutidas em fóruns e congressos mundiais, a inserção de fontes de energias renováveis está sendo uma nova alternativa para o suprimento da matriz energética mundial e uma grande aliada ao atendimento do constante crescimento da necessidade de consumo de energia no futuro (PINTO, 2013).

Segundo Cardoso (2008), as diversas fontes de energias renováveis – eólica, geotérmica, hídrica, solar e dos oceanos – são consideradas fontes prósperas devido à sua baixa, ou até mesmo nula, emissão de gases poluentes, como CO₂, quando utilizadas. Além disso, as energias renováveis apresentam uma estimativa de disponibilidade preponderantemente ininterrupta, o que se deve à capacidade de autorregeneração em curtos períodos de tempo, ou seja, a taxa de utilização dessas energias é igual, ou até mesmo inferior, à sua taxa de renovação natural.

O Brasil apresenta a maior totalidade de sua matriz elétrica provenientes de fontes renováveis de energia. Segundo dados, do ano de 2017, da Associação Brasileira de Energia Eólica (ABEEOLICA), aproximadamente 81% dessa matriz foi formada por energias renováveis, sendo as usinas hidrelétricas, usinas de biomassa e parques eólicos responsáveis por essa fatia – 63,6%, 9,2% e 8,1%, respectivamente (ABEEOLICA, 2017).

Apesar da maior parte da energia elétrica brasileira ser proveniente de fontes renováveis, há uma dependência substancial dos recursos hídricos para a produção de energia que, além de canalizar a maior parte da matriz energética renovável do país em uma única fonte de geração,

traz consigo o inconveniente de alagar grandes áreas produtivas e de importância para a biodiversidade ou até mesmo inundar locais habitados. Conforme Dias (2015), deve-se levar em conta também que o Brasil sofre com a falta de chuva em determinadas regiões e em alguns períodos do ano. Por consequência desses fatores, há a diminuição do nível dos reservatórios das hidrelétricas, o que faz necessário o acionamento de usinas termoelétricas, as quais possuem uma operação mais poluente e torna maior o valor cobrado pela energia consumida.

Devido às circunstâncias citadas, o aumento na porcentagem da energia eólica na matriz elétrica brasileira apresenta-se como uma fonte alternativa e bastante promissora, com o intuito de que o país diversifique suas fontes de geração de energia e aumente sua produtividade. Para evidenciar que esta realidade não é muito distante, segundo ABEEólica (2017), o Brasil ocupou o oitavo lugar no ranking mundial de países com potencial eólico instalado – em 2017 –, demonstrando que esse setor se caracteriza por ser um setor dinâmico, maduro e com um crescimento próspero (ABEEOLICA, 2017).

A energia eólica, uma forma de energia limpa e renovável, caracterizada por ser a energia cinética presente no ar e que se forma em decorrência da circulação das camadas de ar provocada pelo aquecimento desigual do planeta, pode ser captada por meio de equipamentos denominados de turbinas eólicas, como também de aerogeradores, ou ainda de cata-ventos – como foram chamados os seus primeiros exemplares. Dessa forma, essas máquinas são capazes de converter a energia cinética em energia mecânica e, por fim, transformá-la em energia elétrica (PINTO, 2013).

Os aerogeradores são caracterizados por apresentarem diversas concepções, sendo estas características construtivas adotadas para cada tipo de aplicabilidade onde os mesmos serão inseridos. Apesar das variadas configurações existentes, cada tipo existente apresenta vantagens e desvantagens. A forma mais utilizada para classificar uma turbina eólica é através do eixo ao redor do qual rotacionam as pás da turbina, o que implica em dois grandes grupos, sendo denominados por aerogeradores de eixo horizontal e aerogeradores de eixo vertical. Ainda dentro de cada grupo citado, as turbinas eólicas diferem-se umas das outras pela geometria das pás adotadas para cada tipo de aplicação (PINTO, 2013).

Das diversas formas construtivas existentes, os aerogeradores de eixo horizontal e pás seguindo um perfil de aerofólio são os utilizados com maior abrangência nos parques eólicos, tanto a nível nacional quanto a nível mundial. Todavia, há um tipo específico de aerogerador de eixo horizontal com poucos modelos físicos em atividade, pois há um baixo nível de pesquisas realizadas acerca de sua construção e eficiência, modelo este denominado por turbina eólica do tipo Magnus.

Esse tipo de aerogerador tem seu funcionamento baseado no “Efeito Magnus”, descoberto e descrito pelo físico alemão Heinrich Gustav Magnus. O “Efeito Magnus” é um caso particular do princípio de Bernoulli, estabelecendo que a pressão de um fluido é menor à medida que a velocidade do fluido é maior em um escoamento – o contrário também é válido. A diferença de gradiente de pressão gerada, quando um corpo está imerso em um escoamento, cria uma força de sustentação dinâmica através da rotação desse corpo. Dessa forma, a turbina eólica do tipo Magnus utiliza pás cilíndricas e rotativas – em torno do seu próprio eixo – que, ao serem submetidas ao escoamento do ar, geram uma força de sustentação dinâmica, sendo transmitida até o rotor da turbina, fazendo-o rotacionar (BOFF *et al.*, 2012).

Segundo Bychkov, Dovgal e Kozlov (2007), os aerogeradores Magnus, por apresentarem características construtivas e operacionais individuais, possibilitam que esse tipo de turbina eólica consiga operar em locais e regiões com um rendimento substancial, onde outros modelos de aerogeradores se tornariam pouco eficientes.

O uso das turbinas eólicas Magnus pode duplicar o tempo de operação diária de um aerogerador, devido ao fato de que conseguem absorver velocidades de ventos incidentes a partir de 2 m/s (7,2 km/h), com alto rendimento. Em contrapartida, as turbinas eólicas usuais operam eficientemente apenas com ventos incidentes acima de 8 m/s (28,8 km/h) (BYCHKOV; DOVGAL; KOZLOV, 2007). Fica evidente, dessa forma, que os aerogeradores Magnus podem elevar a produção de energia elétrica tanto quanto forem instalados em locais com baixas velocidades ou variações de vento ao longo do dia.

Os custos de produção de energia elétrica através de fontes renováveis, principalmente a energia eólica, ainda são mais elevados porque há menos desenvolvimento nas tecnologias embarcadas para exploração desses recursos (CARDOSO, 2008).

Em meio a estas circunstâncias, é notável a necessidade de que a participação da energia eólica na matriz energética brasileira torne-se cada vez mais abundante e também com maior rentabilidade. Surge, então, a motivação em desenvolver um trabalho que evidencie o desenvolvimento tecnológico das turbinas eólicas Magnus, na expectativa que haja um aumento considerável no uso da energia eólica no país, alavancando ainda mais a ideia do consumo de energia elétrica proveniente de fontes renováveis.

Procura-se, assim, apresentar o dimensionamento e construção de um protótipo, a partir de uma solução estabelecida por Vizzotto (2018) através da aplicação de metodologia de projeto, acerca dos componentes e mecanismos que compõem o sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus.

1.1 OBJETIVOS

Nesta seção será dado enfoque aos objetivos a serem alcançados nesse trabalho. Definir os objetivos em um projeto é de suma importância, pois direciona as atividades a serem produzidas, de forma a evitar que haja distorções do tema ou que não ocorra falta de compatibilidade dos resultados finais com aquilo que é esperado. Em primeiro lugar, será definido um objetivo geral e, em seguida, serão destacados objetivos mais específicos.

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral para este trabalho é desenvolver o projeto preliminar e detalhado de um sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus de eixo horizontal, a partir de uma concepção desenvolvida por Vizzotto (2018), a fim de que esse sistema de transmissão efetue, de maneira segura, eficiente e harmônica, a transmissão de movimento proveniente das pás rotativas e rotor até o gerador elétrico.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos vêm com o intuito de dar embasamento e garantir que objetivo principal seja alcançado. Neste trabalho, os objetivos específicos são elencados a seguir:

- Efetuar a revisão bibliográfica acerca de todos os conceitos imprescindíveis na elaboração do projeto;
- Definir as dimensões ótimas para o equipamento;
- Estimar as solicitações mecânicas presentes nesse sistema;
- Dimensionar os componentes envolvidos no sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus;
- Determinação dos processos de fabricação e montagem;
- Construção e avaliação do modelo em escala reduzida.

1.2 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

Para tornar clara suas etapas, este trabalho está distribuído em 5 capítulos, definidos por: introdução; revisão bibliográfica; metodologia; resultados e discussões; conclusões.

No CAPÍTULO 1 é apresentado o assunto do trabalho e sua contextualização dentro do tema. Soma-se também a esse capítulo a apresentação do objetivo geral e dos objetivos específicos.

Em seguida, no CAPÍTULO 2 é mostrada a revisão bibliográfica bem como alguns conceitos básicos que serão utilizados ao longo do trabalho. De todos os conceitos abordados, destaca-se o potencial eólico e sua respectiva disponibilidade, turbinas eólicas, o efeito Magnus, componentes e sistemas de transmissão de potência e, por fim, conceitos dimensionais de alguns elementos de máquinas.

O CAPÍTULO 3 apresenta a metodologia de projeto adotada na realização desse trabalho.

Posteriormente, o CAPÍTULO 4 aborda o projeto de desenvolvimento do sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus. As fases do projeto preliminar e detalhado da metodologia de projeto apresentadas no capítulo anterior são, nessa fase, aplicadas em detalhe, gerando resultados e discussões.

O CAPÍTULO 5 mostra as conclusões alcançadas ao fim da realização desse trabalho. Além disso, são apresentados os pontos e as sugestões que podem ser aprimorados para eventuais trabalhos desenvolvidos no futuro. Ao final dos capítulos, têm-se as referências bibliográficas utilizadas e os apêndices e anexos para auxiliarem no melhor entendimento do trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o objetivo de contextualizar o tema a ser abordado no trabalho, faz-se necessário, nesse capítulo, apresentar uma revisão sobre os conceitos básicos que são fundamentais para a realização e entendimento do projeto em andamento. Dessa forma, serão dispostos conceitos ligados à energia eólica e sua disponibilidade no território brasileiro, aos aerogeradores e seus variados tipos construtivos, bem como definições sobre o efeito Magnus e as turbinas eólicas que têm sua operação baseada nesse princípio. Também serão elencadas informações sobre os principais componentes de transmissão de movimento existentes em aerogeradores, assim como as características dimensionais desses elementos de máquinas.

2.1 POTENCIAL EÓLICO

Entende-se por potencial eólico como a abrangência que uma determinada região geográfica apresenta em possuir condições favoráveis de vento e a capacidade de explorar e utilizar a energia contida nas massas de ar em movimento desses locais (AMARANTE *et al.*, 2001).

2.1.1 Energia Eólica

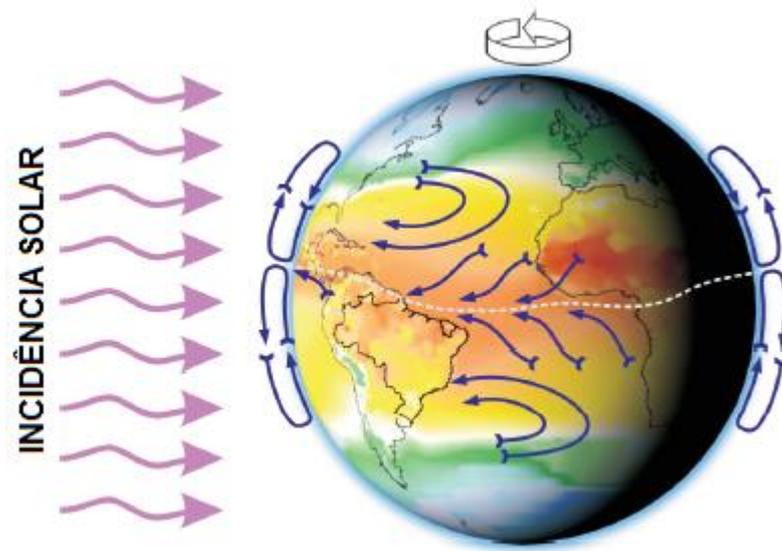
Segundo Dutra (2008), a energia eólica, denominada também de energia cinética do ar ou popularmente como vento, tem seu mecanismo de formação através dos raios solares que aquecem a superfície terrestre de forma desigual. Essa não uniformidade na distribuição do aquecimento do planeta deve ser levado em conta, principalmente, à orientação dos raios solares e aos movimentos do planeta Terra. Por se tratar de um mecanismo solar-planetário permanente, o vento é considerado uma fonte de energia renovável (AMARANTE *et al.*, 2001).

Em virtude desse mecanismo, as regiões tropicais da Terra, que são atingidas pelos raios solares quase que perpendicularmente, são mais aquecidas do que as regiões polares. Como resultado, o ar quente encontrado nas latitudes mais baixas tende a subir para as altas latitudes, sendo substituído por uma massa de ar com temperaturas amenas que se desloca das regiões polares. É do deslocamento dessas massas de ar que determina a formação dos ventos (DUTRA, 2008).

Em decorrência ao movimento das massas de ar, há regiões na Terra nas quais os ventos são permanentes. Por jamais cessarem, podem ser denominados de ventos planetários ou

constantes e, ainda, seguem a seguinte subdivisão: ventos Alísios, que sopram dos trópicos para o Equador, em baixas altitudes geográficas; Contra-Alísios, que se deslocam, em altas altitudes, do Equador para os polos; Ventos de Oeste, que sopram dos trópicos para os polos; Polares, ventos com baixa temperatura que se deslocam dos polos para as zonas temperadas (DUTRA, 2008). A Figura 1 mostra os deslocamentos das massas de ar causados pelo mecanismo planetário citado anteriormente.

Figura 1 - Distribuição global dos ventos.



Fonte: (Adaptado de: AMARANTE *et al.*, 2001).

Como é sabido que o eixo da Terra é inclinado a 23 graus e 45 minutos em relação à vertical do plano de revolução ao redor do Sol, tem-se em mente que ocorra uma sazonalidade na intensidade da incidência solar no planeta. Esse tipo de distribuição heterogênea, que cria, conseqüentemente, uma variação sazonal na intensidade e direção dos ventos, dá-se o nome de circulação secundária dos ventos. Segundo Pinto (2013), o principal exemplo são as monções, ventos que sopram em direção ao continente em uma estação do ano e em direção ao oceano em outra estação.

Em um horizonte mais próximo, a circulação terciária, ou também circulação local, tem sua formação por ventos locais. Esse fenômeno é o que mais se aproxima da realidade da geração eólica, pois está relacionado com as condições locais geográficas, como a presença de montanhas ou de oceanos. Nesse caso, os exemplos de maior relevância são as brisas do vale e as brisas marítimas (PINTO, 2013).

2.1.2 Potencial Eólico Brasileiro

A busca por energias sustentáveis tem elevado fortemente a procura por geração de energia eólica no século XXI. No Brasil, desde os anos 70 são realizados estudos e pesquisas à obtenção de dados sobre o potencial eólico nacional para aproveitamento energético e, felizmente, os dados encontrados revelam um potencial energético natural com magnitude substancial existente no território brasileiro. Esses estudos também revelam a presença de maiores velocidades de vento na costa brasileira e em áreas do interior onde são favorecidas pelo relevo e sua baixa rugosidade (RAMOS; SEIDLER, 2011).

Desenvolvido por Amarante *et al.* (2001), o Atlas do Potencial Eólico Brasileiro tem o objetivo de fornecer informações para capacitar tomadas de decisão na identificação de regiões adequadas para aproveitamento eólico, através de informações sobre os regimes médios dos ventos e os fluxos de potência eólica para cada região.

Nesse contexto, o território nacional é segmentado em regiões geográficas, sendo determinadas por suas características geológicas que influenciam diretamente na velocidade e incidências dos ventos. Dessa forma, a primeira região citada é a Bacia Amazônica, com médias anuais de ventos inferiores a 3,5 m/s – a 50 metros de altura –, bastante reduzido pelo atrito de superfície em decorrência de extensas florestas densas. Outra região é a Zona Litorânea Norte-Nordeste, compreendida entre os estados do Amapá e Rio Grande do Norte, representada por uma faixa de velocidade de ventos anuais entre 5 m/s e 9 m/s. As maiores velocidades estão associadas, principalmente, as brisas marinhas e a menor concentração de vegetação (AMARANTE *et al.*, 2001).

Incluso nesse grupo está a Zona Litorânea Nordeste-Sudeste, que se estende na faixa litorânea entre o Rio Grande do Norte e o estado do Rio de Janeiro. As velocidades médias nessa região estão na casa dos 9 m/s na porção mais ao norte, no intervalo de 3,5 m/s a 6 m/s no restante da faixa até o Espírito Santo, e no Rio de Janeiro as velocidades são próximas a 7,5 m/s. Já as Elevações Nordeste-Sudeste, localizadas nas áreas de serras e chapadas, têm ventos no intervalo de 6,5 m/s a 8 m/s, o que se deve as altitudes mais elevadas nessa região (AMARANTE *et al.*, 2001).

A penúltima região descrita por Amarante *et al.* (2001) é o Planalto Central, com uma faixa anual de ventos entre 3 m/s a 7 m/s, do limite da Bacia Amazônica a regiões fronteiriças com o Paraguai, respectivamente. As maiores velocidades, presentes no estado do Mato Grosso do Sul, são resultantes do efeito de compressão vertical do escoamento ao transpor as elevações.

O Planalto do Sul, por fim, é a região localizada mais ao sul do Brasil, com alterações nas velocidades do vento ao longo de sua extensão. Em sua grande maioria, os ventos permanecem em um intervalo anual entre 5,5 m/s e 6,5 m/s. Entretanto, em regiões montanhosas e ao longo do litoral sul, as médias anuais de velocidade sobem para a faixa de 7 m/s a 8 m/s (AMARANTE *et al.*,2001).

Para a melhor compreensão e visualização das regiões geográficas e incidências dos ventos no Brasil, a Figura 2 mostra como estão distribuídas as velocidades médias anuais para cada região.

Figura 2 - Velocidade média anual do vento no território brasileiro.



Fonte: (Adaptado de: NEIVA *et al.*, 2017).

No Brasil, a produção de energia elétrica, através dos aerogeradores, vem em um ritmo considerável de crescimento nos últimos dez anos – com uma forte evolução da capacidade

instalada a partir do ano de 2014. Segundo dados do último boletim da ABEEólica, o país já possui 580 parques eólicos instalados e um número superior a 7000 turbinas eólicas em operação (ABEEOLICA, 2017). Como resultado desse estudo, tem-se o gráfico de Figura 3, que apresenta a evolução da capacidade instalada – em Megawatt - e o crescimento da fonte eólica no país.

Figura 3 - Evolução da capacidade instalada.



Fonte: (Adaptado de: ABEEOLICA, 2017).

Apesar dos dados apresentados pela ABEEólica serem de caráter satisfatórios e o território nacional disponibilizar de um potencial eólico que pode ser explorado significativamente, há um grande compromisso com o desenvolvimento de sistemas eólicos que consigam absorver ventos com velocidades médias baixas, presentes na maior parte do território brasileiro, e converter a energia cinética do ar em energia elétrica de forma eficaz (JINBO, 2016).

A grande oportunidade, conforme Jinbo (2016), para se explorar ventos com essas características está no emprego de micro aerogeradores, como as turbinas eólicas do tipo Magnus, um sistema pouco explorado em nosso país e que corrobora com a geração de energia elétrica.

2.2 TURBINAS EÓLICAS

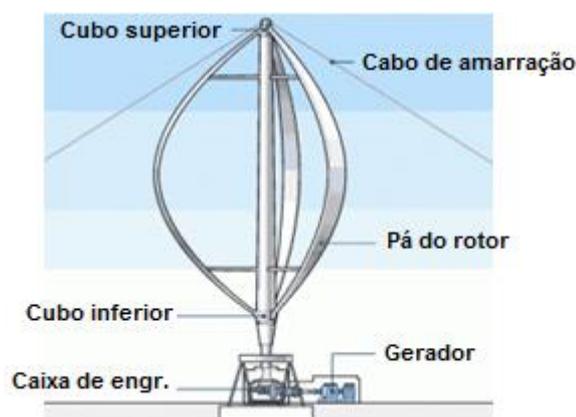
Turbinas eólicas são equipamentos que se utilizam da energia cinética dos ventos para gerar energia elétrica. Também denominados de aerogeradores, esses equipamentos apresentam diversos modelos devido às necessidades de seus usuários – geração de energia, como ao impacto que causam ao meio ambiente (PINTO, 2013).

Para Nelson (2009), a maneira mais abrangente de classificar os aerogeradores é através da posição do eixo do rotor em relação ao solo, dando origem a dois grupos, que são: turbinas eólicas de eixo horizontal (*horizontal axis wind turbine – HAWT*), que abrange a maior parte dos aerogeradores, e as turbinas eólicas de eixo vertical (*vertical axis wind turbine – VAWT*).

Caracterizadas por apresentarem o rotor posicionado perpendicularmente em relação ao solo, as turbinas eólicas de eixo vertical são empregadas principalmente em situações onde há a predominância de ventos em regime turbulento, característicos em regiões urbanas. Desenvolvidas em diversas concepções, as principais vantagens desse grupo de aerogeradores estão na redução da robustez da estrutura de sustentação, uma vez que os componentes mais pesados do equipamento são instalados no solo, e na inexistência de um sistema de controle de ajuste e posição do rotor na direção do vento, reduzindo custos de produção, montagem e manutenção (DUTRA, 2008).

Apesar das características positivas, destaca-se como ponto negativo a eficiência das turbinas eólicas de eixo vertical, consideravelmente inferior se comparada aos dos modelos de eixo horizontal, para uma mesma velocidade de vento incidente, como ressalta Pinto (2013). A Figura 4 mostra uma VAWT, nesse caso representada pela turbina com rotor de Darrieus.

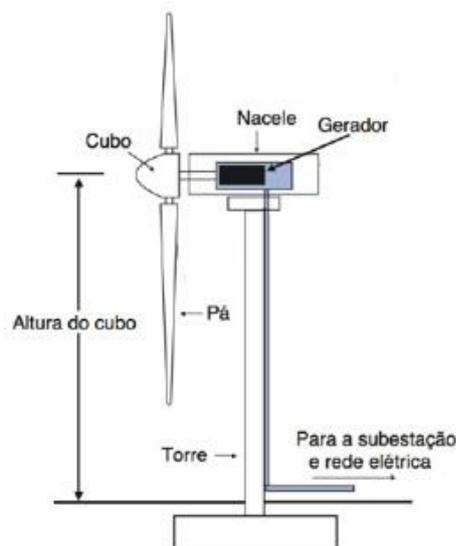
Figura 4 - Representação de uma turbina eólica de eixo vertical com rotor de Darrieus.



Fonte: (Adaptado de: PODER DOS VENTOS, 2010).

De maior expressão, os rotores de eixo horizontal são amplamente empregados na produção de eletricidade devido a algumas vantagens como a possibilidade de operar em regiões de maior altitude, onde se concentram ventos com maiores velocidades e em regimes menos turbulentos (PINTO, 2013). Tem-se na Figura 5 uma representação esquemática de como uma HAWT é composta essencialmente.

Figura 5 - Composição de um aerogerador de eixo horizontal.



Fonte: (Adaptado de: PINTO, 2013).

De acordo com Dutra (2008), outro fator determinante está na capacidade de controlar a velocidade do rotor e, conseqüentemente, a saída de potência da turbina, por intermédio de mecanismos que permitem variar a posição angular das pás de acordo com a direção do vento.

Conforme abordado anteriormente, há um tipo específico de HAWT pouco reconhecido em razão do baixo nível de pesquisas acerca de sua construção e funcionamento, sendo denominado por turbina eólica do tipo Magnus. Tal modelo será abordado com maiores detalhes na seção a seguir.

2.2.1 Turbinas Eólicas do tipo Magnus

As turbinas eólicas do tipo Magnus tornaram-se uma das tecnologias emergentes que podem aproveitar a energia cinética dos ventos e convertê-la em energia elétrica. Semelhantes aos tradicionais aerogeradores de eixo horizontal, esse tipo específico de turbina eólica não é

muito reconhecido atualmente e tem seu uso comercial pouco generalizado (MARA *et al.*, 2014).

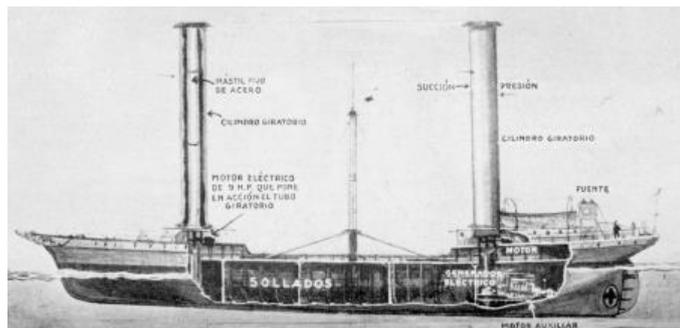
Segundo Lopez *et al.* (2015), a diferença que separa o grupo das turbinas de eixo horizontal para as turbinas Magnus se deve ao fato que as primeiras possuem no seu rotor pás do tipo aerofólio, e as últimas são compostas por cilindros rotativos em torno do seu rotor. Nesse contexto, à medida que as turbinas eólicas usuais têm sua operação baseada na teoria dos aerofólios, as turbinas do tipo Magnus funcionam mediante os princípios do efeito Magnus.

Descoberto e descrito em 1852 pelo cientista alemão Heinrich Gustav Magnus, o fenômeno físico denominado por efeito Magnus tem o princípio de que um corpo esférico ou cilíndrico, imerso no escoamento de determinado fluido, fica sujeito à ação de uma força de sustentação de direção perpendicular ao escoamento, desde que o corpo imerso no fluido esteja rotacionando em torno de seu próprio eixo (JINBO, 2016).

O conceito do efeito Magnus foi aplicado em 1920, quando o engenheiro alemão Anton Flettner patenteou o que ficou reconhecido como o rotor de Flettner. O sistema, que consistia em um grande cilindro vertical, rotacionava na presença de vento e, por consequência, desenvolvia uma força de sustentação no corpo do cilindro, que o impulsionava horizontalmente (MATOS, 2009).

De acordo com Matos (2009), nos anos seguintes, Flettner fez uso dos rotores para propulsão em navios e desenvolveu, em 1924, o protótipo reconhecido como *Buckau*. Nessa embarcação, o mastro foi substituído por duas torres cilíndricas ocas, em posição vertical, construídas em material metálico. Após a finalização, Flettner partiu, em 1926, de Hamburgo para Nova Iorque, atravessando com sucesso o oceano Atlântico em seu navio que foi renomeado por ele, posteriormente, de *Baden-Baden*, ou navio de Flettner, como é conhecido mundialmente. A Figura 6 mostra um esquema ilustrativo do navio de Flettner.

Figura 6 - O navio de Flettner representado esquematicamente.



Fonte: (MATOS, 2009)

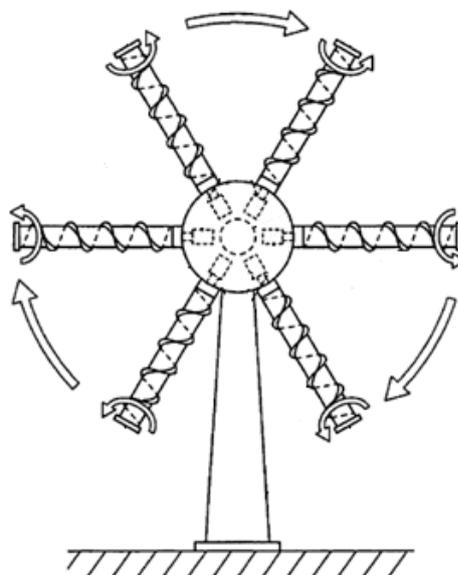
Em 1982, Thomas Hanson obteve a patente de uma turbina baseada no efeito Magnus. Nesse contexto, Hanson propôs e desenhou o modelo da turbina, elencando as vantagens da turbina do tipo Magnus para a produção de energia elétrica, como também a descrição do seu uso (MATOS, 2009).

A turbina de Hanson, conforme abordado por Jinbo (2016), tinha uma configuração muito atípica pois os três cilindros circulares do seu rotor apresentavam forma de barris, em virtude do grande diâmetro das pás. Devido a este fato, o aerogerador ficou conhecido como *Barrel-Blade*.

Na última década, a empresa japonesa Mecaro foi considerada a maior fabricante de turbinas Magnus no mundo, tornando possível aplicar o efeito Magnus em uma turbina eólica comercial. O diferencial da empresa Mecaro está presente nos cilindros da turbina, que possui uma característica importante, descoberta através de pesquisas e testes em protótipos. Assim, ao longo da superfície dos cilindros há um ressalto em espiral, uma vez que com a introdução desse componente foi possível elevar a potência mecânica gerada pela turbina a valores substancialmente positivos, considerando que neste saldo já estão inclusos os gastos energéticos com os motores de acionamento dos cilindros (MURAKAMI; ITO, 2007).

Na Figura 7 é possível observar o modelo desenvolvido pela empresa japonesa Mecaro, bem como os helicoides em torno dos cilindros.

Figura 7 - Turbina eólica Magnus produzida pela Mecaro, 2007, Japão.



Fonte: (Adaptado de: MURAKAMI; ITO, 2007).

As turbinas eólicas do tipo Magnus têm uma semelhança muito próxima aos convencionais aerogeradores de eixo horizontal, implicando que ambos os modelos compartilham muitas de suas vantagens e desvantagens. Nesse contexto, os dois tipos de turbinas eólicas contam com mecanismos que tornam a deixar as pás de forma que o vento incida preponderantemente perpendicular à sua direção, resultando na elevação da eficiência de operação (JINBO, 2016).

Outra característica intrínseca aos modelos, abordada por Bychkov, Dovgal e Kozlov (2007), está na possibilidade de controlar a velocidade de rotação do rotor e, conseqüentemente, a saída de potência da turbina. Como uma forma muito importante de resguardar a integridade do equipamento, na turbina Magnus esse controle é feito por meio de variações na rotação das pás girantes, tendo em mente que a relação entre a velocidade de incidência do vento e a velocidade tangencial dos cilindros pode maximizar ou minimizar a força de sustentação que é transmitida das pás ao rotor, fazendo-o girar. Além disso, Jinbo (2016) destaca também que o controle da rotação das pás do aerogerador Magnus é visto como um método de proteção contra excessivas velocidades do rotor quando há a incidência de altas velocidades de vento.

A turbina eólica do tipo Magnus pode ser explorada em uma ampla gama de velocidades de vento, isto é, de 2 a 40 m/s, comparado às turbinas convencionais de eixo horizontal, que são aceitáveis para uma faixa de incidência de vento de 7 a 25 m/s. Outro resultado importante é que além do aerogerador Magnus manter-se em pleno funcionamento com uma velocidade incidente de apenas 2 m/s, o sistema eólico demonstrou um coeficiente de potência capaz de gerar potência útil a partir de baixas velocidades de vento, como os presentes em menores altitudes (BYCHKOV; DOVGAL; KOZLOV, 2007).

Apesar das vantagens citadas serem bastante satisfatórias ao uso dos aerogeradores que se baseiam no efeito Magnus, há, também, a necessidade de ressaltar alguns pontos negativos. Assim, os principais pontos são o consumo da energia elétrica produzida – em parte – para o acionamento dos motores de seus cilindros rotativos, a complexidade no desenvolvimento e construção da torre que suportará o peso da turbina e a instalação de todos os componentes no ponto mais alto da torre.

2.2.2 Componentes de uma Turbina Eólica do tipo Magnus

Em virtude da semelhança entre as turbinas eólicas do tipo Magnus e as turbinas eólicas convencionais de eixo horizontal ser bastante visível – distintas apenas na configuração das pás utilizadas e no respectivo sistema de controle de cada pá –, a análise dos componentes que

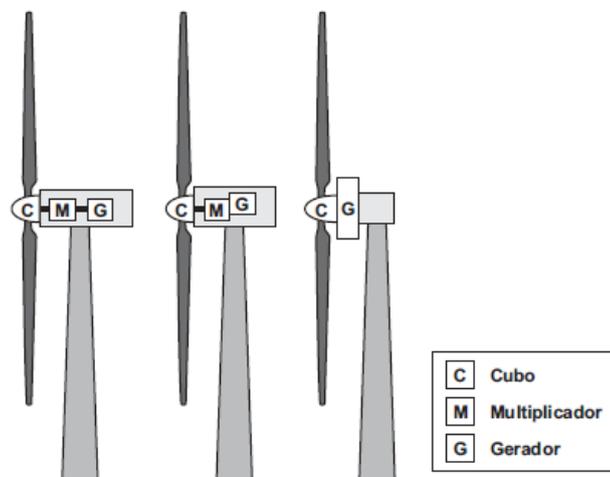
integram esses dois tipos de sistemas eólicos pode ser feita sem nenhuma diferenciação. Portanto, cada componente elencado nesse trabalho compreende tanto os aerogeradores do tipo Magnus quanto os aerogeradores de eixo horizontal.

Conforme descrito por Pinto (2013), dentre os componentes existentes em um aerogerador de eixo horizontal, destacam-se a caixa de engrenagens e o gerador, que podem ser alocados em determinados pontos no interior da turbina eólica. Nesse contexto, e de acordo com as necessidades do projeto, há seis maneiras diferentes de realizar a distribuição dos dois componentes, trazendo vantagens e desvantagens a cada combinação.

A concepção em que a caixa de engrenagens e o gerador permanecem dentro da nacela é a mais vantajosa, tendo em vista que a transmissão mecânica se torna mais curta e os problemas de natureza dinâmica são resolvidos mais facilmente, tornando essa a configuração padrão utilizada em aerogeradores (PINTO, 2013). Ainda é possível, nessa concepção, rearranjar a caixa multiplicadora e o gerador em outras três maneiras distintas dentro da nacela. Assim, na primeira configuração a caixa multiplicadora permanece alinhada com o gerador, na segunda os componentes ficam em níveis de alturas diferentes e na última maneira possível retira-se a caixa multiplicadora, permanecendo somente o gerador, que fica acoplado diretamente ao rotor (DUTRA, 2008).

Para o melhor entendimento, a Figura 8 apresenta os três tipos de alinhamentos entre a caixa de engrenagens e o gerador, na concepção em que ambos permanecem dentro da nacela.

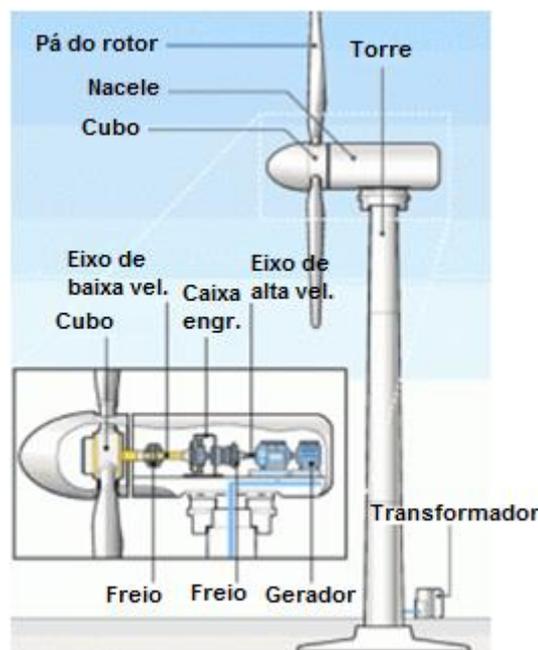
Figura 8 - Possibilidades de posicionamento da caixa multiplicadora e do gerador no interior da nacela de uma turbina eólica.



Fonte: (Adaptado de: DUTRA, 2008).

De acordo com Dutra (2008), os aerogeradores de eixo horizontal, de uma forma ampla, são equipados com os seguintes componentes: nacele, pás, cubo, transmissão e caixa multiplicadora, gerador, torre e os mecanismos de controle de operação. A localização dos componentes na estrutura da turbina, no âmbito de um modelo convencional de eixo horizontal ou mesmo de um modelo do tipo Magnus, e que apresente a configuração padrão abordada por Pinto (2013), pode ser vista na Figura 9.

Figura 9 - Principais componentes de um aerogerador de eixo horizontal.



Fonte: (Adaptado de: PODER DOS VENTOS, 2010).

2.2.2.1 Nacelle

Para Dutra (2008), a nacelle é o componente instalado sobre a torre que se caracteriza por fornecer suporte e proteção aos equipamentos que se situam em seu interior, como o gerador elétrico, a caixa de engrenagens, todos os sistemas de controle e medição e os motores para rotação e alinhamento do sistema em relação ao vento.

A maneira como o vento incide na área de varredura da turbina é um fator muito importante na concepção da nacelle. Para ventos que incidem na parte dianteira do aerogerador, ou seja, quando a nacelle está colocada atrás do rotor – turbinas *upwind* – o formato da nacelle é considerado irrelevante. Em contrapartida, nas turbinas *downwind*, a nacelle encontra-se na frente da área de varredura, o que influencia fortemente no escoamento do vento incidente.

Dessa forma, procura-se que o formato da nacele ocasione o mínimo possível de turbulência ao vento que incidirá nas pás do aerogerador (CUSTÓDIO, 2009).

A Figura 10 apresenta duas concepções diferentes de naceles, sendo a Figura 10 (a) representada por um aerogerador convencional e a Figura 10 (b) uma turbina eólica que faz uso de um gerador multipolos.

Figura 10 - Projeto de uma turbina eólica convencional (a) e uma turbina eólica que contém um gerador multipolos (b).



Fonte: (FADIGAS, 2011).

2.2.2.2 Pás

As pás de um aerogerador são responsáveis pela interação com os ventos, transformando parte da energia cinética presente nessas massas de ar em trabalho mecânico de eixo. Um dos principais componentes de uma turbina eólica, as pás são fabricadas de diversos materiais como aço, alumínio e madeira, sendo a fibra de vidro e o epóxi os mais utilizados atualmente (DUTRA, 2008).

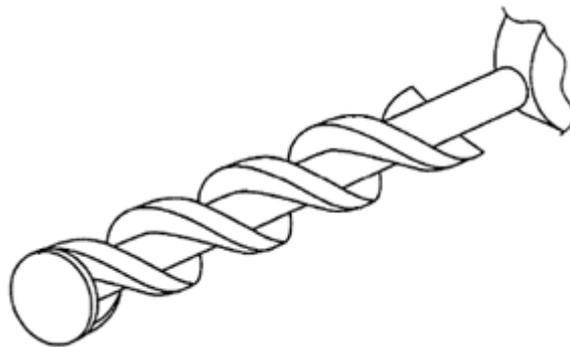
Um critério muito relevante que deve ser levado em conta no dimensionamento de uma pá eólica é o seu comprimento efetivo. Para Fadigas (2011), a área de varredura de uma pá está fortemente relacionada com o seu comprimento, uma vez que a área compreendida durante o giro da pá afeta diretamente na potência extraída e na velocidade de operação da turbina.

Nas turbinas eólicas convencionais, as pás sofrem variações geométricas ao longo de seu comprimento, sendo que essas mudanças também se diferem de um modelo para outro. O desenvolvimento do perfil aerodinâmico, como é denominado, trata-se de um processo de elevada complexidade, pois envolve muitas variáveis. De forma contrária, as turbinas Magnus apresentam suas pás em formato de um simples perfil cilíndrico, exigindo uma construção menos complexa e com pequenas variações de acordo com a concepção proposta (LOPEZ *et al.*, 2015).

No contexto das pás girantes, a maior abrangência de pesquisas sobre as turbinas eólicas Magnus recai sobre suas pás, em virtude desses elementos serem o principal ponto de separação do grupo dos aerogeradores convencionais. Dessa forma, Murakami e Ito (2007), através do estudo computacional de diversos perfis de pás girantes, demonstrou que a maior eficiência era percebida em um perfil cuja pá possuía um ressalto em forma de helicóide ao longo de toda sua superfície, o que maximizava o efeito Magnus e o torque gerado pela turbina.

O perfil aerodinâmico, base do estudo de Murakami e Ito (2007), é atualmente produzido pela empresa japonesa Mecaro e pode ser visualizado na Figura 11.

Figura 11 - Perfil da pá girante produzida pela Mecaro utilizada na turbina eólica Magnus.



Fonte: (Adaptado de: MURAKAMI; ITO, 2007).

2.2.2.3 *Cubo*

As pás são fixadas através de flanges em uma estrutura metálica a frente do aerogerador denominada cubo. Essa estrutura, juntamente com as pás, constitui o rotor da turbina eólica (DUTRA, 2008).

O cubo, em sistemas eólicos convencionais, acomoda os mecanismos e motores para o ajuste do ângulo de ataque de todas as pás. Em contrapartida, nas turbinas Magnus, há a mudança desses mecanismos por sistemas que transmitem movimento para rotacionar as pás girantes da turbina (FADIGAS, 2011).

Por se tratar de uma peça altamente solicitada, o cubo deve ser fabricado com materiais que apresentem boa resistência mecânica, garantido que a turbina não tenha sua vida útil reduzida em virtude de falhas mecânicas, como fadiga, que possam ocorrer nesse componente, ressalta Dutra (2008).

Na Figura 12 é possível evidenciar as proporções do cubo de um aerogerador em relação a uma pessoa.

Figura 12 - Cubo utilizado em um gerador de três pás.



Fonte: (DUTRA, 2008).

2.2.2.4 Transmissão e Caixa Multiplicadora

Localizada dentro da nacele, a caixa de engrenagens, segundo Dutra (2008), tem por objetivo transmitir a energia mecânica entregue pelo rotor até o gerador, sendo esta transmissão feita por seus componentes internos, como engrenagens, mancais e eixos. Além disso, todos os componentes devem garantir uma perfeita sintonia entre as baixas velocidades do eixo do rotor e as altas velocidades do gerador elétrico (PINTO, 2013).

Em projetos de aerogeradores tradicionais, a caixa de engrenagens, ou caixa multiplicadora, aparece dentro do layout da nacele localizada entre o rotor e o gerador. Apesar da maioria dos fabricantes basearem-se nesta forma tradicional, outros não fazem uso da caixa multiplicadora, utilizando-se de tecnologias mais sofisticadas (DUTRA, 2008).

As turbinas eólicas, que dispõem da caixa de engrenagens, apresentam alguns pontos negativos como a geração de ruídos causados pela caixa multiplicadora e a necessidade de uma nacele com maiores dimensões, visto que há a presença de mais um componente em seu interior (PINTO, 2013).

Devido as desvantagens relatadas por Pinto (2013), tem-se procurado novas maneiras de desenvolver aerogeradores onde a união do rotor e gerador seja feita de forma direta, ou seja,

sem o intermédio da caixa multiplicadora. Dessa forma, a utilização de geradores multipolos de baixa rotação é vista como uma forma alternativa, apesar de que esses geradores são mais custosos, tornando necessária a análise de viabilidade referente ao seu uso (DUTRA, 2008).

2.2.2.5 Gerador

O gerador elétrico é o equipamento responsável por produzir energia elétrica se utilizando da energia mecânica contida no seu eixo de entrada. Dentre os diversos modelos de geradores utilizados em sistemas eólicos, há uma categoria principal que os divide em duas configurações, sendo os geradores de indução ou assíncronos e os geradores síncronos (POLINDER, 2007).

A integração de geradores em sistemas eólicos constitui-se de um grande desafio, envolvendo principalmente as variações na velocidade do vento, que influencia diretamente na rotação das pás da turbina, que por sua vez está fortemente ligado à frequência e à tensão entregues pelo gerador. Soma-se a isso a dificuldade de instalação, operação e manutenção desses componentes, pois, na maioria das vezes, os sistemas eólicos estão isolados geograficamente (DUTRA, 2008).

Para superar as dificuldades existentes é importante a utilização de uma eletrônica de potência a fim de garantir alguns parâmetros de saída, como a frequência da rede e, assim, elevar a confiabilidade dos sistemas eólicos (PINTO, 2013).

2.2.2.6 Torre

As torres são as estruturas responsáveis pela sustentação e posicionamento do conjunto formado pelo rotor e a nacela, mantendo-o a uma altura conveniente ao seu devido funcionamento. Componente fundamental em uma turbina eólica, é a torre quem suporta todo o peso dos equipamentos suspensos (CUSTÓDIO, 2009).

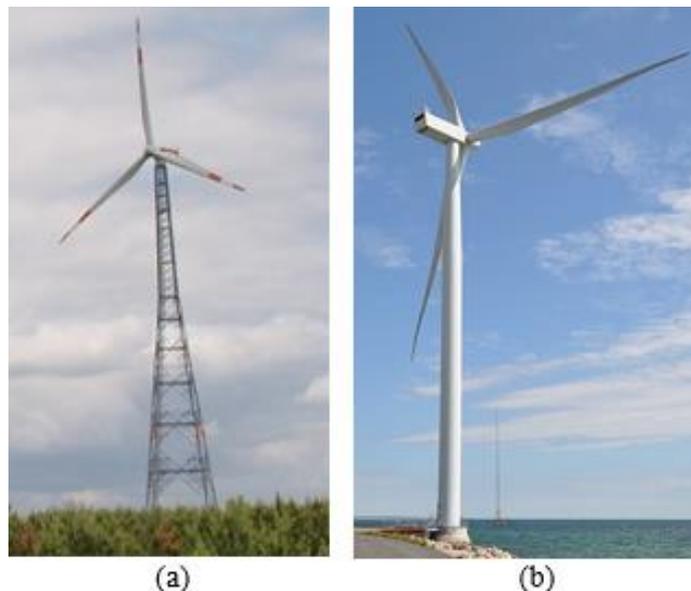
Ao contrário dos aerogeradores convencionais com pás do tipo aerofólio, onde as torres devem alcançar maiores altitudes visando à busca por ventos mais velozes, como expresso por Fadigas (2011), as turbinas eólicas do tipo Magnus não necessitam que suas torres apresentem alturas tão consideráveis, visto que essas turbinas também são eficientes operando com ventos em baixas velocidades, como os encontrados próximos ao solo.

Inicialmente, quando se deram os primeiros passos ao uso comercial das turbinas eólicas para produção de energia elétrica, esses equipamentos eram construídos em torres de metal

treliçado. Todavia, com o aumento das dimensões dos aerogeradores, as torres foram solicitadas a suportarem pesos cada vez maiores, principalmente do gerador e das pás eólicas. Dessa maneira, para elevar a resistência mecânica no suporte de todos os componentes instalados, têm-se utilizado torres com formato tubular, produzidas em materiais metálicos ou em concreto (DUTRA, 2008).

A estrutura tubular, além de ser montada em um intervalo de tempo menor, é menos suscetível aos impactos do vento e das diversas condições de operação em que o aerogerador é utilizado (FADIGAS, 2011). A Figura 13 apresenta dois exemplos de torres, sendo o primeiro uma estrutura treliçada (a) e o segundo exemplo uma estrutura tubular (b).

Figura 13 - Duas concepções diferentes de torres: (a) treliçada e (b) tubular.



Fonte: (Adaptado de: (a) BRAMETAL, 2019 e (b) WIKIMEDIA COMMONS, 2012).

2.2.2.7 Mecanismos de Controle

Os mecanismos de controle têm por objetivo garantir que os componentes de uma turbina eólica funcionem da forma mais adequada possível, ou seja, que a conversão da energia eólica em energia elétrica seja realizada com segurança, confiabilidade e eficiência (FADIGAS, 2011).

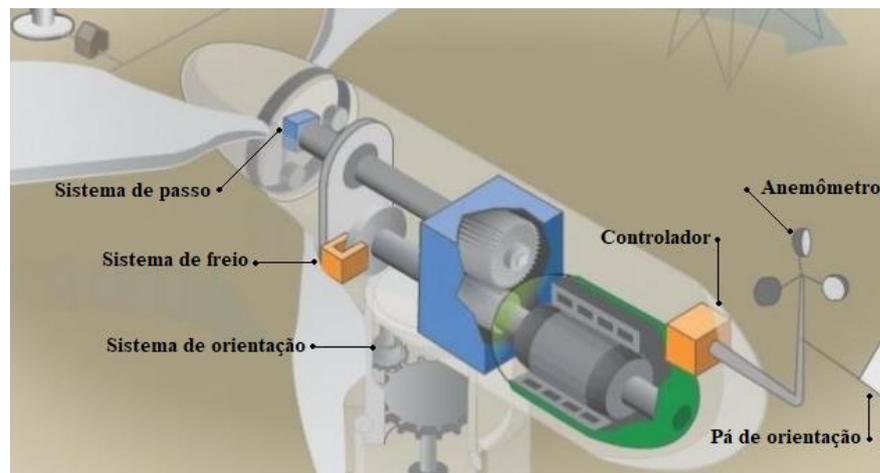
Segundo Dutra (2008), existe uma enorme variedade de mecanismos que executam diversos controles dentro do sistema eólico, como por exemplo o controle da velocidade do rotor, o ângulo de ataque das pás, o freio do eixo principal e, também, o posicionamento do

rotor em relação ao vento incidente. Dessa forma, é importante salientar que são sensores, controladores, amplificadores e atuadores os responsáveis por assegurar o pleno funcionamento de um aerogerador.

De todos os elementos responsáveis pelo correto funcionamento de um aerogerador, seja do tipo Magnus ou mesmo um aerogerador com pás do tipo aerofólio, os sensores são considerados fundamentais, pois é desse elemento que são extraídas diversas variáveis que são entregues, em seguida, ao sistema de controle, onde são avaliadas essas informações. O controle principal, então, gera comandos aos atuadores com base nas informações extraídas pelos sensores (FADIGAS, 2011).

Através da Figura 14 é possível observar, dentre os diversos sensores existentes em uma turbina eólica, o sensor de velocidade do vento e da velocidade do rotor, sensor de freio, sensor da direção do vento e da orientação do rotor e o sensor do sistema de passo das pás.

Figura 14 - Principais mecanismos de controle em uma turbina eólica.



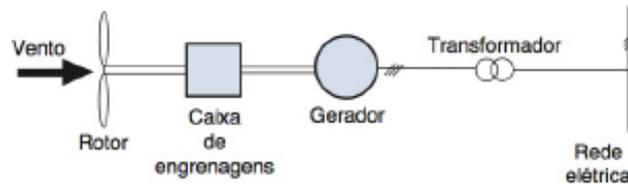
Fonte: (Adaptado de: PORTAL ENERGIA, 2016).

2.2.3 Funcionamento das Turbinas Eólicas e o Efeito Magnus

De forma unânime, as turbinas eólicas produzem eletricidade usando a potência contida no vento para movimentar um gerador elétrico. O processo de produção, que pode ser visualizado na Figura 15, tem início com o vento escoando entre as pás da turbina eólica, sendo parte da energia cinética dos ventos absorvida e convertida em energia mecânica do rotor. O movimento de giro do rotor faz um eixo girar, o qual aciona a caixa de engrenagens, que multiplica e ajusta a velocidade de rotação, garantindo que a potência mecânica transferida ao

gerador esteja em um valor apropriado. Ao final, o gerador converte a energia de rotação em energia elétrica e, posteriormente, à rede elétrica mais próxima (LARA *et al.*, 2009).

Figura 15 - Processo de conversão da energia cinética do vento em energia elétrica.

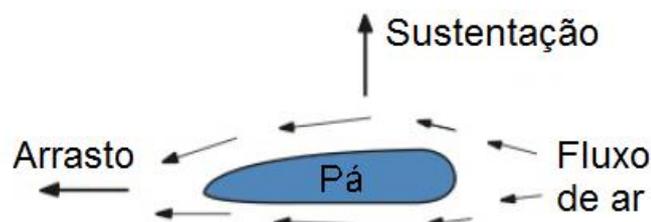


Fonte: (PINTO, 2013).

Com as etapas descritas acerca da conversão da energia cinética dos ventos em energia elétrica através de uma turbina eólica, é imprescindível, na sequência, que se compreenda como ocorre a interação dos ventos com as pás do aerogerador. Entretanto, em virtude da configuração de pá utilizada, a interação entre vento e pás pode ocorrer de maneira distinta.

As turbinas eólicas convencionais, cujas pás possuem um perfil do tipo aerofólio, têm seu princípio de funcionamento baseado na força de sustentação (*Lift*), resultante da passagem do ar através de perfis aerodinâmicos. Como se pode observar na Figura 16, as moléculas de ar que divergem para a região superior do perfil – extradorsal – necessitam percorrer uma distância maior, desde a borda de ataque até a borda de fuga do aerofólio, se comparado às moléculas presentes na região intradorsal, o que resulta em um escoamento mais veloz na parte superior da pá. De acordo com o princípio de Bernoulli para o escoamento dos fluidos, “se a velocidade de uma partícula de um fluido aumentar enquanto escoar ao longo de uma linha de corrente, a pressão do fluido deve diminuir e vice-versa”. Desse modo, surge uma diferença de pressão entre as regiões extradorsal e intradorsal do perfil, resultando em uma força de sentido do maior para o menor gradiente de pressão, denominada força de sustentação (OLIVEIRA, 2008).

Figura 16 - Forças de sustentação e arrasto presentes em um aerofólio.



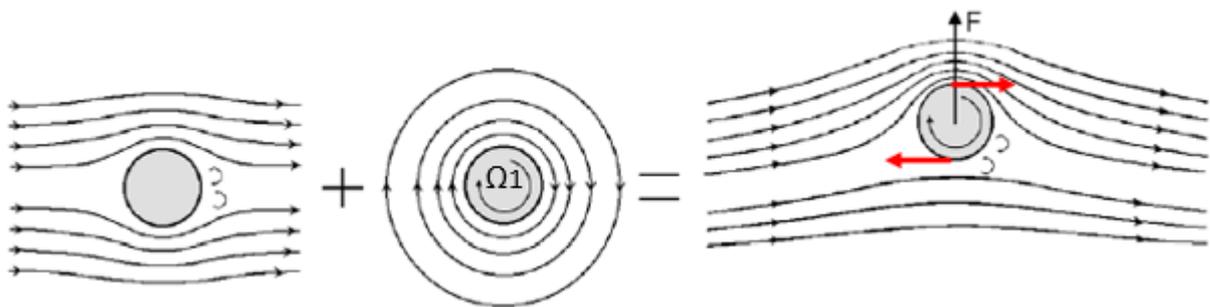
Fonte: (Adaptado de: PINTO, 2013).

Não diferente, as turbinas do tipo Magnus também apresentam seu funcionamento baseado no princípio de Bernoulli, que movimenta as pás devido à força de sustentação. A distinção dos aerogeradores Magnus para os demais sistemas eólicos ocorre pelo fato que seu projeto se fundamenta no efeito Magnus (RIBEIRO, 2014).

O efeito Magnus pode ser melhor entendido através da Figura 17, onde é representado, de forma esquemática, um objeto de seção circular imerso em um escoamento. Conforme Oliveira (2008), se o corpo circular não desenvolver nenhum movimento de rotação em torno do seu próprio eixo, a componente de translação imposta pelo fluido que escoar ao redor do objeto não irá lhe conferir nenhuma força de sustentação. Todavia, se adicionada uma componente rotativa Ω_1 ao corpo circular, a velocidade do fluido próxima ao corpo eleva-se a um valor pouco maior que Ω_1 , criando uma adesão do fluido à superfície de um lado do objeto. No lado oposto, a velocidade do fluido torna-se um pouco menor que a velocidade angular Ω_1 , criando uma zona de separação entre superfície e fluido.

Em virtude dessas variações de velocidades em lados opostos do objeto, mas também em conformidade com o princípio de Bernoulli, o gradiente de pressão gerado resultará em uma força de sustentação sobre o corpo, movimentando-o na direção perpendicular ao fluido escoante (OLIVEIRA, 2008). Tomando o objeto de seção circular da Figura 17 como sendo a pá girante da turbina eólica do tipo Magnus, a força de sustentação aplicada sobre as pás será transmitida, sob a forma de torque, ao rotor do aerogerador, em seguida ao eixo principal, e assim seguindo o percurso descrito anteriormente.

Figura 17 - Efeito Magnus.



Fonte: (Adaptado de: OLIVEIRA, 2008).

2.3 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO E FORÇA

No desenvolvimento dos mais variados projetos mecânicos muitas premissas de cálculos e análises são necessárias para que o resultado final esteja de acordo com todos os requisitos solicitados. Nesse contexto, os conhecimentos de seleção e dimensionamento de elementos de máquinas são de fundamental importância nesse processo produtivo, visto que selecionar e dimensionar esses componentes de forma correta impede que o equipamento apresente falhas mecânicas e indesejáveis paradas produtivas.

O projeto de um sistema que tem por objetivo transmitir movimento e força visa à atenção ao dimensionamento de todos os componentes individuais, entretanto, a análise integral desses elementos também é necessária, pois os mesmos não operam de forma independente. Nesta seção será realizada uma síntese acerca dos elementos de transmissão de força e movimento que compõem o projeto, destacando conceitos, características e modos de aplicabilidade desses componentes.

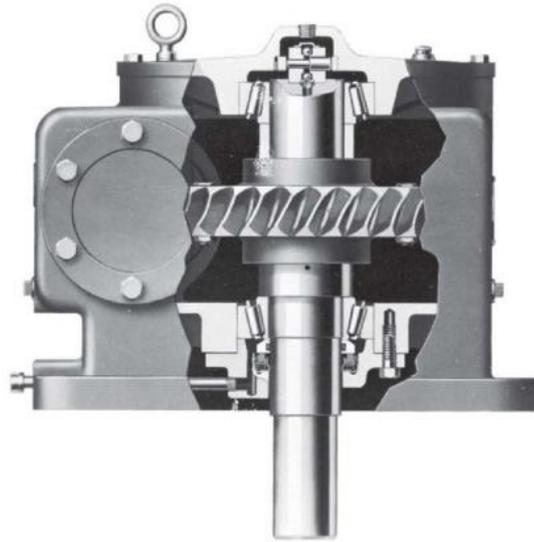
2.3.1 Eixos

De uma forma ampla, eixo é um elemento mecânico rotativo ou estacionário – fixo –, caracterizado por sua seção transversal usualmente circular, onde são acoplados outros elementos mecânicos de transmissão, tais como engrenagens, polias, volantes e similares. Definido por ser um elemento cilíndrico relativamente longo, os eixos são suportados por mancais, podendo ser maciços ou vazados, com escalonamentos ao longo de seu comprimento para suportarem maiores cargas nas partes mais solicitadas ou críticas (COLLINS, 2006).

Os eixos estão presentes em praticamente todas as máquinas que se observa a transmissão de movimento e/ou potência de um ponto inicial a um ponto final. Dessa forma, esses elementos estão sujeitos a esforços de torção, flexão, cargas axiais, radiais e até mesmo o combinado de parte ou todos esses tipos de carregamentos. A fim de zelar pelo funcionamento e segurança do sistema em que o eixo está inserido, este deve ser dimensionado para cargas estáticas – parado ou com pequenas rotações – ou dinâmicas – altas rotações (LOSEKANN, 2008).

Outra característica importante no projeto de dimensionamento de um eixo está na seleção dos materiais para sua fabricação. Para Budynas e Nisbett (2016), os materiais empregados para a produção de eixos devem ter boa resistência mecânica, bem como resistência ao desgaste e à fadiga. A Figura 18 apresenta um exemplo de eixo para transmissão de potência.

Figura 18 - Eixo principal de um redutor vertical de velocidade.



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

2.3.2 Engrenagens

Engrenagens são elementos mecânicos responsáveis pela transmissão de movimento ou potência entre dois ou mais eixos rotativos. Popularmente conhecidas por rodas dentadas, as engrenagens são capazes de transmitir movimento de forma suave e uniforme, livre de deslizamentos, com elevada condição de sincronismo e de modo eficiente, tanto em baixas quanto em altas velocidades (COLLINS, 2006).

Não diferente dos eixos, as engrenagens são confeccionadas em diversas configurações e dimensões, uma vez que a seleção de um tipo de engrenagem para uma determinada aplicação deve preencher alguns requisitos, como o arranjo geométrico entre os eixos, as velocidades de rotação, o limite do nível de ruído produzido e a relação de redução necessária (COLLINS, 2006). Dentro desse contexto, Budynas e Nisbett (2016) dividem as engrenagens em quatro tipos principais, sendo o primeiro tipo as engrenagens retas, o segundo as helicoidais, o terceiro tipo as cônicas e por último as engrenagens sem fim.

As engrenagens cilíndricas de dentes retos são as que possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e tem por intuito transmitir movimento de um eixo a outro, sendo o segundo eixo paralelo ao primeiro. Por sua vez, são consideradas o tipo mais simples de engrenagem (HALDERMAN, 2012). De acordo com Norton (2004), as engrenagens cilíndricas helicoidais são semelhantes às primeiras, diferenciando-se apenas quanto ao posicionamento dos dentes –

inclinados em relação ao eixo de rotação –, o que gera menos ruído devido ao engajamento mais gradual durante o engrenamento dos dentes. Já as engrenagens cônicas possuem dentes formados em superfícies cônicas e tem por objetivo transmitir movimento entre eixos concorrentes, apresentando um rendimento de 95% a 99% (ANTUNES; FREIRE, 1998). Por fim, o engrenamento coroa sem-fim é realizado entre eixos que não são nem paralelos nem concorrentes, aplicado onde se necessita redução de velocidades e multiplicação de forças (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Para a melhor compreensão desses elementos mecânicos, a Figura 19 mostra alguns modelos de engrenagens para transmissão de movimento, como as engrenagens cilíndricas de dentes retos, engrenagens helicoidais, engrenagens cônicas de dentes retos e cremalheiras.

Figura 19 - Alguns modelos de engrenagens.



Fonte: (Adaptado de: COLLINS, 2006).

2.3.3 Mancais

Mancais são elementos de máquinas utilizados para garantir o movimento relativo entre dois componentes sem que haja o deslocamento enquanto as cargas estão sendo aplicadas. O uso dos mancais é de suma importância pois qualquer sistema mecânico que possua partes móveis necessita de mancais para permitir a transmissão de movimento enquanto esses elementos mecânicos proveem as restrições necessárias e a capacidade de carregamento (COLLINS, 2006).

Sendo a transmissão de movimento através de eixos uma necessidade primordial em todos os tipos de máquinas, os mancais constituem os principais elementos de máquinas que

servem de apoio para que esse processo ocorra. Segundo Budynas e Nisbett (2016), os mancais podem ser classificados, de uma forma ampla, em dois grupos, dos quais o primeiro é denominado mancais de deslizamento e o segundo grupo mancais de rolamento.

Apesar de serem chamados de mancais de deslizamento, o princípio geral de utilização e emprego desse grupo é o mesmo, ou seja, aplicam-se os mancais de deslizamento quando se deseja que um eixo, ou munhão, rotacione ou oscile dentro de uma manga, ou bucha, uma vez que o movimento relativo neste caso é de deslizamento. O motivo que o distingue ocorre devido ao uso de um lubrificante na interface deslizante, visando à redução de atrito e perda potência, à sustentação da carga transmitida e ao auxílio na dissipação do calor produzido (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Um exemplo desse grupo de mancais pode ser visto na Figura 20 (a), com destaque ao bico graxeiro, situado na parte superior da carcaça do mancal, por onde se introduz o elemento lubrificante.

No mesmo sentido dos mancais de deslizamento, o grupo dos mancais de rolamento também é projetado com o objetivo de transmitir movimento relativo entre dois componentes e suportar as cargas aplicadas. Em contrapartida à interface deslizante do primeiro grupo, nos mancais de rolamento o eixo rotativo é separado da estrutura pela interposição de elementos rolantes, conforme pode ser observado na Figura 20 (b), o que promove uma redução substancial das perdas por atrito se comparada às perdas geradas pelos mancais de deslizamento (COLLINS, 2006).

Figura 20 - Mancal de deslizamento (a) e mancais de rolamento (b).



Fonte: (Adaptado de: (a) ÔMICROM, 2019 e (b) IRAY ROLAMENTOS, 2019).

2.3.4 Rolamentos

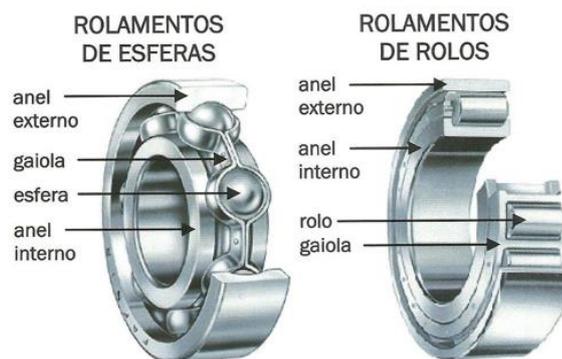
Rolamentos são elementos mecânicos que suportam e guiam componentes rotativos ou oscilantes de um sistema mecânico, garantindo a transmissão de movimento relativo entre esses

componentes. Como são considerados elementos de uso universal, os rolamentos seguem padrões de dimensão segundo algumas organizações internacionais, tais como a *American National Standards Institute* (ANSI) e a *International Standards Organization* (ISO) (COLLINS, 2006).

Os rolamentos são produzidos para receber cargas radiais puras, cargas axiais somente ou uma combinação dos dois tipos de esforços. Apesar das condições em que pode ser aplicado, esse elemento de máquina é composto apenas por quatro partes essenciais, que são o anel externo, o anel interno, os elementos rolantes e a gaiola (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Segundo Collins (2006), basicamente os rolamentos podem ser classificados em dois tipos principais: rolamentos de esferas – com elementos rolantes esféricos – e rolamentos de rolos – com elementos rolantes cilíndricos. Dentro de cada uma destas principais categorias há uma grande variedade de configurações, cujos modelos são fabricados com o objetivo de atender determinadas aplicações específicas. Embora haja uma ampla gama de concepções, os rolamentos são escolhidos essencialmente em função do tipo de carga, da velocidade de operação e do limite de esforços a ser suportado. Esquemáticamente, a Figura 21 apresenta (a) um rolamento de esferas e (b) um rolamento de rolos com a nomenclatura das suas partes principais.

Figura 21 - Rolamento de esferas (a) e rolamento de rolos (b).



Fonte: (GALVÃO & CIA, 2019).

2.3.5 Acoplamentos

A transmissão de movimento e potência de um eixo condutor para um eixo conduzido pode ser realizada por intermédio de alguns componentes mecânicos como polias e engrenagens. Além dos elementos citados, há também os acoplamentos, que são componentes

fundamentais para transmissão de movimento em equipamentos e sistemas mecânicos (PAULI; ULIANA, 1996).

Do mesmo modo que garantem a união entre componentes rotacionais, os acoplamentos têm por objetivo reduzir vibrações, absorver choques mecânicos e, em certos casos, compensar desalinhamentos entre eixos. Isso implica que determinados requisitos de dimensionamento para dispositivos de acoplamentos devem ser levados em consideração, como garantir que o torque especificado para o eixo não seja transmitido com deslizamento e possíveis falhas prematuras nesses dispositivos não sejam induzidas para nenhuma outra parte do equipamento em operação. (COLLINS, 2006).

Para Collins (2006) os acoplamentos mecânicos que interligam eixos rotativos são divididos em duas categorias gerais, cuja nomenclatura se dá em função do nível de precisão do alinhamento entre eixos. Dessa maneira, o grupo dos acoplamentos rígidos é considerado mais simples, com relativa simplicidade na fase de projeção, uma vez que nessa categoria há a necessidade da instalação de mancais próximos ao acoplamento. Isso se deve ao fato da não possibilidade de desalinhamentos neste tipo de acoplamento, pois a falta do cumprimento desse critério pode gerar grandes esforços e momentos fletores sobre o acoplamento, eixos e mancais.

Já a categoria dos acoplamentos flexíveis é empregada quando se deseja tornar mais suave a transmissão de movimento entre eixos onde o movimento acontece de forma brusca ou, então, quando não se consegue garantir o perfeito alinhamento dos eixos. Com ampla utilização, os acoplamentos flexíveis podem ser produzidos de forma articulada, de forma elástica ou através da união destas duas formas, sendo que em alguns acoplamentos é permitida a compensação de até 6° de deslocamento angular axial (PAULI; ULIANA, 1996). De modo geral, a Figura 22 mostra um acoplamento flexível, da qual é possível compreender também a configuração dos acoplamentos rígidos, pois ambas as concepções são bastante semelhantes.

Figura 22 - Acoplamento mecânico flexível.



2.3.6 Sistemas de Freio

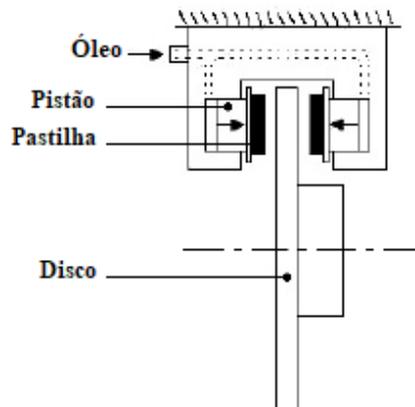
Um sistema de freio pode ser considerado como um dispositivo que tem por intuito converter energia cinética de um sistema em movimento rotacional ou translacional em calor. Em outras palavras, trata-se de um dissipador de calor que promove o controle da velocidade de um corpo em movimento (INFANTINI, 2008).

Funcionalmente, um sistema de freio interliga de forma suave e gradual dois componentes com movimentos rotacionais distintos, sendo que um desses é fixo à estrutura do equipamento e, portanto, sua velocidade angular é sempre nula. Assim, o acionamento do sistema de freio faz com que as superfícies de atrito dos componentes entrem em contato e o torque de arrasto gerado leva à redução da velocidade angular a um valor pré-definido, ou mesmo até essa se tornar nula (COLLINS, 2006).

Os principais elementos que compõem um sistema de freio, conforme abordado por Infantini (2008), são o rotor, o material de fricção e o sistema hidráulico ou pneumático. Por ser o componente do par de fricção que apresenta movimento rotacional, o rotor recebe a maior parcela de energia térmica durante a frenagem, o que deve ser levado em consideração durante seu dimensionamento. Já o material de fricção é o componente estacionário que é comprimido contra o rotor durante a frenagem. Por último, o sistema hidráulico ou pneumático é o responsável por comprimir, através de um sistema atuador, o material de fricção contra o rotor.

A Figura 23 apresenta a seção em corte de um sistema de freio a disco, indicando o posicionamento dos componentes básicos dentro do leiaute do freio e, ainda, suas respectivas denominações.

Figura 23 - Vista em corte de um sistema de freio a disco.



3. METODOLOGIA

Durante o projeto de um produto é fundamental a adoção de uma metodologia a ser seguida. Isso garante a visualização de todas as fases que devem ser percorridas durante o desenvolvimento do produto e evita a tomada de decisões precipitadas, gerando bons resultados.

Segundo Romano (2013), com o aumento da concorrência no setor industrial, há uma crescente procura pela incorporação de práticas ao processo de desenvolvimento de produtos, principalmente em aspectos técnicos e outros ligados ao gerenciamento de produtos. Fica claro, portanto, a importância da realização do processo de desenvolvimento do produto com a abordagem de métodos que sistematizem o processo, garantido resultados desejáveis (ROMANO, 2003).

A metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho será aquela apresentada por Romano (2013), da qual será seguida a macrofase de projeção que, posteriormente, divide-se nas etapas de projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado. Para o melhor entendimento, a Figura 24 apresenta o modelo do processo de desenvolvimento de produtos, bem como as macrofases e as respectivas fases.

Figura 24 - Processo de desenvolvimento de produtos.



Fonte: (ROMANO, 2013).

3.1 PROJETO INFORMACIONAL

O projeto informacional tem por objetivo o estabelecimento das especificações de projeto, as quais são obtidas a partir da transformação sistemática e progressiva das

necessidades dos usuários. Todas as etapas envolvidas dentro do projeto informacional servem como base para dar início à próxima etapa de projeção (ROMANO, 2013).

Uma das principais tarefas nesta etapa está na identificação dos requisitos dos clientes, sendo classificados em básicos, técnicos e de atratividade, de acordo com Pahl *et al.* (2005). Essa classificação permite definir quais são os requisitos de extrema importância e aqueles que são desejáveis.

Conforme abordado por Romano (2013), todo o procedimento de valoração e hierarquização dos requisitos é realizado para que na fase seguinte não seja despendido tempo e esforço na geração de concepções que se utilizem de requisitos de pequena importância. Dessa forma, as especificações de projeto são elaboradas a partir da análise dos requisitos de cliente, tornando possível o prosseguimento à próxima fase de projeção.

3.2 PROJETO CONCEITUAL

Segundo Back *et al.* (2008), é na fase do projeto conceitual que ocorre a geração da concepção do produto, com o intuito de atender aos requisitos elaborados na fase do projeto informacional. Nesta etapa, as atividades estão relacionadas com a busca, seleção, representação e criação de soluções para a problemática do projeto.

A segunda etapa da macrofase de projeção tem início partindo dos requisitos de projeto, onde tenta-se reduzi-los a problemas essenciais e, assim, formular a função global do produto (PAHL *et al.*, 2005). Conforme explica Back *et al.* (2008), a função global deve ser formulada de forma abstrata, ou seja, sem nenhuma indicação de solução para o problema.

Uma vez definida, a função global é, em seguida, decomposta em funções mais simples denominadas funções parciais e estas em funções elementares (PAHL *et al.*, 2005).

A função global, as funções parciais e elementares, independentemente do número de decomposições, podem ser representadas na forma de estrutura ou árvore funcional. A partir da estrutura funcional, tem-se a elaboração da matriz morfológica, cuja matriz realiza a combinação dos princípios de solução baseados nas funções elementares presentes na estrutura funcional. Nesse método, buscam-se identificar formas e concepções para cada função elementar encontrada, sem que haja interligação com as demais. Em seguida, os princípios de solução são combinados, originando diversas configurações para o produto. Ao final da etapa, deve ser escolhida dentre as soluções alternativas geradas, utilizando-se de uma análise criteriosa, a configuração do produto que melhor atenderá as necessidades dos requisitos do projeto informacional (ROMANO, 2013).

3.3 PROJETO PRELIMINAR

A concepção final obtida no projeto conceitual é a linha de partida para a determinação do leiaute definitivo do produto, resultado esperado da fase do projeto preliminar. A penúltima fase de projeção apresenta algumas atividades essenciais, além da determinação do leiaute do produto, como seleção e listagem dos materiais empregados na fabricação, estimativa de custos do protótipo e elaboração dos desenhos de conjunto, subconjuntos e componentes (PAHL *et al.*, 2005).

Além das atividades listadas por Pahl *et al.* (2005), é importante que a modelagem do leiaute final seja realizada com a assistência de *softwares* de projetos 2D e 3D auxiliados por computador, também conhecidos como CAD (*Computer Aided Design*), garantindo que os esboços criados em fases anteriores convirjam em um leiaute mais preciso. Para que se faça a modelagem do produto, é imprescindível que antes ocorra o dimensionamento dos componentes envolvidos, atividade essa também compreendida no projeto preliminar (ROMANO, 2013).

Simultaneamente às atividades citadas, o planejamento de marketing é continuado, ou seja, mantém-se o monitoramento do mercado para identificar eventuais variações que tornem a influenciar na concepção final do produto.

3.4 PROJETO DETALHADO

Com o leiaute final estabelecido, tem início o plano de manufatura e teste do protótipo. De acordo com Pahl *et al.* (2005), é na fase do projeto detalhado que são realizados os testes preliminares, permitindo a caracterização do produto e promovendo os ajustes do protótipo antes dos testes finais. Dessa forma, faz-se necessário assegurar que alguns dos principais objetivos desta fase sejam atendidos, como a aprovação do protótipo, a finalização das especificações dos componentes, o detalhamento do plano de manufatura e a preparação da solicitação de investimento.

Tendo em vista que a construção do protótipo é um meio excelente para apresentar e testar o produto, sua produção, em contrapartida, consome muitas horas de trabalho e recursos financeiros. Logo, algumas considerações devem ser analisadas antes da construção do protótipo, principalmente se o nível de detalhamento for expressivo (BAXTER, 2011).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com todos os conceitos fundamentais a respeito do tema já abordados, tem início, com base na metodologia de projeto apresentada anteriormente, o desenvolvimento do sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus.

A partir do projeto desenvolvido por Vizzotto (2018), cujo autor criou uma concepção para o sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus, este trabalho tem como princípio as fases projeto preliminar e projeto detalhado da macrofase de projeção, sequenciando as etapas que Vizzotto (2018) utilizou para determinar o sistema de transmissão, que foram o projeto informacional e o projeto conceitual. Portanto, a abordagem utilizada nesse trabalho será norteadada a partir da análise feita dos requisitos e das especificações de projeto identificados, da função global e das funções elementares encontradas e da concepção estabelecida por Vizzotto (2018).

4.1 PROJETO PRELIMINAR

Para Romano (2013), o resultado esperado no projeto preliminar é a determinação do leiaute final do produto. Nesse contexto, é nessa fase que os detalhes finais da geometria do sistema serão definidos, considerando todos os fatores técnicos restritivos, além do dimensionamento dos componentes e dos desenhos técnicos obtidos através da modelagem em software CAD 3D. As tarefas desta seção estão voltadas principalmente para o desenvolvimento de eixos, engrenagens e rolamentos, elementos imprescindíveis ao sistema.

4.1.1 Definição de características básicas do sistema de transmissão de movimento

Antes de iniciar o dimensionamento é importante definir algumas especificações e, para isso, foram realizados alguns levantamentos de dados, baseados no trabalho de Vizzotto (2018), em busca de características que possam representar metas ou valores limites a serem alcançados no decorrer do trabalho. Estando definidas, são apresentados na Tabela 1 as principais especificações para o sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica Magnus.

Tabela 1 - Características principais para o sistema de transmissão de movimento.

Número	Especificação	Justificativa
1	Altura do sistema: até 1 m	Para evitar que a nacele não se torne muito grande
2	Largura do sistema: até 1,5 m	Para evitar que a nacele não se torne muito grande
3	Comprimento do sistema: até 2,5 m	Para evitar que a nacele não se torne muito grande
4	Comprimento das pás: aproximadamente 4,5 m	Para resultar em uma melhor eficiência
5	Diâmetro das pás: aproximadamente 0,32 m	Para resultar em uma melhor eficiência
6	Rotação do rotor: inferior a 100 rpm	Melhor condição de operação para turbinas eólicas Magnus
7	Velocidade ideal de vento de operação: 8 m/s	Para garantir um melhor rendimento
8	Velocidade tangencial das pás: entre 1,5 e 2,5 vezes maior que a velocidade do vento incidente	Para garantir um melhor rendimento
9	Tempo estimado de vida útil: 20 anos	Para tornar o produto mais competitivo
10	Coefficiente de segurança: 1,5	Para reduzir peso e custo
11	Número de pás: 5 a 6 pás	Para garantir uma maior produtividade energética

Fonte: (VIZZOTTO, 2018).

As especificações elencadas na Tabela 1 são consideradas de grande importância para o dimensionamento do sistema de transmissão de movimento da turbina, sendo que estas características foram extraídas de pesquisas em patentes de modelos de turbinas Magnus existentes e de estudos produzidos por pesquisadores nesta área. Por exemplo, Sun *et al.* (2012), através de simulações realizadas, especifica que pás giratórias com comprimento de aproximadamente 4,5 metros apresentam boa eficiência para aerogeradores de médio porte Magnus – especificação número 4. Já Bychkov, Dovgal e Koslov (2007) afirma que a velocidade do vento incidente em que as turbinas eólicas Magnus exibem seu maior rendimento é em torno de 8 m/s – especificação número 7.

4.1.2 Determinação da potência da turbina eólica

Conforme abordado anteriormente, o aerogerador Magnus, ao contrário das turbinas eólicas convencionais, faz uso de cilindros giratórios, aliado ao efeito Magnus, para a conversão da energia cinética dos ventos em energia elétrica.

Segundo Bychkov, Dovgal e Kozlov (2007), as características das turbinas eólicas com cilindros rotativos dependem fortemente de parâmetros geométricos, cinemáticos e energéticos. Dessa forma, para que o dimensionamento de todos os elementos do sistema de transmissão de movimento que compõem o aerogerador seja feito de forma correta, a etapa do dimensionamento deve suceder a seção da determinação da potência da turbina.

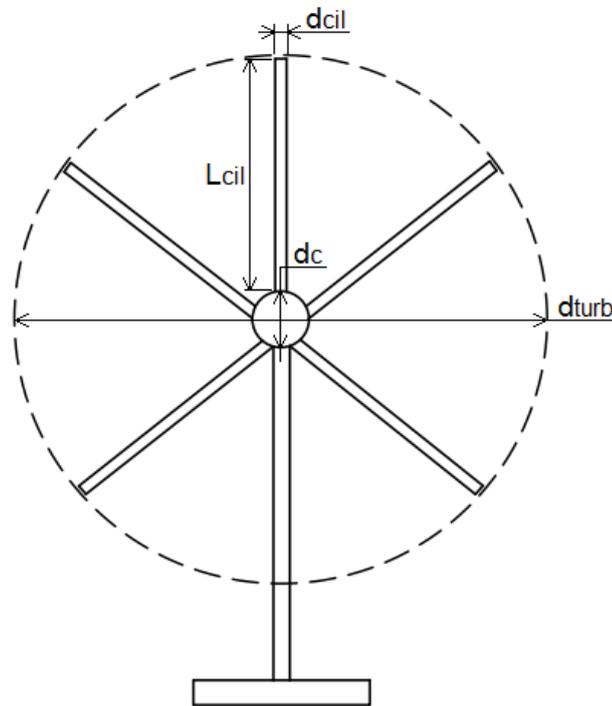
Para tornar possível a definição completa da potência da turbina deve ser determinada a quantidade de pás para este projeto, que será em número de cinco componentes por padronização das turbinas eólicas Magnus pesquisadas. Nesse mesmo contexto, algumas medidas das pás girantes precisam ser escolhidas, como é o caso do diâmetro e do comprimento do cilindro, que serão de 0,3 m e 4,5 m, respectivamente. Após as definições das pás, é possível verificar que os itens número 11, 5 e 4 – nessa sequência – da Tabela 1 foram atendidos, ou seja, estão dentro das restrições impostas.

Outro parâmetro importante que precisa ser determinado agora remete-se ao diâmetro do cubo onde, por meio da análise da turbina eólica comercializada pela empresa japonesa MECARO Ltda., será atribuído a medida de 1 m. Assim, o comprimento do cilindro rotativo somado ao raio do cubo resulta na dimensão do raio do rotor da turbina e, por consequência, no diâmetro do rotor da turbina se multiplicado por dois.

A velocidade tangencial das pás giratórias deve respeitar uma proporção em relação à velocidade do vento que incide sobre as mesmas para que o aerogerador apresente uma boa eficiência. Em outras palavras, é importante que a rotação das pás seja tal qual necessária para fazer com que a velocidade tangencial das pás seja duas vezes maior que a velocidade do vento incidente, independente da variação do vento. Dessa forma, essa atribuição implica na garantia do item número 8 da Tabela 1.

Já velocidade do vento incidente será escolhida através de Bychkov, Dovgal e Kozlov (2007), os quais afirmam que o maior rendimento da turbina se dá para o vento com velocidade de 8 m/s, apesar de que as turbinas eólicas Magnus conseguem operar na faixa de 2 m/s até 40 m/s. Com esse parâmetro definido, o item número 7 da Tabela 1 é respeitado. A Figura 25 mostra uma imagem representativa de uma turbina eólica Magnus contendo cinco pás bem como seus principais parâmetros dimensionais.

Figura 25 - Representação de uma turbina eólica Magnus com cinco pás girantes.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Para tornar mais claro, os parâmetros desta análise estão apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Definição da turbina eólica considerada para cálculo.

Descrição	Valor	Unidade
Número de cilindros	5	<i>cilindros</i>
Diâmetro do cilindro	0,3	<i>m</i>
Comprimento da pá	4,5	<i>m</i>
Raio do cubo	0,5	<i>m</i>
Raio da turbina	5	<i>m</i>
Velocidade do vento	8	<i>m/s</i>
Velocidade tangencial do cilindro	16	<i>m/s</i>
Rotação da turbina	50	<i>rpm</i>

Fonte: (BYCHKOV; DOVGAL; KOZLOV, 2007).

Os detalhes a respeito dos cálculos realizados nessa seção para a determinação da potência da turbina estão disponíveis no memorial de cálculos do APÊNDICE A. Os valores encontrados para a potência mecânica – aquela extraída do vento, e para potência total do aerogerador – que leva em consideração alguns fatores aerodinâmicos e demais perdas

energéticas existentes em um sistema mecânico de transmissão de movimento, podem ser observados na Tabela 3.

Tabela 3 - Cálculo da potência mecânica e potência total do aerogerador Magnus.

Descrição	Variável	Valor	Unidade
Potência mecânica	P_{mec}	20207,60	W
Potência total	P_{tot}	10815,92	W

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os resultados apresentados na Tabela 3 mostram que uma parcela da quantidade de energia que é efetivamente convertida em potência mecânica é consumida ou, ainda, dissipada pelos próprios componentes da turbina eólica.

Além da definição da potência, outro parâmetro de grande importância, que está fortemente relacionado à potência do aerogerador, precisa ser abordado a seguir. A lei de Betz, de autoria do físico alemão Albert Betz, indica que há um limite máximo de potência que pode ser realmente extraído do vento. Em outras palavras, nenhuma turbina eólica é capaz de converter mais do que 59,3 % da energia cinética do vento em energia mecânica de eixo. Dessa forma, surge o coeficiente de potência (C_p), que é a relação entre a potência real e a potência nominal do aerogerador (JINBO *et al.*, 2015).

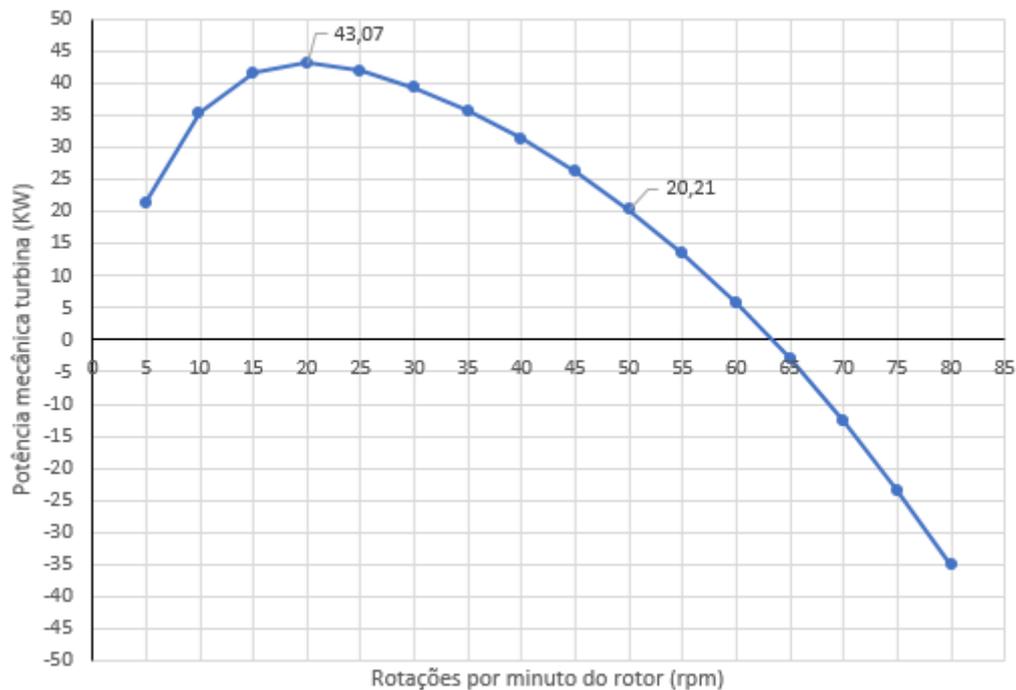
Com base nisso, é possível calcular o coeficiente de potência para a turbina eólica Magnus e observar qual a porcentagem de energia que está sendo absorvida pelo sistema, de acordo com as características construtivas escolhidas para o aerogerador. A equação final para o cálculo do coeficiente de potência é apresentada pela Equação 4.1.

$$C_p = \frac{P_{mec}}{\frac{3}{4} * \rho * v_{\infty}^3 * (\pi * r_{turb}^2)} \quad (4.1)$$

Sendo ρ a densidade do ar no ambiente em que a turbina eólica encontra-se instalada, v_{∞} a velocidade do vento incidente sobre as pás, o raio do rotor da turbina representado por r_{turb} e a potência mecânica – ou potência real – indicado por P_{mec} . Com todos os elementos que compõem a equação definidos, pode-se determinar o coeficiente de potência do aerogerador Magnus, cujo resultado é de 0,557.

A velocidade do vento que incide sobre as pás girantes é, para as turbinas eólicas cujos modelos se baseiam no efeito Magnus, um parâmetro de grande importância para o funcionamento desses equipamentos, uma vez que a pá adéqua sua rotação – em torno do próprio eixo – de acordo com a velocidade do vento que incide sobre a mesma. E como a rotação das pás girantes está diretamente relacionada à potência da turbina, portanto variações na velocidade do vento promovem alterações na potência entregue pelo sistema eólico. Apesar dos aerogeradores do tipo Magnus operarem sob um intervalo considerável de velocidades de vento incidente, como já citado anteriormente, é fixado para este trabalho 8 m/s como sendo a velocidade para o vento, garantindo que o item 7 da Tabela 1 seja atendido.

Figura 26 - Potência mecânica da turbina eólica x rotações por minuto do rotor, para uma velocidade de vento incidente de 8 m/s.

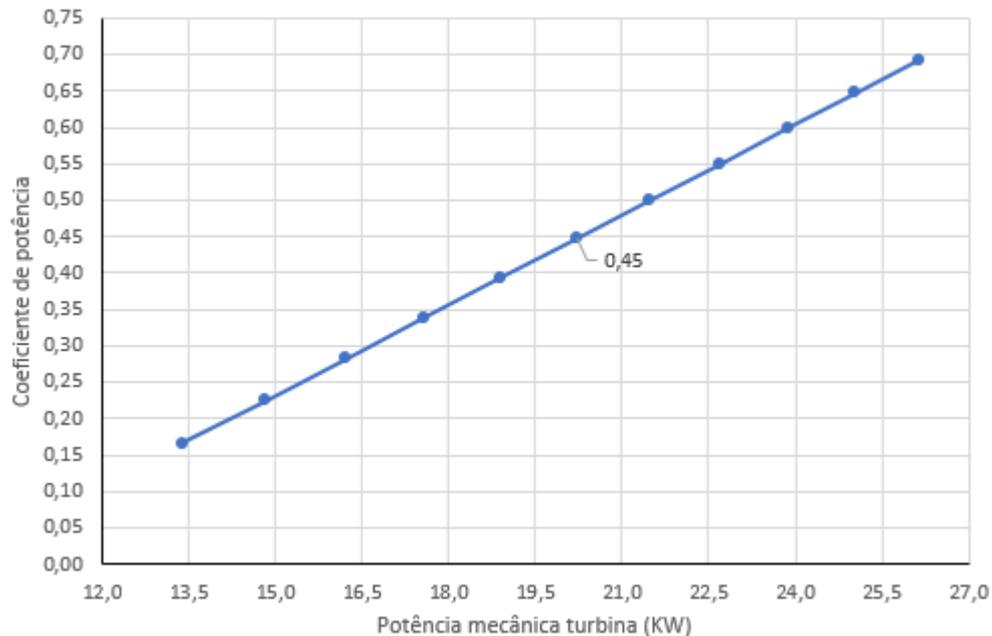


Fonte: (AUTOR, 2019).

Assim como as pás, a rotação do rotor também está fortemente interligada à potência da turbina e, da mesma forma, variações de rotação do rotor geram mudanças no valor da potência final. A Figura 26 mostra a curva característica da potência extraída do vento de acordo com a rotação desenvolvida pelo eixo do rotor, para uma velocidade constante de vento incidente de 8 m/s. Como pode ser observado, a máxima potência que pode ser obtida nessas condições ocorre quando o rotor rotaciona a 20 rpm, gerando um valor superior a 43 kW. Embora seja uma potência substancial para um aerogerador Magnus de médio porte, tal condição não pode

ser empregada e tomada como base para a etapa seguinte de dimensionamento dos componentes mecânicos do sistema de transmissão. A justificativa para a não utilização é compreendida por meio da Figura 27.

Figura 27 - Coeficiente de potência x potência mecânica da turbina eólica, para uma velocidade de vento incidente de 8 m/s.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Trata-se do gráfico que relaciona o coeficiente de potência (eixo vertical) com a potência mecânica da turbina (eixo horizontal), e da mesma forma como o gráfico anterior é mantida a velocidade do vento que incide sobre as pás em 8 m/s.

Conforme Jinbo *et al.* (2015), o coeficiente de potência, que representa o percentual de potência que a turbina consegue extrair dos ventos, não é capaz de ultrapassar o valor de 0,593. É possível concluir, com base no gráfico da Figura 27, que valores de potência superiores a 21 kW extrapolam o limite de Betz, o que torna a máxima potência encontrada no gráfico da Figura 26 fora das especificações para uso no dimensionamento dos componentes. Assim, fica claro que a melhor relação entre coeficiente de potência e potência mecânica é aquela em que o coeficiente esteja o mais próximo possível do limite de Betz.

Por fim e comparando ambos os gráficos, entende-se que a rotação mais adequada para o eixo do rotor deve ser de 50 rpm, cuja potência correspondente é de 20,21 kW. A definição desse parâmetro faz com que o item número 6 da Tabela 1 seja atendido e ratifica a atribuição

feita para a rotação da turbina na Tabela 2. Já o coeficiente de potência que condiz com a potência mecânica é de aproximadamente 0,56 – próximo ao limite de 0,593.

4.1.3 Sistemas de transmissão de movimento

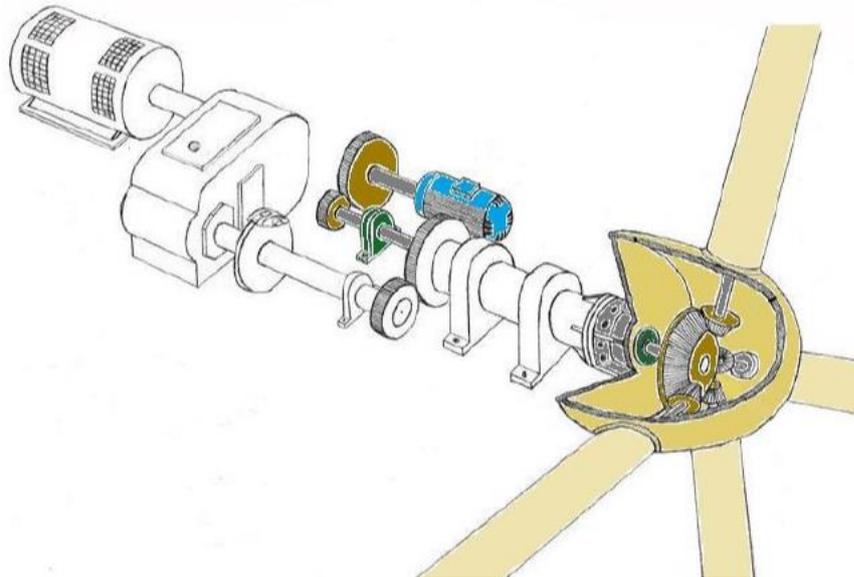
Como já se sabe, os aerogeradores são equipamentos desenvolvidos com o objetivo de promover a conversão da energia cinética contida nos ventos em energia elétrica (PINTO, 2013). Isso só é possível devido à existência de alguns componentes no interior e exterior da nacelle e que juntos formam o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. Para os aerogeradores convencionais de eixo horizontal, esse é o sistema que realiza desde a captação da energia disponível nos ventos até a conversão da energia mecânica de eixo em energia elétrica.

Em contrapartida, as turbinas eólicas do tipo Magnus possuem um sistema auxiliar – e não menos importante – ao Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, que tem por objetivo realizar o acionamento das pás girantes durante o funcionamento do aerogerador, fazendo com que as mesmas rotacionem em torno dos seus próprios eixos. Esse sistema auxiliar é definido aqui, por convenção, como Sistema de Movimentação das Pás Girantes.

Antes de iniciar o dimensionamento dos componentes que constituem os sistemas abordados anteriormente, é de grande importância ressaltar agora que cada sistema será dimensionado separadamente em seções distintas, garantindo que o processo não se torne muito extenso e que dúvidas não sejam geradas, principalmente em relação à simbologia usada e aos resultados encontrados. Além disso, apesar do rotor fazer parte do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, é determinado aqui que esse componente será integrado ao Sistema de Movimentação das Pás Girantes. A justificativa para tal modificação se deve fundamentalmente à necessidade do dimensionamento das pás em primeiro lugar. Assim, torna-se possível realizar, em seguida, a mesma atividade com os demais componentes.

Para tornar mais claro o entendimento, a Figura 28 mostra o esboço de ambos os sistemas que compõem a turbina eólica do tipo Magnus, sendo o sistema responsável pela rotação das pás representado com cores para realçar e diferenciar-se do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.

Figura 28 - Representação dos sistemas de transmissão de movimento de um aerogerador do tipo Magnus.

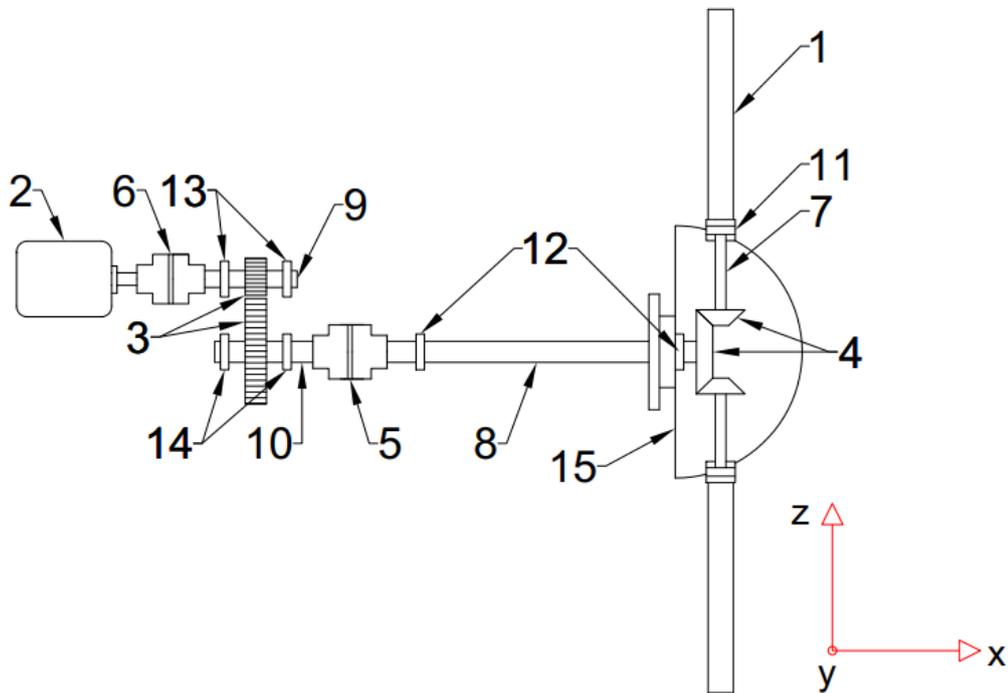


Fonte: (Adaptado de: VIZZOTTO, 2018).

4.1.3.1 Sistema de Movimentação das Pás Girantes

O Sistema de Movimentação das Pás Girantes é um sistema característico em aerogeradores do tipo Magnus, uma vez que o efeito descoberto pelo físico Heinrich Gustav Magnus somente tem significância em turbinas eólicas quando as pás, além de apresentarem movimento de translação ao redor do eixo do rotor, rotacionam em torno do próprio eixo, o que proporciona um aumento da força de sustentação atuante sobre as mesmas e, conseqüentemente, uma elevação no torque do eixo do rotor. Além disso, como a velocidade do vento que incide sobre as pás não é constante – na maior parte das vezes, a rotação não pode ser fixa. Assim, o sistema de movimentação deve garantir que as pás girem dentro de uma faixa de rotação permissível, atendendo sempre ao item número 8 da Tabela 1, seção 4.1.1 deste trabalho. A Figura 29 mostra, de forma simplificada, a vista superior da disposição dos principais componentes que constituem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes.

Figura 29 - Disposição dos componentes do Sistema de Movimentação das Pás Girantes.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Como pode ser visto, cada componente acima está identificado por um número, o que auxiliará na etapa de dimensionamento e na breve descrição e funcionalidade desses elementos, apresentada a seguir. Ainda na Figura 29, o sistema de coordenadas indica que o sentido positivo do eixo “x” se dá da esquerda para a direita, de baixo para cima referente ao eixo “z” e positivo para o eixo “y” no sentido do plano da folha para fora.

Descrição dos componentes do Sistema de Movimentação das Pás Girantes

A descrição dos componentes tem como objetivo principal contextualizar cada elemento dentro do sistema de movimentação, além de fornecer mais informações sobre as características dos mesmos.

(1) Pás girantes: De importância substancial para o aerogerador, as pás girantes são perfis cilíndricos uniformes com espirais na sua superfície externa ao longo de toda a extensão. Por intermédio do sistema de movimentação, as pás rotacionam em torno do próprio eixo, e em meio ao escoamento do ar geram torque no rotor da turbina.

(2) Motor elétrico: O segundo componente realiza a conversão da energia elétrica em energia mecânica para o acionamento das pás girantes. O motor elétrico deve disponibilizar potência para acionar as pás nas condições de projeto.

(3) Engrenagens cilíndricas de dentes retos: O par de engrenagens cilíndricas presente no sistema de movimentação é responsável pela transmissão de rotação do eixo do motor elétrico para o eixo de acionamento das pás. As engrenagens devem suportar os torques transmitidos durante o funcionamento do aerogerador.

(4) Engrenagens cônicas de dentes retos: Divididas em engrenagem cônica principal e engrenagens cônicas secundárias, esses componentes transmitem a rotação do eixo de acionamento das pás – através da engrenagem principal – para os eixos das pás – engrenagens secundárias – rotacionando as mesmas, caracterizando uma transmissão de movimento que ocorre perpendicularmente.

(5 e 6) Acoplamentos: O próximo componente que constitui o sistema de transmissão é empregado com o intuito de interligar os eixos de forma precisa e compensando pequenos desalinhamentos que possam existir. Assim como os eixos, os acoplamentos devem resistir aos torques transmitidos para o acionamento das pás.

(7 a 10) Eixos maciços: Os eixos maciços presentes no sistema de movimentação são utilizados para transmitir o torque gerado no motor elétrico até as pás girantes. Cada eixo deve ser capaz de suportar os componentes acoplados a si bem como os torques transmitidos.

(11 a 14) Rolamentos: Os rolamentos permitem o posicionamento dos eixos sem que haja deslocamentos no sentido axial e sem interferir na rotação. Dependendo da aplicação, esses componentes devem suportar somente cargas radiais ou, então, uma combinação de esforços radiais e axiais. Os rolamentos utilizados precisam, ainda, suportar o peso dos demais elementos bem como as velocidades de rotação dos eixos.

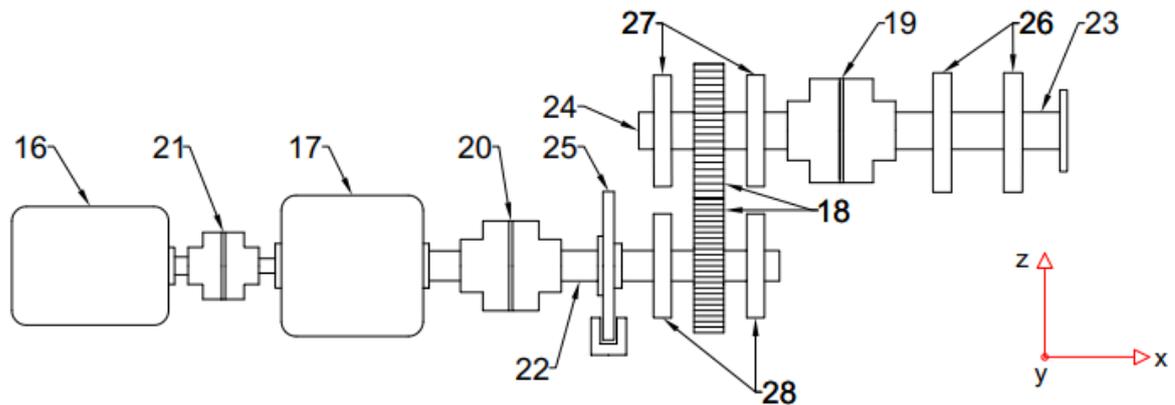
(15) Cubo: O último componente é responsável por sustentar as pás girantes e transmitir o torque gerado para o eixo principal do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. O cubo deve ser capaz de suportar, principalmente, o peso das pás e o torque gerado pelas mesmas.

4.1.3.2 Sistema de Transmissão Turbina-Gerador

O Sistema de Transmissão Turbina-Gerador é o sistema que efetivamente produz potência líquida, ou seja, gera energia elétrica ao final do processo, ao contrário do outro sistema citado anteriormente, que consome parte da energia produzida para acionar as pás girantes da turbina eólica. É importante lembrar que, para este trabalho, o rotor do aerogerador

Magnus foi agrupado ao Sistema de Movimentação das Pás Girantes e, dessa forma, alguns resultados encontrados no dimensionamento do rotor serão utilizados nesta etapa. Como forma de representação, a Figura 30 apresenta a vista superior dos componentes que integram o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.

Figura 30 - Disposição dos componentes do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.



Fonte: (AUTOR, 2019).

É possível perceber na Figura 30 que o sistema tem início no eixo principal do rotor (23) e término no gerador elétrico (16), sendo cada um dos componentes numerados para facilitar a etapa seguinte de dimensionamento e na descrição desses componentes, feita a seguir.

Descrição dos componentes do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador

A descrição dos componentes tem como princípio fazer uma breve explicação acerca de cada elemento dentro do sistema de transmissão, além de apontar algumas informações sobre as características dos componentes.

(16) Gerador elétrico: Componente fundamental na turbina eólica, o gerador recebe a energia mecânica pelo eixo da caixa multiplicadora e a converte em energia elétrica. O gerador precisa ser dimensionado de acordo com a potência produzida pelo rotor.

(17) Caixa multiplicadora de velocidade: A caixa multiplicadora recebe do eixo principal do sistema de transmissão determinada rotação e a multiplica para a rotação de funcionamento do gerador. O dimensionamento da caixa multiplicadora deve levar em consideração, principalmente, o torque gerado no eixo principal do rotor e as rotações de entrada e saída nesse componente mecânico.

(18) Engrenagens cilíndricas de dentes retos: As engrenagens cilíndricas atuantes neste sistema são responsáveis por transmitir a rotação do eixo principal do rotor para o eixo da caixa multiplicadora. Durante o funcionamento do aerogerador, ambas as engrenagens devem suportar os esforços mecânicos a que são submetidas.

(19 a 21) Acoplamentos: O próximo componente do sistema de transmissão é utilizado com o intuito de interligar os eixos de forma precisa e, se necessário, compensar pequenos desalinhamentos que possam existir. Os acoplamentos devem resistir aos torques transmitidos para o acionamento das pás.

(22) Eixo maciço: O eixo maciço tem como função transmitir o torque proveniente do eixo principal do rotor à caixa multiplicadora de velocidades. Dessa forma, o eixo deve suportar todos os componentes acoplados ao longo de seu comprimento bem como os torques transmitidos.

(23 e 24) Eixo vazado: O eixo vazado é responsável por transmitir o torque gerado no rotor para dentro da nacela e, ainda, suportar todo o peso do rotor parafusado em uma de suas extremidades. Soma-se também a necessidade de permitir a passagem pelo seu interior – o que o faz ser vazado – do eixo que transmite a rotação do motor elétrico até as pás girantes.

(25) Freio a disco: O penúltimo elemento tem como objetivo garantir o controle da rotação do sistema de transmissão em situações extremas ou mesmo da necessidade da parada do rotor em condições normais. O processo de frenagem ocorre pelo atrito entre o disco de freio e as pastilhas, onde o primeiro é fixo ao eixo do sistema de transmissão e o segundo fixo à estrutura do freio.

(26 a 28) Rolamentos: Os rolamentos permitem o posicionamento dos eixos assegurando que não haja deslocamentos no sentido axial e sem interferir na rotação. Para determinados tipos de aplicabilidade há sempre um rolamento que mais se adéqua, e dependendo da solicitação esses componentes devem suportar somente cargas radiais ou, então, uma combinação de esforços radiais e axiais. Os rolamentos utilizados precisam, ainda, suportar os pesos dos demais elementos bem como as velocidades de rotação dos eixos.

4.1.3.3 Definição das pás girantes

A etapa de dimensionamento tem início com as pás girantes da turbina eólica, pois trata-se de um componente de importância substancial e suas características afetam diretamente nos demais componentes do aerogerador.

A determinação do perfil da pá para Vizzotto (2018) tem como embasamento a eficiência, ou seja, na capacidade de converter a máxima energia presente nos ventos em torque de eixo. Assim, a pá que demonstrou maior eficiência ao longo das pesquisas de Vizzotto (2018) foi aquela formada por um cilindro que apresenta, ao longo de sua superfície, um ressalto em forma de helicóide. Portanto, esse será o perfil da pá atribuído para este trabalho.

O primeiro passo no dimensionamento é definir o material das pás da turbina Magnus. Dessa forma, entende-se que o alumínio seja o material mais adequado para esta finalidade, pois apresenta elevada resistência mecânica e baixa densidade – aproximadamente 1/3 da densidade do aço – propriedades fundamentais que as pás devem possuir. Através de pesquisas em catálogos de fabricantes, optou-se pela liga 6061 com tempera T4. Essa liga tem uma excelente resistência ao desgaste, à corrosão, à fadiga superficial e uma ótima durabilidade. Na Tabela 4 são exibidas algumas propriedades físicas da liga de alumínio 6061-T4, sendo as mesmas atribuídas à temperatura de 20 °C.

Tabela 4 - Propriedades do material empregado nas pás da turbina eólica.

Propriedade	Valor	Unidade
Tensão de escoamento (σ_e)	145	MPa
Limite de resistência à tração (σ_t)	241	MPa
Módulo de elasticidade (E)	70	GPa
Dureza Brinell (HB)	65	HB
Massa específica (ρ_{Al})	2710	kg/m ³

Fonte: (ALUMICOPPER, 2019 e MATWEB, 2019).

Para não tornar as pás demasiadamente pesadas, é importante que as mesmas não sejam em formato de cilindros maciços, mas sim cilindros vazados, isto é, na configuração de tubos. As principais dimensões dos cilindros giratórios do aerogerador Magnus são destacadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Dimensões das pás girantes

Variável	Valor	Unidade
L_{cil}	4,5	m
$d_{ext_{cil}}$	0,3	m
$d_{int_{cil}}$	0,29	m

Fonte: (AUTOR, 2019).

Sendo L_{cil} o comprimento total de cada pá, o diâmetro externo do cilindro identificado por $d_{ext_{cil}}$ e, por último, $d_{int_{cil}}$ o diâmetro interno da seção transversal. Por se tratar de um cilindro oco, a espessura da parede deve ser tal qual suficiente para suportar todos os esforços existentes nesse componente, incluindo o peso próprio da pá.

Com base nos dados expostos pelas Tabelas 4 e 5 e tomando a aceleração gravitacional (g), que equivale aproximadamente a $9,81 \text{ m/s}^2$, é possível chegar ao resultado da massa de cada cilindro giratório e, por fim, ao peso total desse componente. Nesse contexto, a Tabela 6 mostra os resultados para a massa e o peso de cada pá da turbina eólica.

Tabela 6 - Cálculo do volume, massa e peso correspondente a uma pá girante.

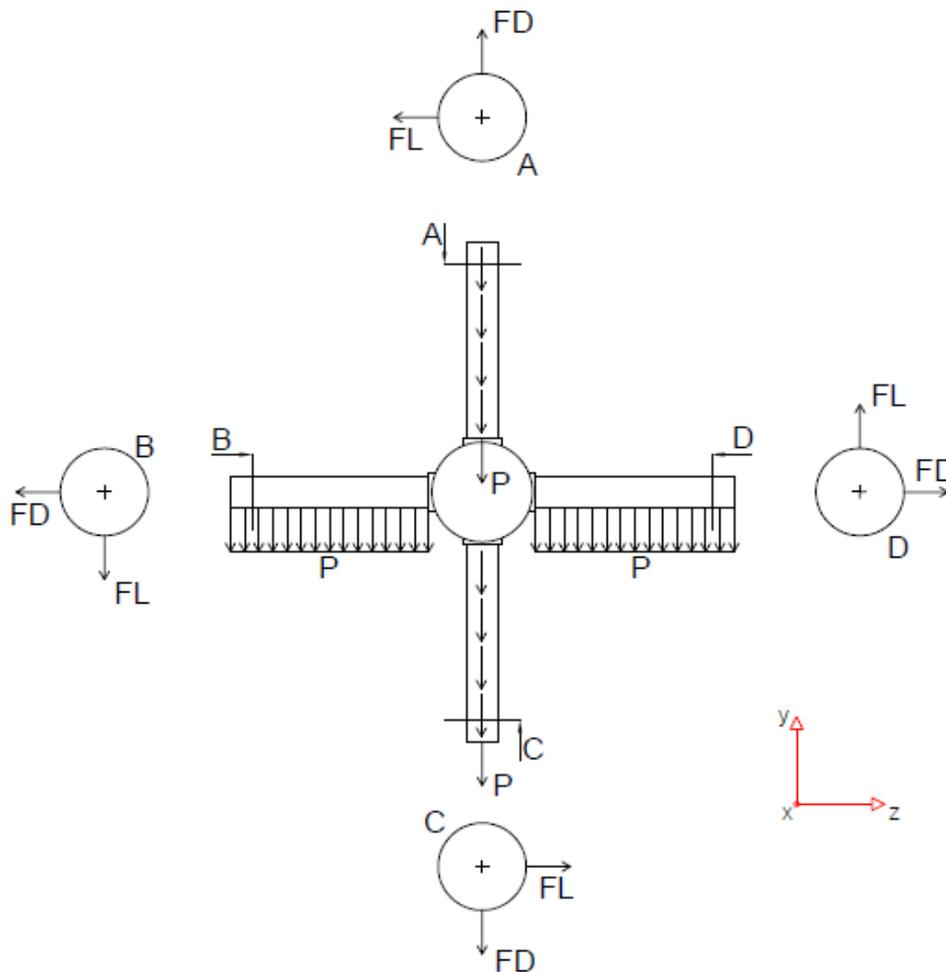
Variável	Equação	Valor	Unidade
V_{cil}	$\frac{\pi * L_{cil} * (d_{ext_{cil}}^2 - d_{int_{cil}}^2)}{4}$	$4,23. 10^{-3}$	m^3
M_{cil}	$V_{cil} * \rho_{Al}$	11,46	kg
P_{cil}	$M_{cil} * g$	112,34	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

O peso do cilindro é uma força uniformemente distribuída ao longo do comprimento do corpo da pá, atuando sempre em sentido vertical e em direção ao centro da Terra. E como as pás girantes apresentam movimento de translação em torno do eixo principal do rotor, torna-se necessário avaliar, em determinadas posições das pás durante esse movimento, a atuação da força peso nessas situações. Dessa forma, são identificados quatro casos particulares que devem ser analisados a seguir. Para tornar mais simples a compreensão, a Figura 31 mostra um esboço acerca dos casos mais críticos da força peso que age sobre as pás do aerogerador.

O esboço da Figura 31 refere-se a mesma pá nas quatro posições analisadas, sendo o 1º caso quando a pá se encontra totalmente na vertical e voltada para cima;
 2º caso quando esse componente está sobre o eixo horizontal e voltado para a esquerda;
 3º caso quando a pá fica novamente na vertical, porém agora voltada para baixo;
 4º caso quando a pá girante se localiza na horizontal, oposta ao 2º caso.

Figura 31 – Situações consideradas mais críticas em relação ao posicionamento angular de uma pá da turbina eólica.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Além do peso do cilindro, duas outras forças que agem sobre as pás podem ser observadas. A força de sustentação (FL) e a força de arrasto (FD) são forças produzidas pelo escoamento do ar ao redor do perfil da pá, isto é, devido à interação aerodinâmica entre o vento e as pás (RIBEIRO, 2014). Ambas as forças estão representadas na Figura 31 através do corte da seção transversal do componente e, da mesma forma como o peso do cilindro, a sustentação e o arrasto atuam ao longo de toda a superfície da pá.

A próxima etapa no dimensionamento é quantificar as forças de sustentação e de arrasto, pois dependendo da posição do cilindro giratório, a força peso pode ser somada ou subtraída à força de sustentação, conforme observa-se os casos da Figura 31.

Para a aquisição desses resultados será aplicado o modelo de Jinbo (2016), cujo autor demonstra o equacionamento para a determinação do coeficiente de sustentação e das forças de sustentação e de arrasto em um cilindro rotativo imerso em um fluido em escoamento laminar.

Nesse âmbito, quando um corpo cilíndrico rotaciona dentro de um fluido em regime laminar, o coeficiente de sustentação é representado pela seguinte equação:

$$CL = \frac{\pi * \psi * dcil}{v_{\infty}} \quad (4.2)$$

onde ψ e $dcil$ remetem-se à velocidade angular e ao diâmetro do cilindro, respectivamente, e v_{∞} como sendo a velocidade do vento incidente.

De acordo com Sedaghat *et al.* (2015), quando obedecida a faixa entre 1,5 e 2,5 para a razão entre a velocidade tangencial do cilindro e a velocidade do vento incidente – neste projeto adotou-se o valor dois, o máximo valor para a razão entre os coeficientes de sustentação e de arrasto (CL/CD) que pode ser empregado é de 4,3. Dessa forma, o coeficiente de arrasto pode ser obtido por meio da Equação 4.3.

$$CD = \frac{CL}{4,3} \quad (4.3)$$

Já as forças de sustentação e de arrasto, dadas em função dos respectivos coeficientes, são expressas a seguir.

$$FL = \frac{1}{2} * CL * \rho * A_{=} * v_{\infty}^2 \quad (4.4)$$

$$FD = \frac{1}{2} * CD * \rho * A_{=} * v_{\infty}^2 \quad (4.5)$$

A área utilizada ($A_{=}$) nas Equações 4.4 e 4.5 não se remete à área transversal do cilindro, mas sim à área paralela ao escoamento, ou seja, o produto entre o diâmetro externo da pá pelo comprimento da mesma. Todos os parâmetros necessários para os cálculos estão descritos na Tabela 7.

Tabela 7 - Entradas para o dimensionamento dos coeficientes e forças de sustentação e arrasto.

Variável	Valor	Unidade
ρ	1,2	kg/m^3
v_{∞}	8	m/s
v	16	m/s
$Lcil$	4,5	m
$dcil$	0,3	m

Fonte: (AUTOR, 2019).

Com todas as variáveis definidas e atribuindo 4,3 como o valor da razão entre os coeficientes, chegou-se ao resultado para os coeficientes de sustentação e de arrasto, exibidos na Tabela 8.

Tabela 8 - Cálculo dos coeficientes de sustentação e arrasto.

Variável	Equação	Valor	Unidade
ψ	$\frac{2 * v}{dcil}$	106,67	<i>rad/s</i>
<i>CL</i>	4.2	12,56	<i>adimensional</i>
<i>CD</i>	4.3	2,92	<i>adimensional</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

Assim como na Tabela 8, a Tabela 9 é responsável por apresentar resultados, porém agora para a força de sustentação e de arrasto, de acordo com as Equações 4.4 e 4.5, respectivamente.

Tabela 9 - Cálculo das forças de sustentação e arrasto.

Variável	Equação	Valor	Unidade
<i>FL</i>	4.4	653,28	<i>N</i>
<i>FD</i>	4.5	151,93	<i>N</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

Outro ponto importante que precisa ser mencionado aqui é com relação ao helicóide que preenche a superfície externa das pás. Como essa rosca helicoidal necessita de um estudo bastante aprofundado para o seu correto dimensionamento e também por este projeto estar fortemente ligado aos componentes dos sistemas de transmissão de movimento do aerogerador, foram desconsideradas as roscas helicoidais das pás, isto é, suas dimensões bem como a massa do helicóide. Dessa forma, será descrito na seção de sugestões para um eventual trabalho futuro o estudo mais detalhado acerca das pás girantes como um todo.

4.1.3.4 Dimensionamento do motor elétrico

O próximo componente a ser dimensionado remete-se ao motor elétrico de acionamento das pás girantes. O primeiro passo nesta seção é identificar a potência necessária para que cada pá atinja a rotação de trabalho e mantenha-se nessas condições durante o período necessário e de acordo com a velocidade do vento incidente. Vale sempre ressaltar que 8 m/s é a velocidade atribuída para os ventos que incidem sobre as pás para este projeto. Considerando o peso de cada pá girante estabelecido anteriormente, pode-se definir a potência através da Equação 4.6.

$$N_{cil} = M_{tcil} * \psi \quad (4.6)$$

Onde N_{cil} é a potência de acionamento de cada pá (W), M_{tcil} sendo o momento torsor atuante no cilindro ($N.m$) e a velocidade angular atribuída por ψ , dada em radianos por segundo.

Como pode ser visto na Figura 28, há somente um motor elétrico para promover o acionamento de todas as pás que compõem o rotor da turbina eólica, pois de acordo com Vizzotto (2018) esta é a configuração que se mostrou mais viável para esse sistema. Dessa forma, entende-se que a potência encontrada deve ser multiplicada pelo número total de pás existentes no aerogerador, considerando que esses componentes são perfeitamente iguais e que a potência fornecida pelo motor elétrico se distribui de forma equânime entre as pás girantes.

De acordo com Collins (2006), o momento torsor atuante em um eixo maciço ou vazado é expresso por meio da multiplicação da força aplicada nesse eixo pelo raio desse componente, ou seja,

$$M_{tcil} = \frac{P_{cil} * d_{cil}}{2} \quad (4.7)$$

sendo a força representada aqui pelo peso próprio da pá girante (P_{cil}) e o raio indicado como a razão entre o diâmetro da seção transversal (d_{cil}) pelo algarismo 2.

Antes de realizar os cálculos para a definição da potência do motor elétrico, algumas variáveis precisam ser apresentadas, como é o caso do peso de cada pá, estabelecido na seção anterior. Os valores e demais informações são destacados na Tabela 10.

Tabela 10 - Entradas para o dimensionamento do motor elétrico.

Variável	Valor	Unidade
P_{cil}	112,34	N
$dcil$	0,3	m
N	5	<i>cilindros</i>
v	16	m/s
ψ	106,67	rad/s

Fonte: (AUTOR, 2019).

Sendo assim, torna-se possível agora estabelecer a potência necessária para o acionamento das pás girantes, o que faz com que cada um desses componentes rotacione, dentro das condições de projeto. A Tabela 11 mostra os resultados obtidos para o torque gerado, a potência de acionamento de cada pá e, ainda, a potência total do conjunto.

Tabela 11 - Cálculo da potência de acionamento das pás girantes.

Variável	Equação	Valor	Unidade
M_{tcil}	4.7	16,85	$N.m$
N_{cil}	4.6	1797,46	W
P_{acio}	$N_{cil} * N$	8987,29	W

Fonte: (AUTOR, 2019).

Como pode ser visto na Tabela 11, a potência total refere-se à potência unitária multiplicada pelo número de componentes, isto é, as cinco pás que compreendem o rotor da turbina eólica. Dessa forma, é a partir desse resultado encontrado que será tomado como ponto de partida para a escolha do motor elétrico.

O último passo é a seleção do motor elétrico que compõe o Sistema de Movimentação das Pás Girantes. Em seus catálogos, a WEG S.A. disponibiliza diversas configurações de motores elétricos e para os mais variados tipos de aplicações. Assim, busca-se um modelo que atenda as especificações do projeto como, por exemplo, não apresentar dimensões tão exuberantes e também não ser demasiadamente pesado. No ANEXO A é apresentado um modelo cujas características são bastante adequadas para este trabalho. Trata-se de um motor assíncrono de indução trifásico, de uso geral e com uma gama de aplicações substancial, desde pequenos ventiladores até grandes compressores industriais.

O motor elétrico selecionado é o modelo IP55, de seis polos e rotação nominal de 1160 rpm, gerando uma potência de eixo de aproximadamente 9,2 kW (12,5 CV). Além disso, esse componente opera a uma frequência de 60 Hz e 220 V de tensão nominal, promovendo um rendimento de 88 %, quando em 100% da potência nominal. Produzido sob uma estrutura compacta, o motor elétrico selecionado para o acionamento das pás apresenta um peso levemente superior a 100 kg, com sua carcaça identificada pelo código 160M. Para facilitar a procura, foi utilizado, no ANEXO A, um retângulo com linhas externas em vermelho para destacar o modelo selecionado e tornar a busca pelas características do motor mais simples, tanto das características elétricas quanto das mecânicas.

Após a seleção do motor elétrico, pode-se observar que, em termos de potência, o projeto está próximo do limite para as condições especificadas, uma vez que seja feita a comparação entre a potência nominal do motor elétrico com a potência total para o acionamento das pás girantes (P_{acio}).

4.1.3.5 Dimensionamento do gerador elétrico

Caracterizado como um dos principais componentes integrantes de uma turbina eólica, o gerador elétrico tem a função vital de converter a energia mecânica de eixo em energia elétrica. Conforme abordado por Pinto (2013), faz-se necessário promover o controle de alguns parâmetros do gerador, como a frequência da onda e a tensão de saída, uma vez que essas características estão diretamente ligadas à rotação das pás e esta, por sua vez, fortemente relacionada à velocidade do vento incidente. Embora os aerogeradores do tipo Magnus consigam atuar sob uma ampla faixa de velocidades de vento, é fixado para este trabalho 8 m/s a velocidade do vento que incide sobre as pás girantes.

O dimensionamento do gerador elétrico tem sua fundamentação baseada na potência capaz de ser gerada pela turbina eólica, dentro de seus limites construtivos e das condições impostas em que a mesma deve operar. Assim, da análise produzida na seção 4.1.2 e dos gráficos presentes na Figura 26 e Figura 27, a condição mais propensa para extração da maior quantidade de potência a partir do vento incidente se dá quando o eixo do rotor opera a uma rotação de 50 rpm, pois nesta circunstância o coeficiente de potência calculado encontra-se bastante próximo ao limite de Betz. Nesse âmbito e partindo da potência mecânica da turbina eólica, cujo valor correspondente é de 20,21 kW, busca-se um modelo de gerador elétrico para compor o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.

A seleção do componente deve ser norteada principalmente em função da potência nominal do mesmo, embora outras características do gerador apresentem um certo nível de importância que necessitam ser levadas em consideração, como a frequência da tensão entregue, as dimensões externas da carcaça e o peso próprio do componente. Da análise dos fabricantes, destaca-se a empresa WEG S.A., que domina esse mercado no território nacional. Em seus catálogos, tem-se um modelo de motor elétrico assíncrono de indução trifásico, indicado para aplicações em que se deseja um alto nível de rendimento, podendo ser utilizado também para a geração de energia.

O componente escolhido, que pode ser visto no ANEXO B, é o modelo Alto Rendimento Plus, desenvolvido para operar a uma frequência de 60 Hz e 220 V de tensão nominal, com potência máxima especificada pelo fabricante na casa dos 22 kW (30 CV). Além disso, devido à sua característica construtiva de oito polos, necessita-se que a rotação na ponta do eixo seja de 885 revoluções por minuto, gerando, assim, a potência citada acima, uma vez que o rendimento desse gerador ultrapassa os 90% quando operado em 100% da sua capacidade. Por fim, identificado pelo código 225S/M, o componente escolhido para promover a conversão da energia mecânica de eixo em elétrica é construído sob uma carcaça robusta, o que resulta em um peso aproximado de 341 kg. Não diferente do motor elétrico, utilizou-se um retângulo em vermelho a fim de diferenciar o modelo do gerador selecionado no ANEXO B dos demais modelos existentes no catálogo e facilitar a pesquisa quando necessário.

4.1.3.6 Dimensionamento da caixa multiplicadora de velocidades

O componente a ser dimensionado em seguida remonta-se à caixa de engrenagens do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. De importância substancial, a caixa multiplicadora tem seu dimensionamento baseado principalmente nas características do gerador elétrico, pois é essencial que a transferência de potência mecânica do eixo principal do rotor até o gerador ocorra de forma íntegra e, ainda, que a rotação de saída seja elevada até um valor apropriado para o perfeito funcionamento do último componente desse sistema.

Antes de realizar a busca por fabricantes de caixas de engrenagens, faz-se necessário destacar que o eixo de entrada desse componente encontra-se voltado para o lado do eixo principal do rotor e, por consequência, o lado oposto recebe a denominação de eixo de saída. A diferenciação entre os lados visa assegurar o discernimento entre os parâmetros recebidos na entrada e os fornecidos na saída da caixa multiplicadora.

A seleção do componente baseou-se nos seguintes aspectos do sistema: em primeiro lugar, a potência mecânica do gerador elétrico, cujo valor apresentado na seção 4.1.3.5 de aproximadamente 22 kW (30 CV) ao modelo atribuído; como segundo critério para escolha tem-se o número de revoluções por minuto do eixo de saída, que deve ser coerente com a rotação nominal de trabalho do gerador, sendo especificado pelo fabricante 885 rpm para o funcionamento correto do mesmo; e, por último, o torque gerado no rotor, calculado no APÊNDICE A, resultando em um momento torsor de 3849,07 N.m, conforme as condições impostas à operação da turbina eólica.

Com os critérios definidos para a escolha do componente, buscou-se por modelos que atendam às necessidades do projeto. Nos catálogos fornecidos para consulta, a Bonfiglioli Reductores do Brasil Ltda. disponibiliza diversos tipos de caixas de engrenagens, indicadas para os mais variados tipos de aplicações.

Da análise dos catálogos, selecionou-se o modelo C80 2_18.1, onde cada código da denominação especifica a seguinte característica: o C remete-se a uma caixa de engrenagens do tipo coaxial, próprio para instalações em locais mais compactos; o segundo código indica o tamanho do modelo de acordo com as normas do fabricante; já o numeral 2 está relacionado à quantidade de estágios de redução do modelo, nesse caso dois estágios; por fim, a relação de transmissão universal do componente, referindo-se a uma relação de multiplicação de 18,1:1 entre os eixos de entrada e saída. Além disso, quando o modelo opera com uma rotação de entrada de 50 rpm, o mesmo entrega em seu eixo de saída 900 rpm, gerando uma potência mecânica de 20 kW (27 CV), uma vez que todos esses parâmetros são válidos para um torque de 3700 N.m no eixo de entrada.

Após a seleção da caixa multiplicadora de velocidades e comparando os critérios considerados fundamentais para escolha desse componente com os próprios dados do mesmo, pode-se observar que a potência e rotação entregues no eixo de saída são coerentes com os respectivos parâmetros necessários para o bom funcionamento do gerador elétrico. Por fim, no ANEXO C têm-se o modelo atribuído para este trabalho, com todos os parâmetros destacados, inclusive os citados acima, bem como as principais dimensões construtivas da carcaça e dos eixos de entrada e saída da caixa de engrenagens.

4.1.3.7 Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos

Engrenagens são elementos mecânicos rígidos empregados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Dotadas de dentes em sua superfície externa ou interna,

devem transmitir movimento – através do contato entre os dentes devido ao engrenamento – de maneira que não haja qualquer tipo de deslizamentos e diferenças de velocidades entre os pontos de contatos (SANTOS JR, 2003).

O primeiro par de engrenagens cilíndricas de dentes retos existente remete-se aos elementos que compõem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes, tendo como objetivo transmitir a rotação proveniente do motor elétrico até o eixo principal de acionamento das pás, sendo esse par de engrenagens identificado pelo número 3, de acordo com a Figura 29.

De acordo com Juvinall e Marshek (2016), a principal característica de um conjunto de transmissão é a sua própria relação de transmissão, isto é, o quanto seus componentes são capazes de multiplicar ou reduzir determinadas grandezas, que pode ser definida através da seguinte equação:

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (4.8)$$

onde i a relação de transmissão geral, n_2 como a rotação de saída e n_1 para expressar a rotação de entrada. Por convenção, é comum adotar também o número 1 para indicar a condutora, ou pinhão, e o 2 para representar a conduzida, ou coroa. Além da rotação, outros parâmetros das engrenagens podem ser utilizados para determinar a relação de transmissão como, por exemplo, o número de dentes ou o diâmetro primitivo de ambos os componentes.

Em virtude de algum sistema possuir mais de um par engrenado, a relação de transmissão geral é definida por meio da Equação 4.9.

$$i = i_1 * i_2 \quad (4.9)$$

Sendo i_1 a relação do par 1 e o par 2 identificado por i_2 . Na existência de mais pares engrenados, a Equação 4.9 continua sendo válida, bastando somente multiplicar pelos n pares existentes no sistema em que se necessita determinar a relação de transmissão geral.

Antes de iniciar o dimensionamento das engrenagens, precisa-se estabelecer a relação de transmissão para o Sistema de Movimentação das Pás Girantes, pois a partir da Figura 29 entende-se que existem dois pares engrenados, sendo o primeiro par formado pelas engrenagens cilíndricas – que estão em estudo agora – e o segundo constituído pelas engrenagens cônicas.

Para que se possa resolver a Equação 4.8, é necessário a definição de duas rotações, onde uma delas é a rotação das pás girantes da turbina eólica e a outra remete-se à rotação nominal do motor elétrico. A Tabela 8 da seção de definição das pás girantes fornece a velocidade angular (ψ) desses componentes, que é de aproximadamente 106,67 rad/s. Basta

dividir a velocidade angular por duas vezes a constante Pi ($2 * \pi$) para que o resultado seja fornecido em revoluções por segundo ou, então, multiplicar por 60 para que seja em rotações por minuto. O resultado equivalente é de 1018,59 rpm para a rotação das pás do aerogerador, sendo arredondado para o valor inteiro mais próximo, isto é, 1019 rpm.

Já a rotação do motor elétrico é fornecida a partir do catálogo do fabricante desse componente, que pode ser visto com maiores detalhes no ANEXO A. Nesse contexto, a rotação nominal do eixo do motor elétrico escolhido para este projeto é de 1160 rpm.

É importante destacar que sendo o componente número 2 da Figura 29 responsável pelo giro das pás em torno do próprio eixo, esse componente é o que apresenta a rotação de entrada e, por consequência, as pás apresentam a rotação de saída. Feita a consideração e por intermédio da Equação 4.8, chegou-se ao resultado para a relação de transmissão geral do Sistema de Movimentação das Pás Girantes, igual a 0,88.

Do resultado encontrado e para os parâmetros estabelecidos neste trabalho, pode-se concluir que se trata de um sistema de redução, pois o valor da variável i ficou abaixo de 1. Dessa forma, um sistema de redução é caracterizado pela diminuição da rotação e ampliação do torque transmitido.

A seguir, o próximo passo é calcular a relação de transmissão das engrenagens cilíndricas de dentes retos. Na seção de dimensionamento das engrenagens cônicas, é estabelecido por convenção que a relação de transmissão é igual a 3 para o par de engrenamento cônico. E de acordo com a Equação 4.9, fica determinado que i_1 e i_2 são as relações do par formado pelas engrenagens cilíndricas e do par constituído pelas engrenagens cônicas, respectivamente. O resultado para a relação de transmissão do par de engrenagens cilíndricas é de aproximadamente 0,29.

Com as relações de transmissão determinadas, torna-se viável buscar por fabricantes de engrenagens para realizar a seleção desses componentes fundamentais em sistemas de transmissão de movimento.

Faz-se necessário, em projetos, o uso de componentes padronizados sempre que possível, pois a adoção desse tipo de componente promove a redução de custos de fabricação e manutenções futuras nos equipamentos (JUVINALL; MARSHEK, 2016). A DIN (*Deutsches Institut für Normung*) trata-se de uma importante organização alemã que define, dentre outros elementos de máquinas, padrões para o desenvolvimento de engrenagens. Assim, o objetivo para este projeto é utilizar engrenagens cilíndricas de dentes retos que estejam em conformidade com o padrão DIN.

Com os dados iniciais, buscou-se por fabricantes que comercializassem modelos seguindo os padrões DIN. A empresa A.T.I. Brasil é especializada em transmissão de potência industrial, atuando na distribuição de componentes mecânicos industriais no território nacional. Essa empresa disponibiliza em seu catálogo, que pode ser visto no ANEXO D, uma série de informações acerca das dimensões dos modelos de engrenagens comercializadas.

O primeiro componente a ser selecionado é a engrenagem presente no eixo do motor elétrico, denominada como engrenagem “m”. Como não há algum fator limitante para a escolha, observando somente as proporções dos outros componentes já estabelecidos, optou-se pela utilização da engrenagem com diâmetro primitivo de 96 mm. Dentre outros parâmetros apresentados no catálogo, o componente contém 24 dentes, com largura de 40 mm e módulo 4 mm. Para tornar mais claro, as informações desta análise estão apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a engrenagem "m".

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	4	<i>mm</i>
Número de dentes	24	<i>dentes</i>
Largura do dente	40	<i>mm</i>
Diâmetro primitivo	96	<i>mm</i>
Diâmetro externo	104	<i>mm</i>
Ângulo de pressão	20	°
Massa	2,79	<i>kg</i>

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

A segunda engrenagem que forma o par engrenado refere-se àquela acoplada ao eixo principal de acionamento das pás do aerogerador, denominada por engrenagem “n”. Conhecendo a relação de transmissão para o par formado pelas engrenagens cilíndricas e o diâmetro primitivo da “m”, pode-se calcular para a engrenagem “n” o diâmetro primitivo que a mesma deve possuir. Além desta característica, mas também pela mesma razão anterior, o número de rotações por minuto é outro parâmetro que pode ser conhecido sobre a segunda engrenagem. Assim, as equações utilizadas e os resultados estão disponíveis na Tabela 13.

Tabela 13 - Cálculo do diâmetro primitivo e da rotação nominal à roda dentada "n".

Variável	Equação	Valor	Unidade
Dp_2	$i_1 = \frac{Dp_1}{Dp_2}$	327,85	mm
n_2	4.8	340	rpm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Para não gerar ambiguidade, Dp_1 remete-se à engrenagem condutora e Dp_2 à conduzida, isto é, a engrenagem “m” e “n”, nesta sequência. Já i_1 indica a relação de transmissão para o par formado pelas engrenagens cilíndricas de dentes retos. Como o número de revoluções por minuto trata-se de um valor inteiro, a rotação encontrada para a engrenagem “n” e expressa na Tabela 13 foi arredondada para o valor mais próximo.

De posse do diâmetro primitivo calculado e para o mesmo módulo da engrenagem “m”, procurou-se no catálogo da A.T.I. Brasil um modelo para a “n” cujo diâmetro primitivo seja próximo e superior ao exposto na tabela acima, pois seguindo esta especificação entende-se que o componente selecionado será certamente adequado. A seguir, a Tabela 14 expõe as principais informações sobre a engrenagem escolhida.

Tabela 14 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a engrenagem "n".

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	4	mm
Número de dentes	85	dentes
Largura do dente	40	mm
Diâmetro primitivo	340	mm
Diâmetro externo	348	mm
Ângulo de pressão	20	°
Massa	28,18	kg

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

As engrenagens cilíndricas selecionadas no ANEXO D para comporem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes foram destacadas com linhas em cor vermelha para se sobressaírem das demais, facilitando a busca quando necessário.

O próximo par engrenado a ser analisado diz respeito àquele responsável por transmitir a rotação gerada no rotor da turbina eólica até o componente final do Sistema de Transmissão

Turbina-Gerador. A Figura 30 exemplifica, de forma esquemática, o sistema que engloba as engrenagens em questão, sendo as mesmas apontadas pelo número 18.

Seguindo a mesma metodologia abordada para seleção das rodas dentadas que formam o sistema capaz de movimentar as pás girantes do aerogerador, iniciou-se pela definição das rotações de entrada (n_1) e saída (n_2), onde uma delas é a rotação do eixo principal do rotor e a outra remete-se à rotação nominal do gerador elétrico. Especificou-se, na seção 4.1.2, que 50 rpm é número de revoluções por minuto ideal ao giro do rotor da turbina, e tal atribuição pode ser justificada por intermédio dos gráficos contidos na Figura 26 e na Figura 27. Acima de tudo, faz-se importante salientar que tal parâmetro permanece válido somente para as condições impostas ao trabalho.

Diferente do primeiro, a rotação do gerador elétrico tem seu valor fornecido através do catálogo da WEG S.A. – especializada na fabricação desses componentes – cuja rotação nominal e entre outros parâmetros podem ser vistos com clareza no ANEXO B. Dessa forma, a rotação ideal ao funcionamento do gerador selecionado, a fim de que o mesmo promova a conversão de energia mecânica de eixo em elétrica, é de 885 rpm. Para que esse número de revoluções por minuto seja atingido, o eixo principal do rotor precisa girar e isso ocorre devido ao torque gerado pela força de sustentação que atua sobre as pás, resultado do escoamento do ar através do perfil das mesmas. Dessa maneira, entende-se que a rotação de entrada é característica do rotor da turbina eólica, da forma que o gerador elétrico apresenta a rotação de saída. Finalizada as definições e fazendo uso da Equação 4.8, chegou-se ao resultado para a relação de transmissão do segundo sistema, sendo igual a 18.

O valor resultante para a relação de transmissão geral retrata um sistema de multiplicação, uma vez que a variável i é superior a 1. Consequentemente, há um aumento da rotação transmitida, que pode ser comprovado através da comparação entre o número de revoluções por minuto dos componentes rotor e gerador elétrico, além da diminuição do torque.

Em seguida, o próximo passo é determinar a relação de transmissão para as engrenagens cilíndricas de dentes retos. Na seção de dimensionamento da caixa multiplicadora de velocidades, buscou-se por um modelo que atenda as principais necessidades do projeto. Assim, a caixa de engrenagens selecionada na seção 4.1.3.6 apresenta uma relação de transmissão universal igual a 18:1, segundo os dados fornecidos pelo fabricante do equipamento. Com esse valor e também aquele encontrado para o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, pode-se, enfim, calcular a relação de transmissão para as rodas dentadas. Antes de substituir os valores na Equação 4.9, especificou-se que i_1 e i_2 são, nessa sequência, a relação universal da caixa multiplicadora de velocidades e a relação do par de engrenagens cilíndricas. Assim, chegou-se

ao valor 1 como sendo o resultado para a relação de transmissão do par de engrenagens número 18, conforme identificado na Figura 30.

Finalizada esta etapa, iniciou-se a busca por modelos de rodas dentadas necessárias para formar o par engrenado do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. Nesse contexto de pesquisa de componentes mecânicos, manteve-se a A.T.I Brasil como referência para a aquisição das engrenagens, uma vez que os catálogos disponibilizados contêm diversos modelos e nos mais variados tamanhos.

A seleção começou através da engrenagem “i”, localizada sobre o eixo intermediário o qual é interligado por um acoplamento ao eixo de entrada da caixa multiplicadora de velocidade. Por ser bastante elevado o torque a ser transmitido neste sistema, julga-se importante buscar por modelos de rodas dentadas mais robustos, isto é, com dimensões substanciais. Dessa maneira, foi escolhido no catálogo a engrenagem cilíndrica com diâmetro primitivo de 425 mm. Acrescenta-se também que a mesma é fabricada com módulo de 5 mm, contém 85 dentes e largura total de 50 mm. Para tornar mais claro, os parâmetros desta análise estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Dimensões fornecidas pelo fabricante para a roda dentada "i".

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	5	<i>mm</i>
Número de dentes	85	<i>dentes</i>
Largura do dente	50	<i>mm</i>
Diâmetro primitivo	425	<i>mm</i>
Diâmetro externo	435	<i>mm</i>
Ângulo de pressão	20	°
Massa	55,19	<i>kg</i>

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

Acoplada ao eixo principal do rotor, tem-se outra engrenagem cilíndrica de dentes retos, sendo denominada aqui por engrenagem “j”. Juntamente com a roda dentada “i”, formam o par engrenado do Sistema de Movimentação das Pás Girantes, sendo especificadas para transmitir o torque proveniente do rotor da turbina eólica. Diferente da abordagem empregada na seleção da engrenagem “i”, nesse componente procurou-se definir, em primeiro lugar, o diâmetro primitivo que o mesmo deve possuir e, em seguida, analisar os catálogos em busca de um modelo cujo diâmetro primitivo seja semelhante aquele calculado. Dessa maneira, para determinar o valor da variável em análise, basta multiplicar a relação de transmissão do

respectivo par engrenado pelo diâmetro primitivo da roda dentada “i”, nesse caso, 425 mm. O diâmetro da engrenagem “j” resultou em um valor de aproximadamente 422,66 mm.

Sendo assim, iniciou-se a procura por um modelo que contenha um valor de diâmetro primitivo próximo e superior ao calculado acima, ficando claro que a seleção deve ocorrer para engrenagens que contenham o respectivo módulo da “i”. Feita a consideração, são exibidos na Tabela 16 as informações gerais acerca da engrenagem escolhida.

Tabela 16 - Dimensões fornecidas pelo fabricante à roda dentada "j".

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	5	<i>mm</i>
Número de dentes	85	<i>dentes</i>
Largura do dente	50	<i>mm</i>
Diâmetro primitivo	425	<i>mm</i>
Diâmetro externo	435	<i>mm</i>
Ângulo de pressão	20	°
Massa	55,19	<i>kg</i>

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

Os modelos selecionados para as rodas dentadas “i” e “j” estão destacados dos demais modelos existentes no catálogo presente no ANEXO D, facilitando a pesquisa e consulta.

Todos os demais cálculos e explicações realizados para o dimensionamento dos pares formados pelas engrenagens cilíndricas de dentes retos estão disponíveis no memorial de cálculos do APÊNDICE B. O objetivo dos cálculos produzidos, além de determinar todos os parâmetros fundamentais ao desenvolvimento de uma engrenagem, foram analisar os efeitos das tensões sobre os dentes da mesma em detrimento dos torques que são transmitidos por esses componentes durante o funcionamento da turbina eólica. Os valores encontrados para as tensões de flexão no pé do dente das engrenagens “m”, “n”, “i” e “j” e os respectivos coeficientes de segurança, baseados nas equações da AGMA (*American Gear Manufactures Association*) – equações que levam em consideração a carga nominal transmitida, as propriedades do material e alguns fatores de correção, podem ser vistos na Tabela 17.

Tabela 17 - Tensões de flexão e fatores de segurança pertinentes às engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Descrição	Variável	m	n	i	j	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	
Tensão de flexão AGMA	σ_F	47,79	39,10	214,95	214,95	MPa
Fator de segurança	S_F	4,31	5,27	1,25	1,25	adimens.

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os resultados encontrados para as tensões de flexão no pé do dente e os fatores de segurança sugerem que as engrenagens “i” e “j” são sujeitas a um nível de solicitação considerável, se comparado àquelas existentes no Sistema de Movimentação das Pás Girantes. O motivo para tal discrepância está fortemente relacionado ao torque gerado no rotor da turbina, afetando diretamente as engrenagens desse sistema.

4.1.3.8 Dimensionamento das engrenagens cônicas de dentes retos

As engrenagens cônicas de dentes retos presentes no Sistema de Movimentação das Pás Girantes são responsáveis por transmitir a rotação e o torque proveniente do eixo principal de acionamento das pás até os eixos de cada pá girante, uma vez que tais engrenagens são desenvolvidas visando à transmissão de movimento entre eixos concorrentes, mais especificadamente a 90° um em relação ao outro.

O primeiro passo no dimensionamento remete-se ao estabelecimento da relação de transmissão das rodas dentadas, sendo definida por convenção que i_2 é igual a 3. Apesar da abordagem realizada na seção 4.1.3.7, é válido ratificar novamente que i_1 caracteriza-se por ser a relação de transmissão do par formado pelas engrenagens cilíndricas e i_2 referente ao par constituído pelas engrenagens cônicas.

Em seguida, buscou-se pelos modelos através dos catálogos do mesmo fornecedor adotado nas engrenagens cilíndricas, pois a A.T.I. Brasil comercializa componentes que estão de acordo com o padrão DIN. No ANEXO D tem-se o referido catálogo com uma gama de informações acerca das dimensões dos modelos de engrenagens disponíveis.

O primeiro componente a ser definido é a engrenagem cônica presente no eixo principal de acionamento das pás, denominada como engrenagem “t”. Em virtude de não haver algum fator limitante para a escolha, apenas mantendo as devidas proporções dos demais componentes

já estabelecidos, optou-se pelo emprego da roda dentada com diâmetro primitivo de 240 mm. A Tabela 18 expõe as principais características sobre a engrenagem atribuída.

Tabela 18 - Propriedades da engrenagem "t" selecionada a partir do catálogo do fabricante.

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	5	<i>mm</i>
Número de dentes	48	<i>dentes</i>
Largura do dente	35	<i>mm</i>
Diâmetro primitivo	240	<i>mm</i>
Diâmetro externo	243,1	<i>mm</i>
Ângulo de pressão	20	°
Massa	8,72	<i>kg</i>

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

A segunda roda dentada corresponde àquela acoplada ao eixo da pá girante, denominada por engrenagem “s”. Conhecendo a relação de transmissão para as engrenagens cônicas e o diâmetro primitivo da “t”, pode-se calcular a mesma dimensão referente à roda dentada “s”. O diâmetro primitivo pode ser obtido por intermédio da Equação 4.10.

$$i_2 = \frac{Dp_1}{Dp_2} \quad (4.10)$$

Para tornar mais claro, Dp_1 remete-se à engrenagem condutora e Dp_2 à conduzida, isto é, a engrenagem “t” e “s”, respectivamente. De posse do diâmetro primitivo obtido através da Equação 4.10 – 80 mm – e para o mesmo módulo da engrenagem “t”, procurou-se no catálogo da A.T.I. Brasil um modelo para a “s” cujo diâmetro primitivo seja condizente com o valor calculado. Dessa forma, a Tabela 19 mostra as informações gerais acerca da engrenagem selecionada.

Tabela 19 - Propriedades da engrenagem "s" selecionada a partir do catálogo do fabricante.

(continua)

Descrição	Valor	Unidade
Módulo	5	<i>mm</i>
Número de dentes	16	<i>dentes</i>
Largura do dente	35	<i>mm</i>
Diâmetro primitivo	80	<i>mm</i>
Diâmetro externo	89,5	<i>mm</i>

Tabela 19 - Propriedades da engrenagem "s" selecionada a partir do catálogo do fabricante.

(conclusão)

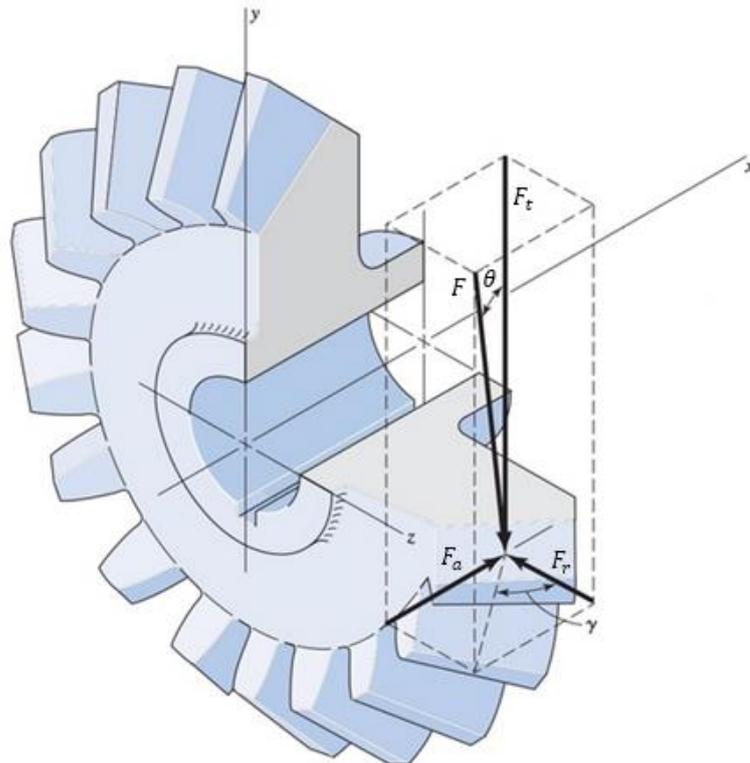
Descrição	Valor	Unidade
Ângulo de pressão	20	°
Massa	1,38	kg

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

Apesar da turbina eólica ser composta por cinco pás e, conseqüentemente, cinco engrenagens “s”, o dimensionamento e seleção realizou-se com base em apenas um componente. Os resultados, por sua vez, são válidos a todas as engrenagens cônicas acopladas aos eixos das pás girantes.

Com a seleção das rodas dentadas finalizada, buscou-se, em seguida, promover a análise dos esforços nos dentes desses elementos de máquina. Para que se possa determinar as forças atuantes, é necessário, em primeiro lugar, estabelecer algumas relações cinemáticas. De forma a tornar mais simples o entendimento, a Figura 32 demonstra a direção da força resultante bem como suas componentes que agem sobre o perfil do dente de uma engrenagem cônica.

Figura 32 - Forças atuantes sobre o dente de uma engrenagem cônica de dentes retos.



Fonte: (Adaptado de: BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Tem-se na Figura 32 a representação das forças que agem sobre o perfil do dente, submetidas sobre um ponto específico do mesmo. Assim como nas engrenagens cilíndricas, a força tangencial é responsável pelo movimento da roda dentada, dando origem ao momento fletor, que tende a romper por flexão o pé do dente. Da mesma forma, a F_t que atua sobre os componentes em análise pode ser estabelecida conforme a Equação 4.11.

$$F_t = \frac{2 * Mt}{Dp} \quad (4.11)$$

Onde Mt representa o momento torsor que age sobre o dente e o diâmetro primitivo da engrenagem em análise indicado por Dp . Já a força radial, de sentido voltado ao centro da engrenagem, é definida a partir da seguinte expressão:

$$F_r = F_t * \tan \theta * \cos \gamma \quad (4.12)$$

sendo γ o ângulo primitivo. Além das componentes tangencial e radial, tem-se nas engrenagens cônicas o esforço que atua no sentido axial do componente. Da análise da Figura 32 e com base em relações de trigonometria, chegou-se à força axial (F_a), identificada pela Equação 4.13.

$$F_a = F_t * \tan \theta * \sin \gamma \quad (4.13)$$

Finalizada a abordagem dos esforços que agem sobre os dentes das engrenagens, começou-se os cálculos pela “t”, uma vez que esse componente é o elemento condutor no par de engrenamento. Nesse contexto, o torque atuante na engrenagem “t” é proveniente da engrenagem cilíndrica “n” devido ao fato desses componentes mecânicos estarem acoplados no mesmo eixo de transmissão, nesse caso o eixo principal de acionamento das pás. Portanto, o momento torsor calculado no APÊNDICE B e que age, conseqüentemente, na roda dentada “t” é igual a 268,14 N.m. De posse do torque e do ângulo primitivo γ , cujo valor é de 18,43 graus, pode-se estabelecer as forças tangencial, radial e axial para esse componente, sendo mostradas na Tabela 20.

Tabela 20 - Cálculo das forças aplicadas sobre a "t".

Variável	Equação	Valor	Unidade
F_t	4.11	2234,51	N
F_r	4.12	257,19	N
F_a	4.13	771,56	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

A força tangencial determinada na Tabela 20 remonta-se ao esforço que faz a engrenagem "t" movimentar as engrenagens "s". Da mesma maneira, cada uma das rodas dentadas "s" executa sobre a "t" uma força de direção igual, porém sentido contrário, cuja intensidade é de 446,9 N. O momento torsor gerado em razão da F_t que atua na engrenagem cônica "s" e suas componentes radial e axial podem ser observadas na Tabela 21.

Tabela 21 - Cálculo do torque e das forças aplicadas sobre cada uma das engrenagens "s".

Variável	Equação	Valor	Unidade
Mt	4.11	17,88	N.m
F_r	4.12	154,31	N
F_a	4.13	51,44	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

4.1.3.9 Dimensionamento dos acoplamentos

Resumidamente, acoplamentos mecânicos são elementos de máquinas primordiais na indústria, pois promovem a transmissão de torque através da conexão entre dois sistemas maquinários (COLLINS, 2006). Não diferente, os sistemas de transmissão desenvolvidos para o aerogerador do tipo Magnus contam com alguns acoplamentos mecânicos, sendo dois empregados no sistema responsável pelo acionamento das pás girantes e três no Sistema de Transmissão de Movimento Turbina-Gerador, conforme pode ser observado na Figura 29 e Figura 30, respectivamente.

A seleção dos acoplamentos mecânicos existentes no interior da nacela baseou-se no fator torque máximo a ser transmitido por esses elementos durante o regime de acionamento, funcionamento pleno e transição até a parada do aerogerador. Dessa forma, buscaram-se por acoplamentos que atendam principalmente a especificação do projeto citada anteriormente e,

ainda, não sejam demasiadamente pesados, pois o excesso de massa provoca o aumento das cargas sobre os eixos e mancais e eleva os gastos energéticos do sistema.

Da pesquisa por fabricantes de acoplamentos, tem-se a Acoplast Brasil, empresa voltada à produção e comercialização de acoplamentos mecânicos para o Brasil e exterior, contemplando uma ampla linha de modelos, sendo direcionados aos mais diversos tipos de aplicações. Assim, destaca-se, dentre os tipos de modelos existentes, os acoplamentos flexíveis, empregados quando se necessita reduzir vibrações e ruídos, absorver choques e picos de carga e, principalmente, compensar pequenos desalinhamentos paralelos e angulares que possam existir. Nesse âmbito, estabeleceu-se que os modelos a serem escolhidos devem ser do tipo flexíveis, uma vez que há a possibilidade de ocorrer variações bruscas na rotação dos eixos em função da ação do sistema de freio e alterações consideráveis no torque transmitido quando ocorrem mudanças em alguns parâmetros fundamentais do aerogerador.

Para que não haja mistura de informações, cada um dos cinco acoplamentos existentes tem sua denominação de acordo com os números que os identificam nas Figuras 29 e 30. Feita a ressalva, iniciou-se a definição desses componentes.

O primeiro a ser especificado é o acoplamento 6, que faz a conexão entre o eixo do motor elétrico e o eixo intermediário onde está fixada a engrenagem cilíndrica “m”. Sendo assim, como o torque atuante sobre essa roda dentada é o mesmo transmitido pelo acoplamento 6, procurou-se por um modelo no catálogo disponibilizado pelo fabricante que apresente um momento torsor superior a 75,71 N.m, não necessitando ser o valor mais próximo, apenas como parâmetro de entrada. Então, o acoplamento flexível que mais se adéqua a esse caso é o modelo Flex-Torq tamanho 125, cujos dados técnicos principais são os seguintes: rotação e torque máximos de 5000 rpm e 350 N.m, respectivamente; já o diâmetro limite do eixo comportado em um dos lados igual a 40 mm e 48 mm para o eixo que é fixado na outra extremidade.

O acoplamento seguinte remete-se ao apontado como número 5 na Figura 29, cujo componente interliga o eixo base da engrenagem “n” ao eixo principal de acionamento das pás girantes. Na seção de dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos, determinou-se que o momento torsor atuante sobre a “n” tem um valor aproximado de 268 N.m. Analisando os acoplamentos flexíveis existentes, aquele que se mostra mais coerente à necessidade é o que apresenta 500 N.m como valor limite para transmissão de torque, estabelecido pelo modelo Flex-Torq tamanho 144. Outros dados a serem destacados são os diâmetros máximos dos eixos que podem ser acoplados ao componente, onde um lado permite um eixo de até 50 mm de medida externa e o outro 60 mm, e o número limite de revoluções por minutos, sendo admissíveis valores que não ultrapassem 5000 rpm durante o funcionamento.

Do modelo selecionado para o acoplamento 5, percebeu-se que tal escolha também é válida ao número 21 da Figura 30, embora nesse caso o torque seja dado em função do gerador elétrico do sistema. Para que se possa determinar essa característica, é necessário dividir a potência mecânica de acionamento do gerador (22 kW) – seção 4.1.3.5 – por sua velocidade angular, isto é, a rotação nominal multiplicada por duas vezes a constante Pi ($2 * \pi$) e dividida por 60. Então, o torque atuante na ponta do eixo do gerador elétrico, transmitido pelo acoplamento 21 é de 238,08 N.m, o que comprova que o modelo Flex-Torq tamanho 144 também pode ser utilizado nesse caso.

Representado no leiaute da Figura 30 pelo número 19, o quarto acoplamento analisado tem a função vital de conectar o eixo principal do rotor com o eixo intermediário onde se encontra a engrenagem “j”. Uma vez que o momento torsor é o fator base para escolha do acoplamento, cabe fazer uso, aqui, do torque gerado no rotor, calculado na seção de dimensionamento da potência da turbina eólica. Com base nesse resultado, o passo seguinte é selecionar o modelo que suporte os 3849,07 N.m desenvolvidos no rotor. Nesse âmbito, a Acoplast Brasil apresenta, no catálogo dos acoplamentos flexíveis, o modelo Flex-Torq tamanho 285, que atende a especificação exigida, pois o respectivo componente é dimensionado para suportar torques de até 4300 N.m. Além disso, pontas de eixo com no máximo 120 mm de diâmetro externo podem ser interligadas no lado maior do acoplamento, à medida que o lado oposto garante medidas de até 110 mm.

O par de engrenagens do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador constitui-se de duas rodas dentadas iguais, conforme pode ser visto na seção de dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos. Em razão de apresentarem as mesmas medidas, o momento torsor transmitido por esses componentes permanece constante e, dessa forma, torna-se viável empregar o mesmo modelo escolhido para o acoplamento flexível número 19 ao outro existente no sistema, apontado pelo número 20. Por último, ressalta-se que os cinco componentes aplicados neste trabalho podem ser vistos no ANEXO E, sendo os mesmos destacados a fim de se sobressaírem dos demais contidos no catálogo.

4.1.3.10 Dimensionamento dos eixos

Eixos são elementos de transmissão usualmente empregados em partes rotativas de máquinas com o propósito de transmitir movimento de rotação e torque de um ponto a outro. Durante o movimento de rotação, um eixo fica submetido à torção devido ao torque transmitido

e, em determinadas aplicações, cargas transversais e axiais que agem sobre o mesmo, causando esforços de flexão e tração/compressão, respectivamente (AZEVEDO, 2018).

Segundo Azevedo (2018), na maior parte das vezes, eixos que contêm engrenagens acopladas a seu corpo, conhecidos também como eixos de árvores de engrenagens, devem ser dimensionados observando as tensões atuantes, o material selecionado à produção do componente e as condições de utilização previstas.

Antes de iniciar a seleção dos materiais para os eixos de transmissão, é importante conhecer e denominar todos os eixos que precisam ser dimensionados neste projeto. Tomando como referência os números que identificam cada componente nos respectivos sistemas representados na Figura 29 e Figura 30, torna-se válido introduzir esses números na nomenclatura dos mesmos, ou seja, o eixo na Figura 29 atribuído ao número 8, por exemplo, recebe o seguinte nome: eixo 8.

Os materiais amplamente utilizados na produção de eixos de transmissão são aqueles que apresentam boa ductilidade e módulo de elasticidade elevado. Os aços carbono são exemplares de materiais dúcteis, uma vez que possuem alongamento percentual maior que 5 % e, ainda, apresentam valores substanciais referente ao módulo de elasticidade. Dessa forma, entende-se que o aço seja o material mais adequado para esta finalidade, pois contém propriedades fundamentais que os eixos devem possuir. Através de Budynas e Nisbett (2016) e Losekann (2008), optou-se pela seleção de três aços distintos, sintetizados pelo processo de laminação à quente, sendo altamente indicados à produção de eixos de transmissão.

Seguindo a classificação da AISI (*American Iron and Steel Institute*) são apresentados na Tabela 22 algumas propriedades físicas para os aços AISI 1045, AISI 4130 e AISI 4340, sendo essas características atribuídas à temperatura de 20 °C.

Tabela 22 - Propriedades dos materiais empregados nos eixos do aerogerador.

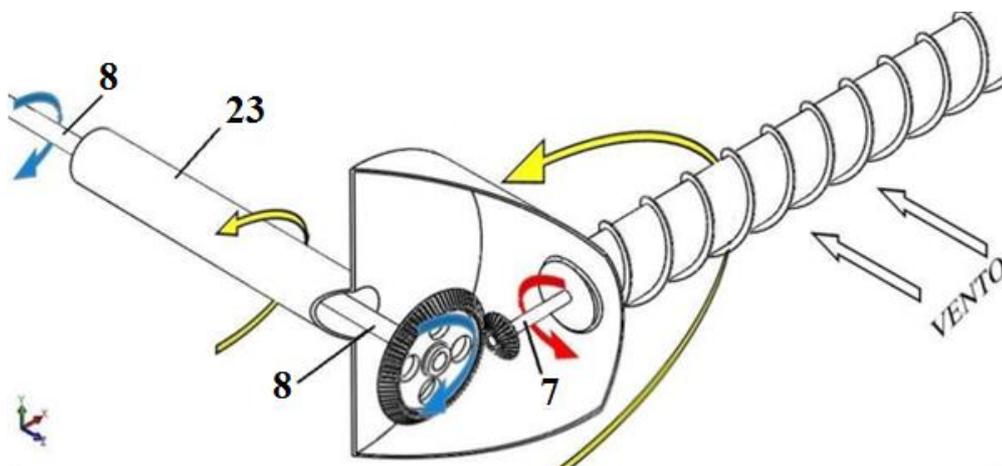
	1045	4130	4340	
Propriedade	Valor	Valor	Valor	Unidade
Tensão de escoamento (σ_e)	310	784,56	892,44	<i>MPa</i>
Limite de resistência à tração (σ_t)	570	872,82	1039,54	<i>MPa</i>
Módulo de elasticidade (E)	210	210	210	<i>GPa</i>
Dureza Brinell (HB)	163	280	300	<i>HB</i>

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016 e LOSEKANN, 2008).

Antes de desmembrar os sistemas de transmissão de movimento e apresentar cada eixo separadamente, isto é, somente com os componentes que são fixados em si, é de grande importância, nesse momento, determinar os sentidos de rotação dos principais eixos do aerogerador para que se possa estabelecer, posteriormente, as direções e sentidos das forças atuantes sobre esses elementos de transmissão de movimento.

Com base no esboço da Figura 33, à medida que o eixo 8 – eixo principal de acionamento das pás girantes – gira no sentido horário, conforme indicado pela seta azul, a engrenagem cônica “t” realiza o mesmo movimento de rotação, uma vez situada na sua extremidade. Em virtude do engrenamento cônico, o eixo 7 – eixo da pá girante – será rotacionando no sentido da seta vermelha, fazendo com que a pá exiba movimento igual em torno de seu próprio eixo. Tomando como referência a pá girando em sentido anti-horário e o vento incidente sobre a superfície da mesma de acordo com a Figura 33, surge um gradiente de pressão entre os lados opostos do perfil da pá. Dessa forma, a diferença de pressão formada faz com que a pá e o cubo rotacionem em sentido anti-horário, devido à pressão na parte inferior da pá ser maior que na parte de cima. Como o rotor gira no sentido da seta amarela, o eixo 23 – eixo principal do rotor – que é acoplado ao cubo mantém o mesmo sentido de movimento.

Figura 33 – Posicionamento e sentido de rotação dos eixos de acionamento das pás girantes e eixo principal do rotor.

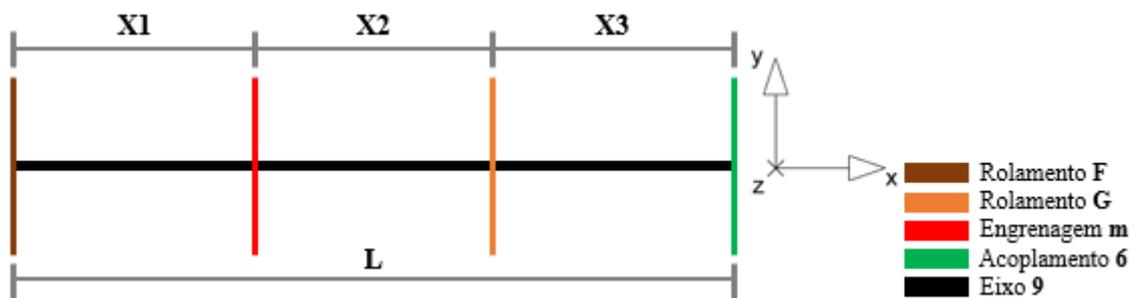


Fonte: (Adaptado de: VIZZOTTO, 2018).

O contrário desta explanação também é válido, isto é, se o eixo 8 girar no sentido anti-horário, o rotor e o eixo 23 deverão rotacionar no sentido oposto. Para esse trabalho considerou-se o sentido de rotação dos eixos conforme indicação das setas presentes na Figura 33.

Concluída a análise juntamente com as determinações dos sentidos de giros dos eixos principais dos sistemas de transmissão de movimento, o próximo passo é apresentar os eixos individualmente, bem como a disposição linear de cada elemento fixado em si. Toda a definição do correto posicionamento, mas também a aquisição dos valores correspondentes às distâncias entre cada elemento, foi realizada com auxílio de esboços feitos no software de CAD da marca SolidWorks, versão 2018. Nesse âmbito, iniciou-se com os eixos de transmissão que compõem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes, partindo pelo eixo 9, sendo o aço AISI 1045 o material atribuído a esse componente para os cálculos de dimensionamento. De maneira esquemática, a Figura 34 exhibe o eixo 9 e todos os elementos atrelados a si.

Figura 34 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 9.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Conforme mostrado na Figura 34, o leiaute do eixo 9 é disposto por uma engrenagem entre mancais e um acoplamento na extremidade para promover a conexão com o eixo do motor elétrico. Ainda, cada componente é identificado por uma cor particular, sendo a legenda responsável por fazer a ligação entre o nome e a respectiva cor atribuída. Já X1, X2, X3 e L representam, nesta sequência, as distâncias entre centros dos componentes adjacentes e o somatório dessas medidas, e os valores para cada dimensão estão expostos na Tabela 23.

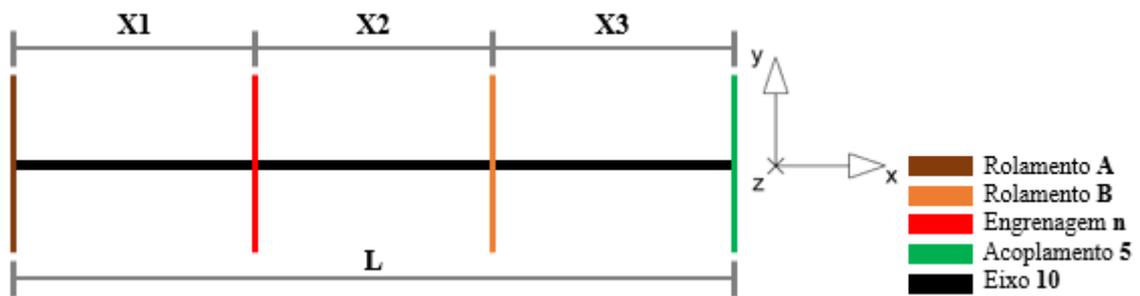
Tabela 23 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 9.

Variável	Valor	Unidade
X1	96	mm
X2	96	mm
X3	126	mm
L	318	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

O próximo eixo remete-se àquele identificado pelo número 10 na Figura 29, com características semelhantes ao eixo analisado anteriormente, pois contém uma engrenagem apoiada entre dois rolamentos e um acoplamento flexível na extremidade direita, que faz a interligação com o eixo principal de acionamento das pás girantes. Denominado por eixo 10, escolheu-se como material base ao elemento o aço AISI 1045 para efeitos dos cálculos dimensionais. A Figura 35 mostra o esboço esquemático do eixo 10 juntamente com as medidas que separam os componentes compreendidos ao longo de sua extensão.

Figura 35 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 10.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Da análise da Figura 35, o sistema de coordenadas indica que o sentido positivo do eixo “x” se dá da esquerda para a direita, de baixo para cima referente ao eixo “y” e positivo para o eixo “z” no sentido do plano da folha para dentro.

Seguindo a mesma lógica abordada no eixo anterior, X1, X2 e X3 são aplicados para indicar as distâncias parciais e L como a medida extrema. Os valores exatos para as quatro variáveis integrantes são exibidos na Tabela 24.

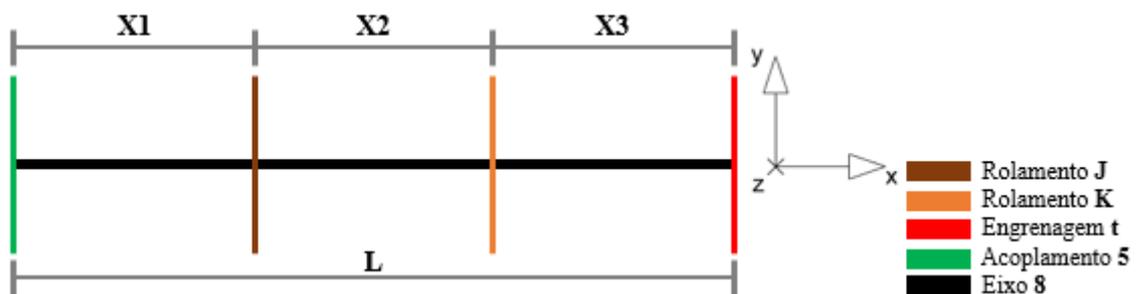
Tabela 24 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 10.

Variável	Valor	Unidade
X1	92	mm
X2	92	mm
X3	135	mm
L	319	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

O terceiro elemento de transmissão de movimento diz respeito ao eixo principal de acionamento das pás girantes, denominado aqui por eixo 8. Diferente dos casos anteriores, a disposição dos componentes sobre o eixo 8 ocorre da seguinte forma: dois rolamentos de apoio dispostos um ao lado do outro, uma engrenagem situada na extremidade esquerda e, por fim, um acoplamento promovendo a conexão com o eixo 10. Dessa forma, tal descrição pode ser melhor entendida através da Figura 36, que mostra o esboço do eixo de transmissão 8.

Figura 36 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 8.



Fonte: (AUTOR, 2019).

As dimensões estabelecidas para X1, X2, X3 e L estão disponíveis na Tabela 25.

Tabela 25 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 8.

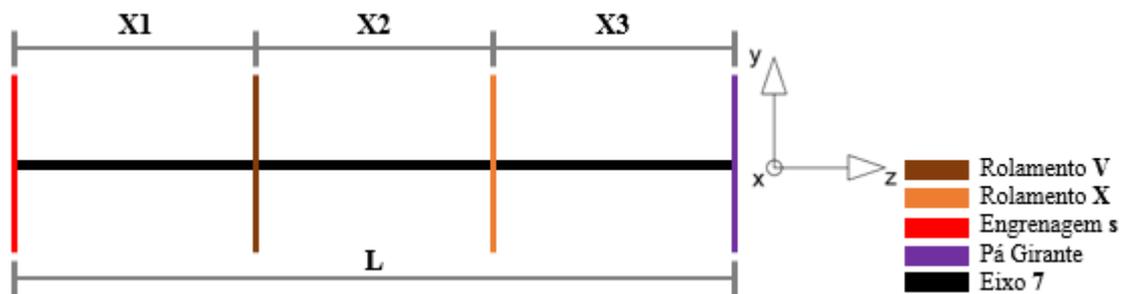
Variável	Valor	Unidade
X1	132,5	mm
X2	1099,5	mm
X3	150	mm
L	1382	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Da Tabela 25, a medida extrema (L) do eixo 8 mostra-se bastante elevada em comparação com os eixos já vistos. Soma-se a isso a condição de que o mesmo deve operar por dentro do eixo principal do rotor, de forma concêntrica, o que impõe uma restrição máxima ao diâmetro do eixo 8. Portanto, chegou-se à conclusão que o aço AISI 4130 é o material base mais adequado a esse caso, uma vez que o mesmo apresenta limites de resistência mais elevados, fazendo com que o resultado do diâmetro não seja demasiadamente elevado.

Ainda no Sistema de Movimentação das Pás Girantes, inicia-se a análise do eixo de cada pá do aerogerador, estabelecido de acordo com o número atribuído na Figura 29 como eixo 7. Como há mais de um exemplar para esse eixo, isto é, um para cada pá do rotor, torna-se válido abordar que todos os componentes são perfeitamente iguais, seja nas características geométricas ou nas construtivas, como o material empregado, nesse caso o aço AISI 1045. A Figura 37 exhibe, de maneira simplificada, o esboço do eixo 7, bem com a engrenagem cônica, os rolamentos de apoio e a pá girante interligados em seu corpo.

Figura 37 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 7.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O esboço da Figura 37 mostra a posição da pá – cor roxa – quando a mesma está totalmente na horizontal e voltada para a direita, sendo o restante do corpo da pá desconsiderado na figura. Embora existam inúmeras outras posições angulares em que a pá girante possa se encontrar, em relação ao eixo do rotor, entende-se que esta é a configuração mais crítica ao eixo 7 e, conseqüentemente, mais correta para o dimensionamento do componente.

Os valores das medidas X1, X2, X3 e L para o eixo 7, válidos não somente na condição mostrada na Figura 37 como também em qualquer outra posição angular da pá e para os cinco eixos existentes, podem ser vistos na Tabela 26.

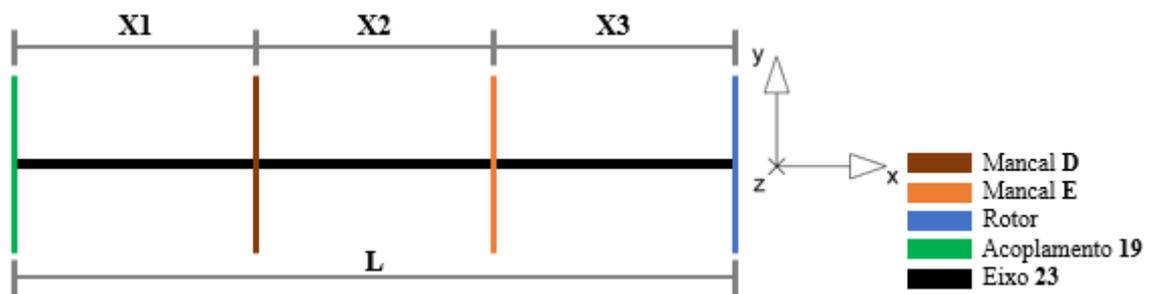
Tabela 26 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 7.

Variável	Valor	Unidade
X1	291,75	mm
X2	73	mm
X3	28,5	mm
L	393,25	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Compondo o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, o eixo principal do rotor é o componente responsável por sustentar o peso de todas as pás girantes, eixos, engrenagens, cubo, dentre outros elementos, bem como transmitir, de forma íntegra, o torque produzido no rotor. Denominado como eixo 23, apresenta a seguinte disposição de componentes: dois mancais de rolamentos exibidos um ao lado do outro, um acoplamento interligando-se ao eixo 24 e na outra extremidade a presença do rotor da turbina, unido ao eixo principal do rotor por sistema de flanges. A Figura 38 mostra o esboço esquemático do eixo 23 além das medidas entre os componentes compreendidos ao longo de sua extensão.

Figura 38 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 23.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Na concepção final dos sistemas de transmissão de movimento estabelecida por Vizzotto (2018), o eixo principal do rotor caracteriza-se por ser um elemento de seção transversal vazado, em virtude das condições do projeto, onde o eixo 23 permite que passe pelo seu interior o eixo que transmite a rotação do motor elétrico até as pás girantes. Aliado a essa particularidade, esse elemento deve suportar o peso do rotor da turbina e os demais esforços que o vento provoca sobre as pás, como por exemplo a força de arrasto, e ainda garantir a transmissão do elevado torque gerado pelas pás girantes. Nessas circunstâncias, atribui-se ao eixo 23 o aço AISI 4340 como material base, uma vez que o mesmo é indicado para a produção de eixos e possui propriedades mecânicas à altura das solicitações exigidas. Da escolha do material, tem-se na Tabela 27 os valores para os intervalos de distância X1, X2 e X3, bem como a soma das mesmas, representada por L.

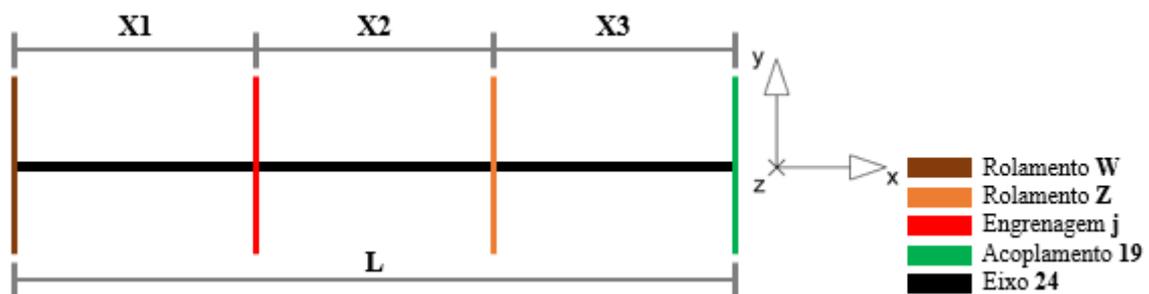
Tabela 27 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 23.

Variável	Valor	Unidade
$X1$	200	<i>mm</i>
$X2$	200	<i>mm</i>
$X3$	175	<i>mm</i>
L	575	<i>mm</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

Seguindo no contexto dos eixos vazados, o próximo componente a ser analisado é o eixo 24, sendo a disposição dos rolamentos de apoio, engrenagem e acoplamento da seguinte maneira: a roda dentada encontra-se assentada entre os elementos de apoio e o acoplamento fixado na extremidade direita, promovendo a conexão com o eixo principal do rotor. Para auxiliar na descrição, a Figura 39 mostra o esboço esquemático do eixo 24, juntamente com a legenda de identificação das cores adotadas para os componentes que são unidos ao corpo do eixo. Ainda, o sistema de referência empregado na figura indica que o sentido positivo do eixo “x” se dá da esquerda para a direita, de baixo para cima referente ao eixo “y” e positivo para o eixo “z” no sentido do plano da folha para dentro.

Figura 39 - Esboço do posicionamento dos componentes fixados ao eixo 24.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Da mesma forma como o anterior, o eixo de transmissão 24 é vazado em virtude da necessidade da passagem pelo seu interior do eixo de acionamento das pás girantes. Por não apresentar a seção transversal maciça, determinou-se como material base ao elemento o aço AISI 4130 para uso das propriedades nos cálculos dimensionais.

As medidas $X1$ e $X2$ correspondem às distâncias entre a engrenagem cilíndrica e os rolamentos de apoios adjacentes, uma vez que os valores são iguais quando a disposição é dada

da forma como mostrada na Figura 39. Para comprovar tal afirmação, a Tabela 28 expõe os valores das variáveis X1, X2 e das demais existentes no eixo 24.

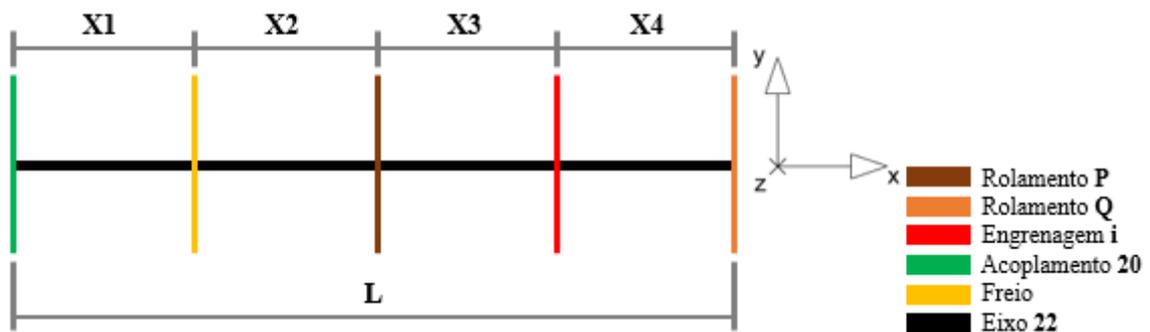
Tabela 28 - Disposição linear dos elementos acoplados ao eixo 24.

Variável	Valor	Unidade
X1	96,5	mm
X2	96,5	mm
X3	185,5	mm
L	378,5	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

O último eixo do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador remonta-se àquele indicado pelo número 22 na Figura 30, com características semelhantes aos eixos maciços citados anteriormente, isto é, uma engrenagem apoiada entre dois rolamentos e um acoplamento na parte final, que faz a conexão com o eixo de entrada da caixa multiplicadora de velocidades. A única diferença está na existência de um disco de freio fixado ao corpo do eixo, e juntamente com o sistema de acionamento do freio promove o controle da rotação do rotor e garante a segurança da turbina em situações onde as condições do vento estão além do limite de operação. Dessa forma, a Figura 40 destaca o leiaute esquemático do eixo 22, com o sistema de freio – cor amarela – e os demais componentes.

Figura 40 - Representação esquemática da posição dos componentes acoplados ao eixo 22.



Fonte: (AUTOR, 2019).

As dimensões lineares X1, X2, X3, X4 e L estabelecidas para os componentes fixados ao eixo 22, cujo material selecionado é o aço AISI 1045, podem ser observadas na Tabela 29.

Tabela 29 - Posicionamento dos componentes sobre o eixo 22.

Variável	Valor	Unidade
X1	189	mm
X2	199	mm
X3	88	mm
X4	88	mm
L	564	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Todos os detalhes a respeito dos cálculos desenvolvidos para o correto dimensionamento dos eixos maciços e vazados, que compreendem os sistemas de transmissão da turbina eólica Magnus, estão disponíveis no memorial de cálculos do APÊNDICE C. Os resultados finais para os diâmetros das seções transversais dos respectivos componentes, com base no modelo de equação proposto pela ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) – equação que considera um eixo sob um torque constante e esforços que provocam flexões alternadas, além das propriedades do material e fatores de correção devido à fadiga, são apresentados na Tabela 30.

Tabela 30 - Diâmetros dos eixos maciços da turbina eólica.

Descrição	Variável	Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 10	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	
Diâmetro do eixo	d_{eixo}	35,0	50,0	40,0	95,0	40,0	mm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os eixos vazados 23 e 24 – ou tubos metálicos – por sua vez exibem a dimensão externa e interna iguais a 110 mm e 90 mm, respectivamente. A partir dos resultados encontrados para os diâmetros das seções transversais, sejam os componentes maciços ou vazados, torna-se claro que os eixos 22, 23 e 24 são submetidos a um nível de sollicitação substancial, se comparado àqueles eixos que compreendem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes. A razão para tal discrepância está diretamente interligada ao torque gerado no rotor da turbina, afetando não somente as dimensões dos eixos como também das engrenagens e dos rolamentos de apoio desse sistema.

4.1.3.11 Dimensionamento dos rolamentos de apoio

Para dimensionar um rolamento, é fundamental determinar, em primeiro lugar, o tipo de carregamento ao qual o elemento encontra-se submetido, ou seja, se existem cargas sendo aplicadas no sentido radial ou axial ao eixo do rolamento. Cabe ressaltar que a combinação dos esforços também é válida.

O tipo de dimensionamento efetuado nos rolamentos empregados em situações que se caracterizam pela existência de cargas agindo em um único sentido diverge daqueles casos onde são aplicados esforços radial e axial. Em razão de que os componentes de apoio deste projeto se enquadram nesses dois casos, tornou-se relevante apresentar as equações para o correto dimensionamento de ambas as situações, iniciando por aqueles elementos submetidos a cargas radiais. Nesse contexto, a capacidade de carga dinâmica que determinado rolamento deve possuir a fim de suportar com segurança as cargas aplicadas é atribuída à Equação 4.14.

$$C_d = \frac{f_l}{f_n} * P_d \quad (4.14)$$

Onde C_d é a capacidade de carga dinâmica, f_l indica o fator de esforços dinâmicos, o fator de rotação identificado por f_n e, por fim, a carga dinâmica equivalente (P_d). Por sua vez, o fator de rotação, que está diretamente associado ao número de revoluções por minuto que o elemento mecânico apresenta, pode ser estabelecido por meio da Equação 4.15.

$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 * 60 * n} \right)^{1/3} \quad (4.15)$$

Sendo n a rotação durante o regime de trabalho, dada em rpm. Destaca-se que o uso da Equação 4.15 somente é válido para situações onde se aplicam rolamentos cujos elementos rolantes são esferas. Já o fator de esforços dinâmicos remete-se basicamente ao tipo de funcionalidade do equipamento onde está inserido o rolamento como também as condições usuais de carga. Dessa forma, a literatura relata diversos valores ao fator em questão, sendo especificado por Melconian (2009) o intervalo de 2 a 4,5 como recomendado para o projeto de máquinas e equipamentos em geral, como é o caso deste projeto.

Diferente do primeiro caso abordado, onde a carga dinâmica equivalente é igual ao esforço radial resultante sobre o rolamento, nessa segunda parte emprega-se a carga dinâmica

equivalente quando houver a atuação simultânea de esforços radial e axial no componente. Assim, a carga dinâmica constitui-se de uma suposta carga resultante, determinada por intermédio da Equação 4.16.

$$P_d = x * F_r + y * F_a \quad (4.16)$$

Onde F_r e F_a representam os esforços radial e axial, respectivamente, e indicados por x e y os fatores radial e axial de multiplicação, nessa sequência. Apesar da diferença entre os tipos de casos existentes, o uso das Equações 4.14 e 4.15 nesta segunda abordagem também é válida para o correto dimensionamento dos rolamentos, onde há a prevalência de cargas em direções distintas.

Antes de iniciar os cálculos e seleção dos rolamentos de apoio que compõem os sistemas de transmissão de movimento da turbina eólica, torna-se importante destacar que o objetivo desta seção é comparar o fator de esforços dinâmicos normalizados pela literatura com aquele valor teórico calculado por intermédio da equação 4.14. Portanto, se o resultado está dentro dos limites aceitáveis para tal tipo de aplicação, o rolamento selecionado é apropriado, caso contrário busca-se por um novo elemento que se adeque mais à solicitação.

O primeiro passo remontou-se à apresentação dos resultados da variável força resultante que age radialmente sobre cada um dos rolamentos do sistema. Calculadas no APÊNDICE C, com base nas informações adquiridas pelas simulações no *software* MDSolids, as forças resultantes são expressas na Tabela 31.

Tabela 31 - Forças resultantes que atuam sobre os rolamentos de apoio.

	Rolam. F	Rolam. G	Rolam. J	Rolam. K	Rolam. V	
Variável	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
F_{result}	836,99	799,83	324,20	2462,70	2645,48	<i>N</i>
	Rolam. X	Rolam. P	Rolam. Q	Rolam. D	Rolam. E	
Variável	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
F_{result}	2721,30	6921,09	10260,31	4846,19	11116,83	<i>N</i>
	Rolam. A	Rolam. B	Rolam. W	Rolam. Z		
Variável	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade	
F_{result}	952,07	1013,39	9317,42	9933,02	<i>N</i>	

Fonte: (AUTOR, 2019).

Em seguida, tem início a etapa de dimensionamento propriamente dita, partindo pelos rolamentos de apoio do eixo 9, como pode ser visto na Figura 34. Da análise dinâmica do par formado pelos rolamentos F e G existem somente cargas radiais aplicadas aos elementos, sem a presença de algum tipo de esforço axial. Com base nessa condição, determinou-se por convenção que o rolamento fixo de uma carreira de esferas é o componente mais adequado, em virtude de ser fortemente indicado para casos onde há a prevalência de cargas radiais.

Para que a Equação 4.14 possa ser resolvida, é importante definir um valor específico ao fator de esforços dinâmicos, dentro daquele intervalo estabelecido anteriormente. Sendo assim, atribuiu-se o valor 3 ao fator. De posse do fator de esforços dinâmicos e da rotação nominal do eixo 9 – 1160 rpm, chegou-se ao resultado para o fator de rotação e à capacidade de carga dinâmica, exibidos na Tabela 32.

Tabela 32 - Cálculo do fator de rotação e da capacidade de carga dinâmica sobre o rolamento F.

Variável	Equação	Valor	Unidade
f_n	4.15	0,31	<i>adimensional</i>
C_d	4.14	8197,89	<i>N</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

Na Equação 4.14, o valor de P_d partiu da força resultante sobre o rolamento F em função dessa força ser superior àquela aplicada sobre o G. Assim, há a garantia de que o modelo de rolamento selecionado ao F sirva também para o G, pois trata-se do componente mais solicitado.

A etapa seguinte diz respeito à seleção do rolamento. Em seus catálogos, a fabricante NSK disponibiliza diversos tipos de rolamentos, empregados desde indústrias de siderurgia a máquinas-ferramentas. Nesse contexto, procurou-se por um modelo cujo diâmetro interno seja condizente com o diâmetro do respectivo eixo, isto é, 35 mm para o eixo 9 e que a capacidade de carga especificada pelo fabricante seja próxima e superior à capacidade de carga dinâmica calculada. A Figura 41 exhibe os modelos de rolamentos fixos de uma carreira de esferas da NSK para um diâmetro de eixo de 35 mm, sendo o modelo selecionado destacado dos demais.

Figura 41 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 35 mm submetido a cargas radiais.

Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
d	D	B	r mín.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DBU	Aberto Z				
35	47	7	0,3	4 900	4 100	500	420	16,7	14 000	7 500	16 000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0,6	10 600	7 250	1 080	740	15,5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0,3	11 700	8 200	1 190	835	15,6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—
	62	14	1	16 000	10 300	1 630	1 050	14,8	11 000	6 700	13 000	6007	ZZ	VV	DDU
	72	17	1,1	25 700	15 300	2 620	1 560	13,8	9 500	6 300	11 000	6207	ZZ	VV	DDU
	80	21	1,5	33 500	19 200	3 400	1 960	13,2	8 500	6 000	10 000	6307	ZZ	VV	DDU

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

Por último, recalculou-se o fator de esforços dinâmicos em função da capacidade de carga fornecida pelo fabricante para o modelo selecionado, a partir da Equação 4.14. O resultado encontrado – aproximadamente 3,8 – mostrou que o rolamento, cujo número é 6907 VV, pode ser empregado, uma vez que o f_l está dentro da faixa permissível para tal aplicação.

O dimensionamento prosseguiu com os elementos de apoio dos eixos 10, 22 e 24, mais especificadamente os pares formados pelos rolamentos A e B, P e Q e, por fim, W e Z. As correlações entre os eixos de transmissão e os rolamentos de apoio podem ser observadas com maiores detalhes nas Figura 35, Figura 39 e Figura 40, presentes na seção de dimensionamento dos eixos. O motivo dessa seleção deve-se ao fato de que tais componentes estão sujeitos unicamente a esforços radiais, assim como os rolamentos F e G dimensionados anteriormente. Em razão dessa semelhança, aplicou-se a mesma metodologia para os cálculos e a posterior seleção no catálogo do fabricante, além do tipo de rolamento, o fixo de uma carreira de esferas.

Com o fator de esforços dinâmicos selecionado dentro da faixa recomendada ao projeto de máquinas em geral – valor igual a 3 – e das rotações nominais dos eixos 10, 22 e 24 – 339 rpm para o primeiro e 50 rpm aos outros dois – chegou-se aos resultados para as Equações 4.14 e 4.15, sendo mostrados na Tabela 33.

Tabela 33 - Cálculo do fator de rotação e da capacidade de carga dinâmica sobre os rolamentos B, Z e Q.

Variável	Equação	Rolamento B	Rolamento Z	Rolamento Q	Unidade
		Valor	Valor	Valor	
f_n	4.15	0,46	0,87	0,87	adimensional
C_d	4.14	6586,75	34111,42	35235,36	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

Como os pares de rolamentos recebem o mesmo modelo na etapa de seleção do componente, o dimensionamento deve ser realizado sobre aquele elemento mais solicitado em cada par, como pode ser visto na Tabela 33. Assim, tem-se a garantia de que os rolamentos suportam todas as cargas aplicadas.

A partir da capacidade de carga dinâmica e do diâmetro de cada um dos eixos em análise, fez-se a seleção dos rolamentos, iniciando pelo par de apoio ao eixo 10. Para um diâmetro de 40 mm, o fabricante contém os seguintes rolamentos, expostos na Figura 42.

Figura 42 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 40 mm submetido a cargas radiais.

Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
40	52	7	0,3	6 350	5 550	650	565	17,0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0,6	13 700	10 000	1 390	1 020	15,7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0,3	12 600	9 650	1 290	985	16,0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15,3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1,1	29 100	17 900	2 970	1 820	14,0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1,5	40 500	24 000	4 150	2 450	13,2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

Dos modelos apresentados, aquele com os parâmetros mais favoráveis é o rolamento número 6908 VV, cuja capacidade de carga dinâmica ultrapassa os 13700 N. Já para o eixo 24, caracterizado por ser um elemento de transmissão vazado, com 110 mm de diâmetro externo, pode ser alojado sobre um par de rolamentos de acordo com as especificações e modelos mostrados na Figura 43.

Figura 43 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 110 mm submetido a cargas radiais.

Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
110	140	16	1	28 100	32 500	2 860	3 350	17,1	4 300	2 400	5 300	6822	ZZ	VV	DDU
	150	20	1,1	43 500	44 500	4 450	4 550	16,6	4 300	2 400	5 000	6922	ZZ	VV	DDU
	170	19	1	57 500	56 500	5 850	5 800	16,3	3 800	—	4 500	16022	—	—	—
	170	28	2	85 000	73 000	8 650	7 450	15,5	3 800	2 200	4 500	6022	ZZ	VV	DDU
	200	38	2,1	144 000	117 000	14 700	11 900	14,3	2 800	2 200	3 400	6222	ZZ	VV	DDU
	240	50	3	205 000	179 000	20 900	18 300	13,2	2 400	—	3 000	6322	ZZ	—	—

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

O rolamento fixo de uma carreira de esferas empregado remete-se ao modelo destacado dos demais sob as linhas em vermelho, sendo 16022 o número de identificação especificado pelo fabricante.

O último par de rolamentos usado onde tem-se apenas forças radiais atuantes diz respeito aos elementos de apoio do eixo 22. Com um diâmetro teórico de 95 mm, a NSK fornece rolamentos específicos para casos onde há apenas cargas radiais, sendo os modelos disponíveis para tal diâmetro mostrados na Figura 44.

Figura 44 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 95 mm submetido a cargas radiais.

Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica (N)				Fator		Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento						
	d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Graxa		Óleo		Aberto	Blindado	Vedado
										Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
95	120	13	1		19 300	22 000	1 970	2 240	17,2	5 000	2 800	6 000	6819	ZZ	VV	DD
	130	18	1,1		33 500	33 500	3 450	3 400	16,6	4 800	2 800	5 600	6919	ZZ	VV	DDU
	145	16	1		43 000	42 000	4 350	4 250	16,4	4 500	—	5 300	16019	—	—	—
	145	24	1,5		60 500	54 000	6 150	5 500	15,8	4 500	2 600	5 300	6019	ZZ	VV	DDU
	170	32	2,1		109 000	82 000	11 100	8 350	14,4	3 800	2 600	4 500	6219	ZZ	VV	DDU
	200	45	3		153 000	119 000	15 600	12 100	13,3	3 000	2 400	3 600	6319	ZZ	VV	DDU

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

Da análise da Figura 44 considerou-se o rolamento 6019 VV o mais apropriado em função da grandeza dos esforços aplicados sobre os elementos girantes.

Após a seleção dos componentes, desenvolveu-se o cálculo para a determinação do fator de esforços dinâmicos com base na capacidade de carga estimada pelo fabricante. Os resultados obtidos para os rolamentos fixos de uma carreira de esferas estão dispostos na Tabela 34.

Tabela 34 - Cálculo do fator de esforços dinâmicos para os rolamentos B, Z e Q.

Variável	Equação	Rolamento B	Rolamento Z	Rolamento Q	Unidade
		Valor	Valor	Valor	
f_l	4.14	6,24	5,06	5,15	adimensional

Fonte: (AUTOR, 2019).

Como pode ser observado, o f_l resultou em valores acima do intervalo considerado ótimo para o projeto de máquinas e equipamentos em geral, isto é, de 2 a 4,5. Entretanto, mesmo o fator de esforços dinâmicos sendo superior ao considerado ideal, não há a necessidade da

substituição pois os rolamentos apenas estão superdimensionados para essas aplicações. Além disso, no catálogo da NSK tomado como referência à aquisição do par formado pelos rolamentos A e B, não existe, para o diâmetro de eixo de 40 mm, um valor intermediário entre 6350 N e 13700 N para a capacidade de carga dinâmica, tendo em vista que o resultado encontrado para o componente mais solicitado é de 6586,75 N.

Os próximos elementos de apoio são aqueles aplicados onde a carga dinâmica equivalente provém da combinação de esforços radiais e axiais, sendo de grande importância a determinação dos fatores radial e axial, conforme especificado na Equação 4.16 desta seção.

O dimensionamento iniciou pelo par de rolamentos de suporte do eixo 7, como pode ser visto na Figura 37, denominado também como eixo da pá girante. Adotando somente uma pá da turbina eólica, a carga axial aplicada sobre os rolamentos V e X, quando a pá se encontra totalmente na vertical, é igual ao somatório dos seguintes esforços: o peso do cilindro giratório (112,34 N), calculado na seção 4.1.3.3; a força peso do eixo 7 (38,14 N) juntamente com o peso do bosso de ligação (117,68 N), estabelecidos através das propriedades de massa do *software* SolidWorks; a força axial gerada pela engrenagem “s” (51,44 N) durante o engrenamento, calculada na seção das engrenagens cônicas de dentes retos, além do peso próprio dessa roda dentada (13,53 N), especificado pelo fabricante do respectivo elemento de máquina. Portanto, a carga axial (F_a) resulta em 333,14 N no instante em que a pá se encontra sobre o eixo vertical e voltada para baixo, uma vez que nesta posição a força axial da engrenagem “s” apresenta o mesmo sentido dos demais pesos especificados, isto é, de cima para baixo.

Já a carga radial (F_r) parte daquele componente mais solicitado, sendo nesse caso o rolamento X, com uma força resultante de 2721,30 N, conforme mostrado na Tabela 31.

A etapa seguinte remontou-se à definição dos fatores radial e axial de multiplicação, fundamentais para o cálculo da carga dinâmica equivalente (P_d). Em razão dessas duas constantes serem disponibilizadas pelo fabricante, iniciou-se a procura pelo modelo no catálogo disponível para consulta da NSK, sendo o diâmetro do eixo da pá girante o critério para seleção do rolamento. A Figura 45 exhibe os componentes produzidos para um diâmetro de eixo de 40 mm.

Figura 45 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 40 mm submetido a cargas radiais e axiais.

<i>d</i>	Dimensões (mm)			Capacidade de Carga Básica (N)				Limite de Rotação (rpm)		Número do Furo Cilíndrico	Constante <i>e</i>	Fator de Carga Axial		
	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> min.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Graxa	Óleo			<i>Y₂</i>	<i>Y₃</i>	<i>Y₀</i>
40	80	18	1,1	19 300	6 500	1 970	665	7 500	9 000	1208	0,22	4,3	2,8	2,9
	80	23	1,1	22 400	7 350	2 290	750	7 500	9 000	2208	0,33	3,0	1,9	2,0
	90	23	1,5	29 800	9 700	3 050	990	6 700	8 500	1308	0,24	4,0	2,6	2,7
	90	33	1,5	45 500	13 500	4 650	1 380	6 300	8 000	2308	0,43	2,3	1,5	1,5

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

O tipo de rolamento atribuído a essa situação remete-se ao autocompensador de esferas, projetado para compensar possíveis irregularidades de acabamento do eixo, erros de montagem e outras fontes de desalinhamento, além de suportar cargas radial e axial moderadas.

Com base no catálogo do fabricante, a metodologia para seleção do modelo baseou-se em comparar o resultado da razão entre F_a e F_r com a constante e , conforme pode ser visto na Figura 45. Como o valor da razão – 0,12 – ficou abaixo das constantes e disponíveis, escolheu-se previamente o rolamento cujo e é igual a 0,43. Nesse contexto e pela razão ser menor do que a constante atribuída, o fator radial (x) torna-se igual a 1 e o fator axial (y) iguala-se a 1,5 (vide Figura 48). Assim, de posse dos valores de x e y , da capacidade de carga dinâmica para o modelo selecionado, isto é, 45500 N e da rotação nominal do eixo 7 – 1016 rpm, chegou-se ao resultado para o fator de rotação, à carga dinâmica equivalente e ao fator de esforços dinâmicos, exibidos em ordem na Tabela 35.

Tabela 35 - Cálculo do fator de rotação, da carga dinâmica equivalente e do fator de esforços dinâmicos sobre o rolamento X.

Variável	Equação	Valor	Unidade
f_n	4.15	0,32	adimensional
P_d	4.16	3221,01	N
f_l	4.14	4,52	adimensional

Fonte: (AUTOR, 2019).

Da análise da Tabela 35, o f_l resultou no valor limite do intervalo considerado ótimo para o projeto de máquinas e equipamento em geral.

O dimensionamento avançou com os pares de rolamentos J e K, referentes ao eixo 8 e os componentes D e E, relacionados ao eixo 23. As correlações entre os eixos de transmissão e os rolamentos de apoio podem ser observadas com maiores detalhes nas Figuras 36 e 38,

presentes na seção 4.1.3.10. Assim como os componentes V e X dimensionados anteriormente, os rolamentos J e D, juntamente com seus pares, estão sujeitos a uma combinação de esforços radiais e axiais. Em razão dessa semelhança, aplicou-se igual metodologia para os cálculos e seleção no catálogo do fabricante, além da atribuição do mesmo tipo de rolamento, isto é, autocompensador de esferas.

Antes de iniciar os cálculos para os elementos de apoio do eixo 8, as cargas axiais e radiais precisam ser estabelecidas. Iniciando pelos esforços que agem no sentido longitudinal, a única carga atuante diz respeito a própria força axial gerada pela engrenagem cônica “t” (771,56 N) no engrenamento com a roda dentada “s”. Já no âmbito da F_r , empregou-se a força resultante sobre o rolamento K, cujo valor é de 2462,71 N, conforme exposto na Tabela 31. Finalizada a definição das cargas atuantes, buscou-se pelos elementos de apoio no catálogo da NSK. Para um diâmetro de eixo de 50 mm, o fabricante contém os seguintes rolamentos, expostos na Figura 46.

Figura 46 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 50 mm submetido a cargas radiais e axiais.

d	Dimensões (mm)			Capacidade de Carga Básica (N)				Limite de Rotação (rpm)		Número do Furo Cilindrico	Constante e	Fator de Carga Axial		
	D	B	r_{\min}	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	Graxa	Óleo			Y_2	Y_3	Y_0
50	90	20	1,1	22 800	8 100	2 330	830	6 300	8 000	1210	0,21	4,7	3,1	3,2
	90	23	1,1	23 300	8 450	2 380	865	6 300	8 000	2210	0,28	3,4	2,2	2,3
	110	27	2	43 500	14 100	4 450	1 440	5 600	6 700	1310	0,23	4,2	2,7	2,8
	110	40	2	65 000	20 200	6 650	2 060	5 000	6 300	2310	0,42	2,3	1,5	1,6

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

Da análise da Figura 46 e utilizando como critério de escolha a constante e , atribuiu-se de início o rolamento que tem sua identificação pelo número 2210, uma vez que o resultado da razão entre F_a e $F_r - 0,31$ – mais se aproxima da constante e desse componente. Dessa maneira, os respectivos valores dos fatores radial e axial são 0,65 e 3,4 (vide Figura 48), nessa sequência, pois nesse caso a razão entre as cargas atuantes é superior ao 0,28 correspondente à constante e .

O último par de rolamentos empregado onde tem-se a combinação de forças radiais e axiais diz respeito aos elementos de apoio do eixo 23 ou eixo principal do rotor. Da mesma forma como nos componentes abordados anteriormente, há somente uma carga axial aplicada sobre os rolamentos D e E, sendo nesse caso igual à força de arrasto gerada nas pás girantes da turbina eólica devido ao vento que incide sobre as mesmas. Portanto, essa força axial de

amplitude 759,63 N é transmitida ao cubo do rotor, em seguida ao eixo principal e, por fim, ao par de rolamentos autocompensadores de esferas. Em relação a carga radial, selecionou-se a força resultante que age sobre o componente mais solicitado, ou seja, o rolamento E, cujo valor é igual a 11116,83 N.

Concluída a abordagem das cargas atuantes, iniciou-se a procura pelo modelo no catálogo da NSK, sendo o diâmetro externo do eixo principal do rotor o critério para seleção do rolamento. A Figura 47 exibe os componentes produzidos para um diâmetro de 110 mm.

Figura 47 - Características dimensionais e mecânicas de um rolamento marca NSK para eixo de 110 mm submetido a cargas radiais e axiais.

<i>d</i>	Dimensões (mm)			Capacidade de Carga Básica				Limite de Rotação (rpm)		Número do Furo Cilindrico	Constante <i>e</i>	Fator de Carga Axial		
	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> _{min.}	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	Graxa	Óleo			<i>Y₂</i>	<i>Y₃</i>	<i>Y₀</i>
110	200	38	2,1	87 000	38 500	8 900	3 950	2 800	3 400	1222	0,17	5,7	3,7	3,9
	200	53	2,1	122 000	51 500	12 500	5 250	2 800	3 400	* 2222	0,28	3,5	2,2	2,3
	240	50	3,1	161 000	72 000	16 400	7 300	2 400	3 000	* 1322	0,22	4,4	2,8	3,0
	240	80	3	211 000	94 500	21 600	9 650	2 200	2 800	* 2322	0,37	2,6	1,7	1,8

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

A razão entre F_a e $F_r = 0,07$ – resultou em um valor bastante inferior se comparado com as constantes e disponíveis na Figura 47. Dessa forma, o modelo selecionado inicialmente foi aquele que apresenta o menor e , sendo os respectivos valores dos fatores radial e axial, conforme exposto na Figura 48, iguais a 1 e 3,7, respectivamente.

Figura 48 – Método de definição dos fatores radiais e axiais de multiplicação.

Carga Dinâmica Equivalente			
$P = XF_r + YF_a$			
$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>
1	<i>Y₃</i>	0,65	<i>Y₂</i>

Fonte: (Adaptado de: NSK BRASIL, 2019).

Com os modelos previamente escolhidos para os pares de rolamentos de apoio dos eixos 8 e 23 e das rotações nominais dos respectivos eixos – 339 rpm para o primeiro e 50 rpm ao segundo – chegou-se aos resultados para os fatores de rotação, às cargas dinâmicas equivalentes e aos fatores de esforços dinâmicos, sendo mostrados na Tabela 36.

Tabela 36 - Cálculo do fator de rotação, da carga dinâmica equivalente e do fator de esforços dinâmicos aos rolamentos K e E.

Variável	Equação	Rolamento K	Rolamento E	Unidade
		Valor	Valor	
f_n	4.15	0,46	0,33	<i>adimensional</i>
P_d	4.16	4224,06	13927,45	<i>N</i>
f_l	4.14	2,55	5,46	<i>adimensional</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os resultados apresentados na Tabela 36 mostram que o f_l para o rolamento K está dentro da faixa permissível a essa aplicação. Em contrapartida, o fator de esforços dinâmicos calculado para o componente E encontra-se acima do intervalo considerado ótimo, isto é, de 2 a 4,5. O motivo da permanência do uso do rolamento número 1222 remeteu-se ao fato de não existir no catálogo do fabricante, para o diâmetro de eixo igual a 110 mm, um modelo que apresente uma capacidade de carga dinâmica inferior a 87000 N.

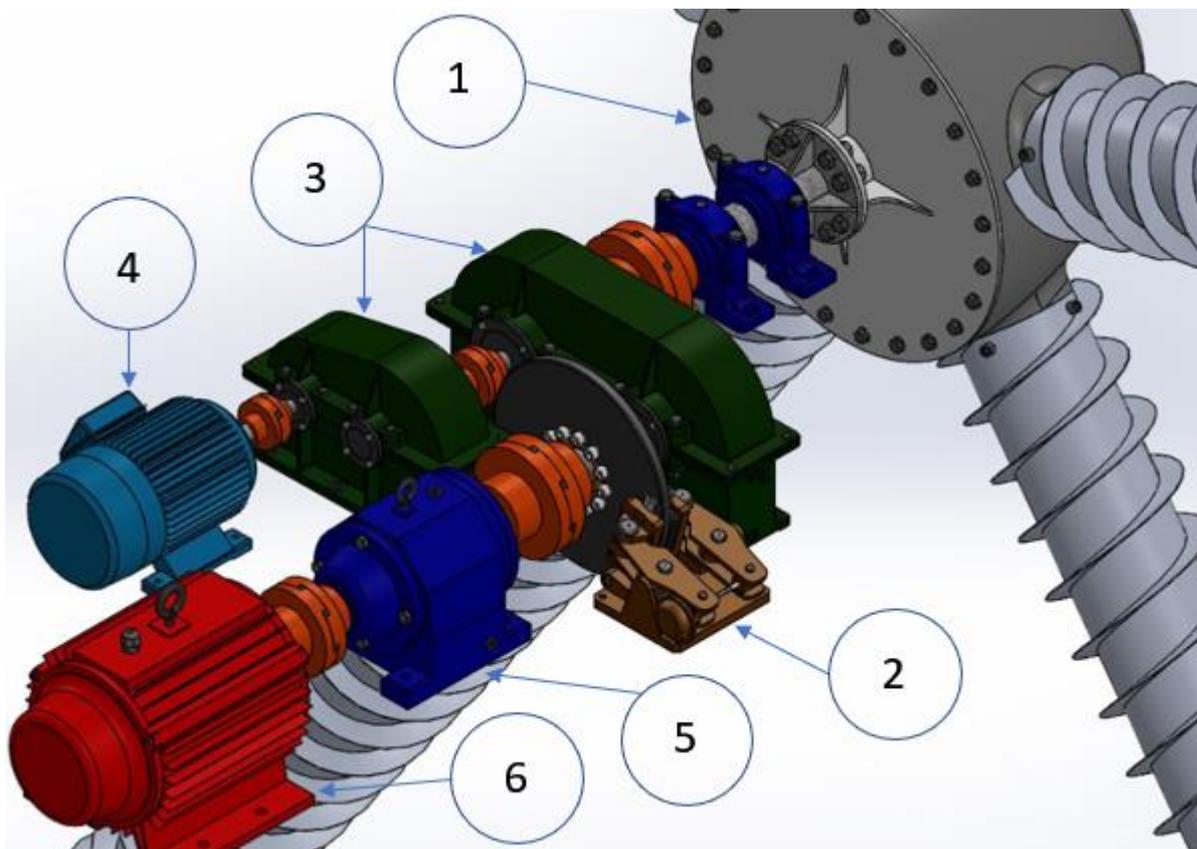
4.1.4 Configuração final da estrutura

Concluídos os dimensionamentos e a seleção de materiais, prosseguiu-se à etapa de modelagem em CAD 3D dos componentes. Os resultados gerados nesta seção permitem uma visualização mais precisa da turbina eólica Magnus desenvolvida, além de elevar o nível de compreensão da funcionalidade de cada elemento que compõe os sistemas de transmissão de movimento. Todos os desenhos técnicos e as vistas tridimensionais das peças, subconjuntos e montagens expostos neste trabalho foram produzidos a partir do *software* SolidWorks, versão 2018 e os detalhamentos são mostrados no APÊNDICE D.

A primeira imagem gerada é a Figura 49, a qual apresenta a montagem completa dos sistemas de transmissão, o que inclui também o rotor da turbina eólica. A etapa de modelagem em software 3D foi realizada com referência na concepção final estabelecida por Vizzotto (2018) e nos resultados obtidos ao longo do dimensionamento dos componentes mecânicos no Projeto Preliminar, além de utilizar o modelo de pá dito como ideal por diversos autores. Ainda na Figura 49 é possível visualizar a parte posterior da tampa de fechamento do cubo (1), que é unida ao eixo principal do rotor através de um flange parafusado. Destacou-se também o sistema de freio (2), as caixas de engrenagens (3) para suporte e posicionamento das

engrenagens cilíndricas, o motor elétrico (4) de acionamento das pás girantes, a caixa multiplicadora de velocidades (5) e, por fim, o gerador elétrico (6).

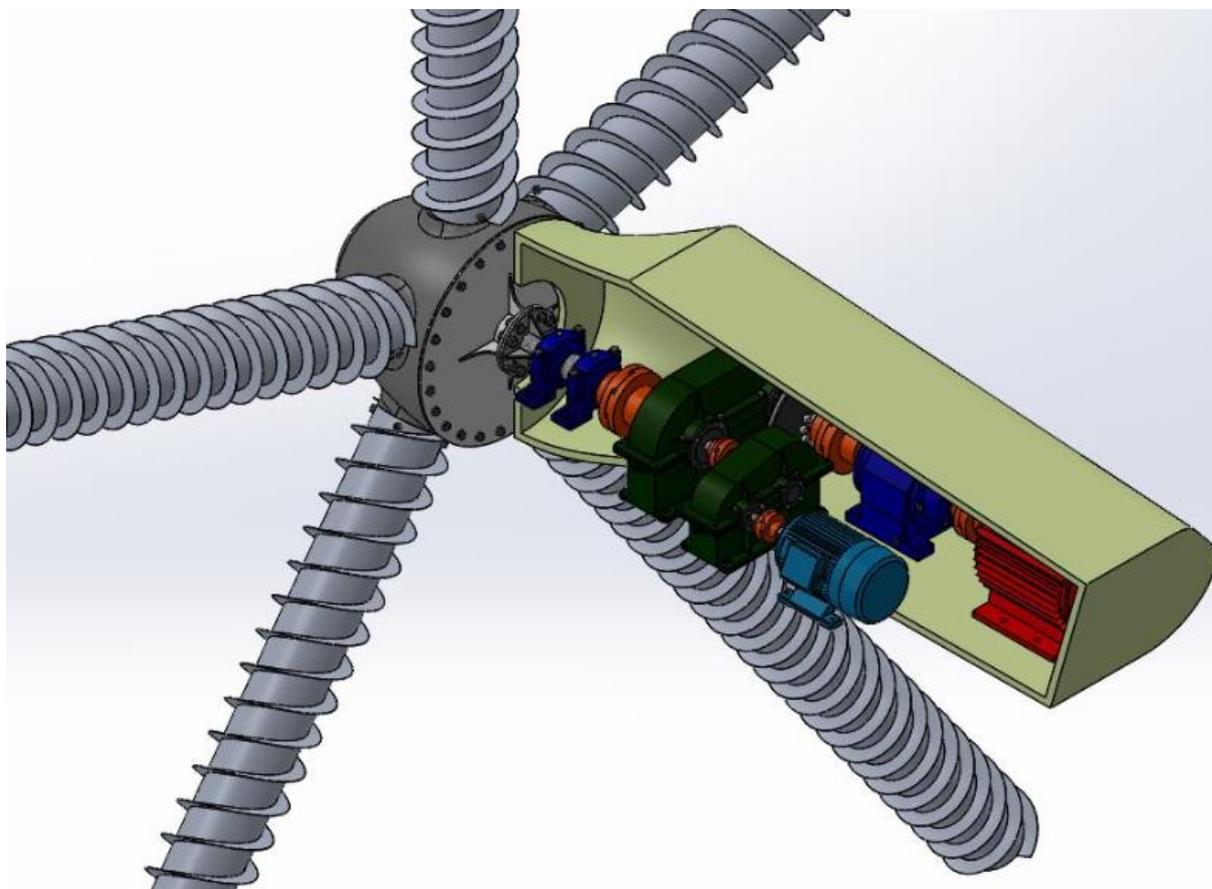
Figura 49 - Vista isométrica dos elementos que compõem os sistemas de transmissão fora do cubo do aerogerador.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Por sua vez, a Figura 50 exibe a vista isométrica do sistema coberto pela estrutura de proteção, mais conhecida como nacele. Essa estrutura não havia sido demonstrada anteriormente a fim de possibilitar a visualização dos demais componentes. Representada em corte, a nacele fornece suporte e proteção aos equipamentos que se situam em seu interior.

Figura 50 - Vista isométrica em corte da nacela para visualização dos componentes em seu interior.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Para tornar a busca e pesquisa mais simples, a Tabela 37 apresenta as principais características e parâmetros construtivos dos componentes que integram os sistemas de transmissão de movimento da turbina eólica Magnus.

Tabela 37 - Características dimensionais e construtivas dos componentes integrantes do aerogerador do tipo Magnus.

(continua)

Componente	Identificação	Características
Sistema de Movimentação das Pás Girantes		
Pá girante	1	Diâm. ext: 300 mm; Diâm. int: 290 mm; Comprimento: 4500 mm; Peso: 112,34 N
Motor elétrico	2	Rotação: 1160 rpm; Potência nominal: 9,2 kW; Frequência: 60 Hz; Tensão: 220 V
Engrenagem “m”	3	Módulo: 4; Núm. dentes: 24; Diâm. primit.: 96 mm; Massa: 2,79 kg; Rotação: 1160 rpm
Engrenagem “n”	3	Módulo: 4; Núm. dentes 85; Diâm. primit.: 340 mm; Massa: 28,2 kg; Rotação: 340 rpm

Tabela 37 - Características dimensionais e construtivas dos componentes integrantes do aerogerador do tipo Magnus.

(continua)

Componente	Identificação	Características
Sistema de Movimentação das Pás Girantes		
Engrenagem “t”	4	Módulo: 5; Núm. dentes 48; Diâm. primit.: 240 mm; Massa: 8,72 kg; Rotação: 340 rpm
Engrenagem “s”	4	Módulo: 5; Núm. dentes 16; Diâm. primit.: 80 mm; Massa: 1,38 kg; Rotação: 1019 rpm
Acoplamento 5	5	Torque máximo: 500 Nm; Rot. máxima: 5000 rpm; Diâm. limite eixos: 50 mm/60 mm
Acoplamento 6	6	Torque máximo: 350 Nm; Rot. máxima: 5000 rpm; Diâm. limite eixos: 40 mm/48 mm
Eixo 7	7	Comprimento: 416 mm; Diâmetro: 40 mm
Eixo 8	8	Comprimento: 1416,5 mm; Diâmetro: 50 mm
Eixo 9	9	Comprimento: 323 mm; Diâmetro: 35 mm
Eixo 10	10	Comprimento: 325 mm; Diâmetro: 40 mm
Rolamentos V e X	11	Tipo: autocompensador de esferas; Diâm. ext.: 90 mm; Diâm. int.: 40 mm; Capacid. carga din.: 45500 N; Rot. máx.: 6300 rpm
Rolamentos J e K	12	Tipo: autocompensador de esferas; Diâm. ext.: 90 mm; Diâm. int.: 50 mm; Capacid. carga din.: 23300 N; Rot. máx.: 6300 rpm
Rolamentos F e G	13	Tipo: fixo de uma carreira de esferas; Diâm. ext.: 55 mm; Diâm. int.: 35 mm; Capacid. carga din.: 10600 N; Rot. máx.: 12000 rpm
Rolamentos A e B	14	Tipo: fixo de uma carreira de esferas; Diâm. ext.: 62 mm; Diâm. int.: 40 mm; Capacid. carga din.: 13700 N; Rot. máx.: 11000 rpm
Sistema de Transmissão Turbina-Gerador		
Gerador elétrico	16	Rotação: 885 rpm; Potência nominal: 22 kW; Frequência: 60 Hz; Tensão: 220 V
Caixa multiplicadora de velocidades	17	Rot. entrada: 50 rpm; Rot. saída: 900 rpm; Potência saída: 20 kW; rel. transm.: 18:1; torque saída: 3700 Nm
Engrenagem “i”	18	Módulo: 5; Núm. dentes: 85; Diâm. primit.: 425 mm; Massa: 55,19 kg; Rotação: 50 rpm
Engrenagem “j”	18	Módulo: 5; Núm. dentes: 85; Diâm. primit.: 425 mm; Massa: 55,19 kg; Rotação: 50 rpm
Acoplamento 19	19	Torque máximo: 4300 Nm; Rot. máx.: 3900 rpm; Diâm. limite eixos: 110 mm/120 mm
Acoplamento 20	20	Torque máximo: 4300 Nm; Rot. máx.: 3900 rpm; Diâm. limite eixos: 110 mm/120 mm
Acoplamento 21	21	Torque máximo: 500 Nm; Rot. máxima: 5000 rpm; Diâm. limite eixos: 50 mm/60 mm
Eixo 22	22	Comprimento: 576 mm; Diâmetro: 90 mm
Eixo 23	23	Comprimento: 575 mm; Diâmetro externo: 110 mm; Diâmetro interno: 90 mm
Eixo 24	24	Comprimento: 388 mm; Diâmetro externo: 110 mm; Diâmetro interno: 90 mm

Tabela 37 - Características dimensionais e construtivas dos componentes integrantes do aerogerador do tipo Magnus.

(conclusão)

Componente	Identificação	Características
Sistema de Transmissão Turbina-Gerador		
Rolamentos D e E	26	Tipo: autocompensador de esferas; Diâm. ext.: 200 mm; Diâm. int.: 110 mm; Capacid. carga din.: 87000 N; Rot. máx.: 2800 rpm
Rolamentos W e Z	27	Tipo: fixo de uma carreira de esferas; Diâm. ext.: 170 mm; Diâm. int.: 110 mm; Capacid. carga din.: 57500 N; Rot. máx.: 3800 rpm
Rolamentos P e Q	28	Tipo: fixo de uma carreira de esferas; Diâm. ext.: 145 mm; Diâm. int.: 95 mm; Capacid. carga din.: 60500 N; Rot. máx.: 4500 rpm

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os componentes na Tabela 37 estão identificados de acordo com os números que os representam na Figura 29 e na Figura 30, que mostram o Sistema de Movimentação das Pás Girantes e o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, respectivamente.

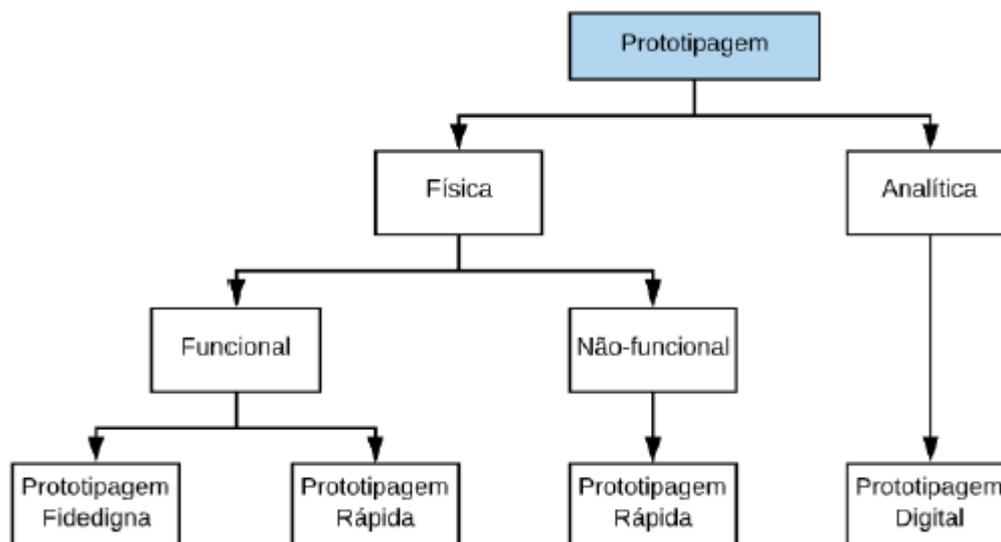
4.2 PROJETO DETALHADO

Conforme destacado na revisão bibliográfica, o processo de construção e avaliação do protótipo apresenta uma importância fundamental na etapa de detalhamento do projeto. Sendo assim, a última fase de projeção foi realizada mediante o processo de prototipagem rápida.

4.2.1 Prototipagem rápida

A construção de protótipos promove, dentre outras soluções, a resolução de problemas existentes nos projetos e também elevar o nível de compreensão a respeito do produto em desenvolvimento. Portanto, é a partir desse elemento que se pode analisar experimentalmente se determinada proposta deve ser seguida, por intermédio do questionamento dos diversos fatores que compreendem o produto físico, como funcionalidades, formatos e materiais empregados. Além disso, a sintetização de protótipos em paralelo para a observação de diferentes aspectos pode ser essencial, onde um modelo, por exemplo, tem como objetivo a análise visual e o segundo o aspecto funcional. Na Figura 51 tem-se a divisão dos diferentes tipos de prototipagens.

Figura 51 - Tipos de prototipagem.



Fonte: (Adaptado de: OSTO, 2018).

Como pode ser observado na Figura 51, o intuito da Prototipagem Rápida Funcional é testar a funcionalidade, o que está diretamente ligado as dimensões aplicadas no projeto, desconsiderando materiais empregados e escalas adotadas. Em contrapartida, a Prototipagem Rápida Não-Funcional tem como atributo a representação visual do protótipo a fim de demonstrar os conjuntos, subconjuntos e peças que englobam o mesmo.

4.2.2 Materiais e equipamentos

A construção do protótipo do sistema de transmissão de movimento da turbina eólica envolveu a utilização de diversos materiais e equipamentos, sendo cada um descrito nesta seção.

Abordando as matérias-primas em primeiro lugar, há uma variedade considerável de materiais que podem ser empregados na produção do protótipo, desde metais, polímeros plásticos e até mesmo materiais cerâmicos. Dessa forma, iniciou-se a explicação através dos polímeros utilizados na construção de alguns elementos de máquinas e posteriormente sobre os materiais metálicos que compõem os demais componentes.

4.2.2.1 Acrilonitrila Estireno Acrilato (ASA)

O Acrilonitrila Estireno Acrilato (ASA) é um copolímero altamente funcional com propriedades físicas excelentes, com destaque à resistência mecânica, ao impacto, à temperatura e química. De carcaças elétricas a artigos esportivos e protótipos automotivos, a facilidade de uso do ASA também favorece seu emprego em projetos de impressão 3D (STRATASYS, 2019). O mesmo é fornecido em 10 cores distintas, no formato de filamento, com diâmetro de 1,75 mm e em rolo de 1 kg, como pode ser visualizado na Figura 52.

Figura 52 - Rolo de filamento ASA da marca Stratasys.



Fonte: (STRATASYS, 2019).

O ASA usado na manufatura de alguns componentes deste projeto tem sua fabricação pelo próprio fornecedor da impressora 3D, e o material é de uma excelente precisão.

4.2.2.2 Polietileno de Alta Densidade (PEAD)

O próximo material diz respeito ao Polietileno de Alta Densidade (PEAD), polímero obtido pelo processo de polimerização a partir do eteno, cuja constituição elementar é formada apenas por hidrogênio e carbono, o que o torna um material atóxico e com elevada resistência química. Soma-se a isso as ótimas propriedades mecânicas características do material, principalmente a resistência à deformação devido ao fato do PEAD apresentar um peso molecular elevado. O polímero em destaque é empregado em diversas linhas da indústria de transformação de plásticos, indicado especialmente à produção de tubos (COUTINHO *et al.*, 2003).

4.2.2.3 Aço AISI 1020

O aço AISI 1020 é um material composto essencialmente pelos elementos químicos ferro e carbono – indicado pelos dois primeiros dígitos da sua classificação, e possui um percentual médio de 0,20 % de carbono na constituição, representado pelos dois dígitos finais. Esse material é amplamente utilizado em virtude de sua excelente relação custo benefício, se comparado com outros aços usados para o mesmo propósito. Tal condição pode ser comprovada através de algumas propriedades intrínsecas ao material como excelente conformabilidade e soldabilidade, o que garante sua aplicação em diversos componentes produzidos na indústria com destaque a eixos, engrenagens e parafusos.

4.2.2.4 Adesivo de fixação

Para fixar alguns componentes que foram segmentados visando aos processos de fabricação, principalmente aqueles construídos em materiais plásticos, utilizou-se o cianoacrilato. De acordo com a TEK BOND (2003), uma das empresas responsáveis pela fabricação do produto, o cianoacrilato, conhecido popularmente como supercola, é uma mistura de etilcianoacrilato, poli metil metacrilato e hidroquinona. Em outras palavras, trata-se de um adesivo instantâneo que seca à temperatura ambiente, garantindo uma ótima aderência em diversos tipos de materiais, tais como metais, madeira, borracha, cerâmica e plásticos.

Embora se obtenha com esse adesivo de fixação uma adesão rápida e segura, não necessitando do uso de fixadores mecânicos ou equipamentos de cura, o fabricante recomenda para a perfeita aderência a espera de 24 horas após a aplicação a fim de que a cola esteja completamente curada. A cola aplicada no processo de adesão de determinados componentes é da marca Loctite Super Bonder e a embalagem adquirida contém 3 g do produto.

4.2.2.5 Elementos de fixação

Em virtude de que algumas partes do protótipo precisam ser unidas a outras partes do sistema de forma móvel, isto é, não permanente, há a necessidade da utilização de elementos de fixação que possam ser colocados ou retirados do conjunto sem causar qualquer dano aos componentes que foram unidos. Nesse âmbito, fez-se uso de parafusos Philips do tipo cabeça panela, com as respectivas especificações expressas na Tabela 38.

Tabela 38 - Parâmetros dos parafusos métricos empregados.

Propriedade	Valor
Material	Aço carbono
Especificação da rosca	DIN 13 (ISO 965)
Diâmetro nominal	M5

Fonte: (Adaptado de: DALAPAR, 2019).

Os parafusos descritos na tabela acima são utilizados juntamente com porcas compatíveis às suas dimensões e ao perfil da rosca. Além do parafuso, o anel elástico, ou de retenção, é outro elemento de fixação com grande importância em sistemas mecânicos, pois o mesmo evita deslocamentos axiais das engrenagens acopladas sobre os eixos. Dessa forma, considerou-se importante o emprego do anel elástico no sistema de transmissão de movimento, o que garante o perfeito alinhamento entre as rodas dentadas que formam os pares engrenados.

4.2.2.6 Elementos de transmissão

Com o intuito de que o protótipo seja completamente funcional, ou seja, que se possa visualizar todos os eixos, engrenagens, pás girantes e cubo da turbina eólica em operação, utilizou-se rolamentos radiais de esferas. Considerado um dos principais elementos de transmissão, os rolamentos proporcionam uma operação suave e eficiente em máquinas com movimento rotativo. As especificações dimensionais, retiradas do catálogo da RASC-RS - Produtos de Qualidade, para cada rolamento de esferas aplicado são exibidas na Tabela 39.

Tabela 39 - Especificações dos rolamentos de apoio utilizados.

Propriedade	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
Diâmetro interno	7	8	17	20	mm
Diâmetro externo	19	22	40	47	mm
Largura	7	7	12	14	mm

Fonte: (Adaptado de: RASC-RS, 2019).

Em relação aos equipamentos para construção dos componentes, pode-se dividir em dois grupos principais: impressora 3D e máquinas industriais. O primeiro grupo diz respeito à impressora 3D, máquina responsável por produzir peças com um nível considerável de

qualidade, embora as propriedades mecânicas não sejam elevadas. Indicadas para ambientes de escritórios, essas máquinas não apresentam um alto desempenho, pois o tempo gasto para a produção das peças é bastante extenso. Em contrapartida, as demais máquinas são de uso industrial, com uma maior liberdade nas estratégias da fabricação. As peças produzidas nesse grupo caracterizam-se por serem mais resistentes aos esforços a que são submetidas.

4.2.2.7 Impressora 3D

A impressora 3D utilizada para a produção de alguns componentes do protótipo foi a Stratasys F170 Series F123, localizada no Laboratório de Soldagem e Microscopia Eletrônica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). De maneira geral, a Figura 53 apresenta a impressora em si, identificada pelo número 1, a mesa de impressão das peças, referenciada por meio do número 2 e o número 3 aponta à interface gráfica *touchscreen*, onde se pode executar desde alterações nas configurações da impressora até a aprovação do início da impressão.

Figura 53 - Impressora 3D Stratasys F170 Series F123.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Conforme a Stratasys (2019), empresa responsável pela concepção do método de Modelagem por Fusão e Deposição, do inglês *Fused Deposition Modeling* (FDM), a

metodologia do processo baseia-se em aquecer um filamento termoplástico até o ponto em que o mesmo possa ser extrudado através de um bico injetor. E em seguida, construir sobre uma mesa de impressão a peça a ser produzida, camada por camada, da base ao topo.

A impressora 3D em análise faz uso da tecnologia FDM para confeccionar as peças requisitadas e os tipos de materiais suportados pelo equipamento, de acordo com o fabricante, são os seguintes: ASA, Ácido Polilático (PLA) e Acrilonitrila Butadieno Estireno (ABS).

Outro ponto importante a ser destacado é que a impressora faz uso de um material de suporte durante a etapa de impressão. Essa característica permite ao equipamento produzir peças com maior complexidade, sem a necessidade de alterações no projeto, acarretando em componentes com maior precisão dimensional. Assim, o material de suporte recomendado pelo fabricante é o *Quick Support Release* (QSR), que pode ser usado com todos os outros polímeros, excluindo apenas o PLA, pois nesse caso o próprio material de construção dever ser empregado como suporte também. As dimensões máximas de impressão podem ser vistas na Tabela 40.

Tabela 40 - Características da impressora Stratasys F170 Series F123.

Descrição	Valor	Unidade
Largura de impressão	254	mm
Profundidade de impressão	254	mm
Altura de impressão	254	mm

Fonte: (Adaptado de: STRATASYS, 2019).

Além disso, a impressora faz uso do GrabCAD, *software* empregado para processar os arquivos que contém a modelagem dos componentes e, posteriormente, transferi-los à máquina de impressão. De fácil manuseio, nesta plataforma é possível posicionar a peça ou o arranjo de peças de forma efetiva, fazer simulações com o objetivo de estimar o tempo necessário à impressão e o consumo do material de construção e suporte e, ainda, definir alguns parâmetros como a altura das camadas de impressão. Por fim, o GrabCAD apresenta boa compatibilidade com *softwares* de engenharia, com destaque ao SolidWorks, favorecendo sua utilização e gerando confiabilidade à tarefa.

4.4.2.8 Ferramentas adicionais

Outras ferramentas também foram requisitadas durante o processo produtivo do modelo, principalmente para atividades de acabamento e ajustes finais em determinados componentes. Os equipamentos são apresentados a seguir.

Furadeira de bancada: Empregou-se a furadeira de bancada para calibrar os furos produzidos em etapas anteriores e também na furação propriamente dita de algumas peças. As furações realizadas têm o propósito do encaixe de parafusos visando à união de partes móveis e fixas do protótipo. A furadeira de bancada conta com uma base móvel, que apresenta um certo grau de liberdade para movimentar-se em torno do eixo de sustentação do cabeçote de furação. Soma-se a isso a presença de uma morsa fixada à base móvel da furadeira, sendo sua principal função prender as peças e garantir trabalhos mais precisos. O modelo usado pode ser visto na Figura 54, bem como a morsa de fixação das peças.

Figura 54 - Furadeira de bancada do Laboratório de Soldagem da UFSM.



Chave Philips: O torque de aperto nos parafusos utilizados no protótipo do aerogerador, seja para unir componentes que se movem ou mesmo aqueles rígidos, ocorreu mediante o uso de uma chave Philips de aço cromo vanádio, tamanho $\frac{1}{4}$ x 4 polegadas, com ponta imantada para facilitar a operação.

Alicate: Em virtude das dimensões dos parafusos e porcas ser consideravelmente pequenas e também o acesso com a mão ser bastante restrito, necessitou-se do auxílio de um alicate de bico redondo longo para assegurar que a porca permanecesse fixa durante o aperto do parafuso. Já para o manuseio dos anéis elásticos empregou-se o alicate de bico curvo, uma vez que com essa ferramenta pode-se forçar a abertura das pernas do anel e assim o assentar sobre o eixo de transmissão.

Lixa: Com uma elevada gama de formatos, tamanhos e granulometrias, as lixas são aplicadas desde os processos de desbaste até o acabamento final, ou polimento. Em razão de alguns componentes apresentarem certa interferência durante a montagem final do protótipo, fez-se necessário o uso de lixas para a retirada do excesso de material. Dessa forma, no processo de lixamento aplicaram-se lixas com granulometria 80, 800 e 1200, onde a primeira é indicada para desbastes mais acentuadas e as últimas à etapa de acabamento.

4.2.3 Processo de fabricação do protótipo

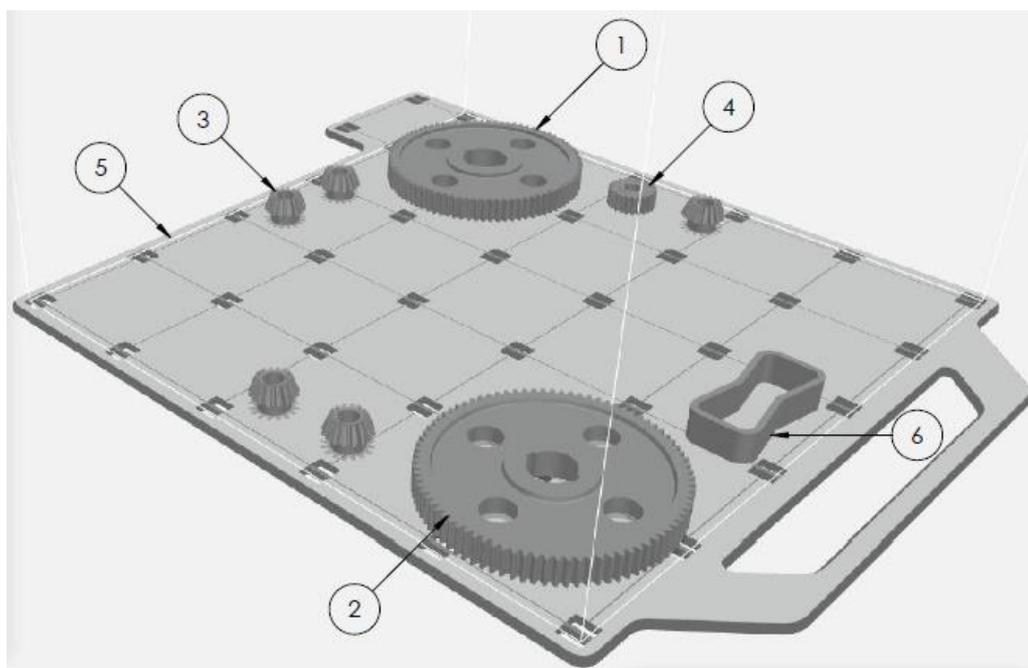
O processo de fabricação dos elementos que abrangem o protótipo do aerogerador do tipo Magnus remete-se desde a identificação dos materiais base empregados em cada componente a ser construído até a etapa final onde cada parte está pronta para ser montada e dar forma aos sistemas de transmissão de movimento.

A produção das peças do protótipo teve seu embasamento na modelagem das peças criadas durante a fase do Projeto Preliminar, sendo cada uma criteriosamente analisada e adaptada em escala reduzida, havendo a necessidade do resenho de determinadas peças em função de que algumas precisam ser fixadas em componentes adquiridos externamente, como rolamentos de apoio e parafusos ou, ainda, para simplesmente tornar a fabricação mais simples. Dessa maneira, estabeleceu-se, de forma geral, que a escala de redução é de 1:5 para o conjunto, exceto às pás girantes do aerogerador, uma vez que nesse caso adotou-se a escala 1:12,5 em razão das dimensões elevadas, mais precisamente o comprimento de cada pá. Finalizada a explicação, tem início os processos de fabricação propriamente ditos.

4.2.3.1 Processo de fabricação das engrenagens cilíndricas e cônicas

As engrenagens cilíndricas e cônicas de dentes retos dos sistemas de transmissão de movimento foram fabricadas mediante o processo de impressão 3D, sendo os materiais ASA (construção) e QSR (suporte) aplicados nesta etapa. O cronograma de impressão tem início com a importação dos arquivos de cada engrenagem modelada anteriormente ao GrabCAD, criando, assim, um projeto de impressão. Esta fase consiste em analisar o posicionamento mais adequado das peças sobre a mesa de impressão, determinar os parâmetros de construção, definir a quantidade de peças que necessitam ser produzidas de uma só vez, pois determinadas engrenagens apresentam mais de um exemplar e avaliar o tempo e materiais a serem gastos durante o processo. A Figura 55 exibe como as peças são mostradas na plataforma do GrabCAD.

Figura 55 - Engrenagens cilíndricas e cônicas exportadas para o *software* GrabCAD.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Analisando a figura acima e seguindo as mesmas nomenclaturas utilizadas na fase de dimensionamento dos componentes mecânicos, destaca-se o posicionamento das engrenagens “i” (2) e “j” (1), que formam o par engrenado do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, sendo os dois componentes iguais, a distribuição sobre a mesa de impressão das engrenagens

cônicas “s” (3), sob o número de cinco componentes em razão da quantidade de pás existentes na turbina eólica e a engrenagem cilíndrica “m” (4), pertencente ao Sistema de Movimentação das Pás Girantes. Não menos importante há a mesa ou bandeja de impressão (5), representada no programa de forma virtual e, por fim, uma peça padrão (6) adicionada pelo próprio *software* nas impressões.

A última etapa antes da impressão remete-se ao processo de fatiamento, isto é, o programa divide a peça em uma certa quantidade de camadas, no sentido da base para o topo e de acordo com os parâmetros determinados anteriormente. Esta fase também inclui a detecção de erros que possam prejudicar a impressão. Com todas as variáveis estimadas, realizou-se a fabricação das rodas dentadas por intermédio da impressora Stratasys F170 Series F123 e a Figura 56 mostra todas as engrenagens cilíndricas e cônicas devidamente finalizadas.

Figura 56 - Engrenagens cilíndricas e cônicas de dentes retos após a impressão.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Para o desenvolvimento das peças que compõem o primeiro lote de impressão, atribuiu-se uma altura de camada de 0,18 mm dentre as disponíveis ao material escolhido, gerando 79 camadas ou fatias a serem impressas, segundo os resultados da simulação do *software*. Ainda nesse contexto, a plataforma indica um consumo teórico de aproximadamente 62 cm³ e 23,7 cm³ para os materiais de construção e suporte, respectivamente.

Por último, é de grande importância ressaltar que as bandejas de impressão aplicadas nesse equipamento não devem ser utilizadas novamente após seu completo uso. Nesse âmbito,

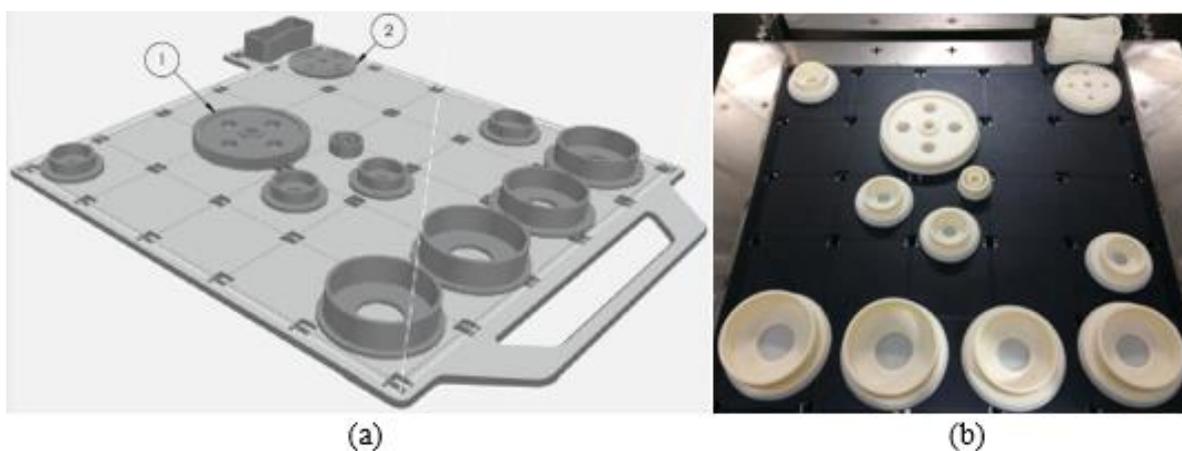
é imprescindível que o arranjo das peças seja feito da maneira mais eficiente possível, garantindo que a maior parte da superfície da mesa venha a ser ocupada. Tal condição justifica o porquê do não uso de uma boa parte da área da mesa representada na Figura 55, uma vez que a superfície mais ao centro da bandeja já havia sido empregada em impressões anteriores.

4.2.3.2 Processo de fabricação dos mancais para os rolamentos

Em seguida, tem início o processo construtivo dos mancais responsáveis pelo suporte e fixação dos rolamentos na carcaça das caixas de engrenagens existentes em cada sistema de transmissão de movimento. Assim como nas engrenagens, a impressão 3D foi o processo escolhido para a fabricação dos mancais, principalmente em virtude da precisão dimensional necessária nesses componentes.

Antes de iniciar a impressão e seguir os mesmos passos abordados na construção das peças do primeiro lote, voltou-se à etapa de modelagem para o redesenho dos mancais, em decorrência de que no modelo em escala real os componentes de suporte dos rolamentos são partes integrantes das caixas de engrenagens, já no protótipo determinou-se que os elementos de suporte seriam construídos de forma separada. Depois disso, aplicou-se novamente cada uma das etapas padrões para a construção das peças na impressora 3D, sendo o resultado exibido na Figura 57.

Figura 57 - Segundo lote de peças para produção arranjadas sobre a bandeja virtual (a) e peças devidamente finalizadas (b).



Fonte: (AUTOR, 2019).

Da análise da Figura 57, tem-se as peças posicionadas na (a) plataforma virtual de impressão e na (b) bandeja totalmente finalizadas, restando apenas removê-las de mesa e separá-las do material de suporte – parte mais clara sob as peças – de forma manual. Ainda na figura em questão, existem duas engrenagens que compõem o segundo lote de impressão, ambas do Sistema de Movimentação das Pás Girantes, sendo a primeira a engrenagem cilíndrica “n” (1) e a segunda a roda dentada “t” (2), responsável pela transmissão do movimento proveniente do eixo principal aos eixos de cada pá girante. O motivo da presença desses dois componentes nessa impressão deve-se ao fato da falta de espaço suficiente na primeira bandeja, fazendo com que fossem incluídas no arranjo dos mancais de suporte.

É possível observar também a presença de uma área com geometria circular não utilizada na mesa de impressão, superfície onde estava alocado inicialmente o cubo da turbina eólica. Assim, considerou-se relevante remover o cubo desse segundo lote e posicioná-lo posteriormente na mesma bandeja e sobre aquela área disponível à sua impressão, porém agora fabricado separadamente. Maiores detalhes acerca da impressão do cubo do aerogerador são descritos na seção 4.2.3.3.

Da mesma forma como no primeiro lote, a fabricação dos mancais e das engrenagens envolveu o uso dos termoplásticos ASA e QSR, empregados como materiais de construção e suporte, nessa sequência. Com relação aos parâmetros, aplicou-se uma camada de 0,18 mm de altura, levando ao fatiamento das peças em 105 camadas, no sentido da base ao topo, de acordo com as simulações realizadas no GrabCAD. O mesmo *software* indica a necessidade de um volume aproximado de 63,4 cm³ ao material de construção e 25,3 cm³ referente ao material de suporte.

4.2.3.3 *Processo de fabricação do cubo do aerogerador*

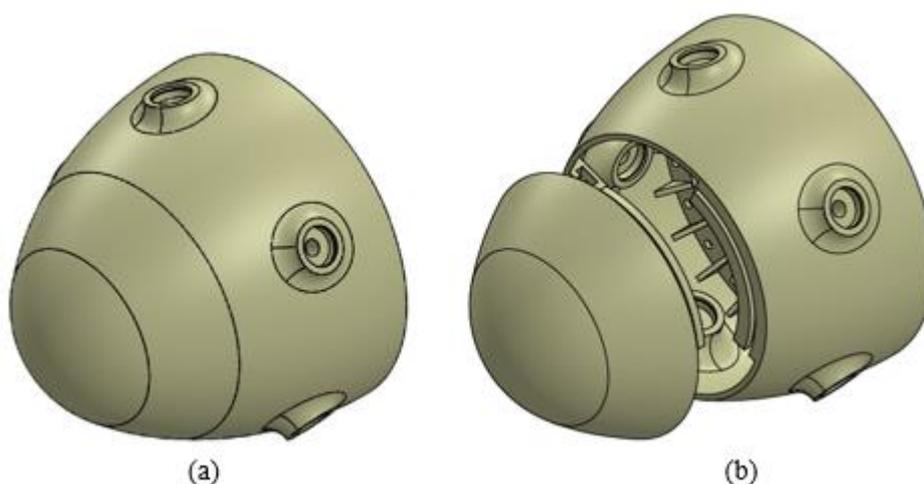
Por ser uma das partes mais importantes de uma turbina eólica como também no protótipo deste projeto, fica claro que os processos de fabricação a serem aplicados nesse componente devem ser estudados e analisados em virtude do nível de complexidade, precisão e acabamento necessários. Portanto, em primeiro lugar, torna-se relevante dividir o cubo em três partes distintas, tornando mais simples a construção do componente em si, se comparado à sua fabricação como uma única peça somente. Assim, o fracionamento do cubo resultou nas seguintes peças: cone, tampa de fechamento do cone e flange de fixação do cubo no eixo principal do rotor.

O processo de fabricação por impressão 3D tem sua aplicação novamente no cone do cubo, em razão de que alguns fatores precisam ser garantidos nesta peça para o bom funcionamento do protótipo, como a precisão geométrica e dimensional e a correta distribuição da massa no componente.

Antes de abordar a impressão do cone, houve a necessidade de realizar uma nova divisão, agora no próprio cone, separando-o em duas partes em função das seguintes razões: a primeira diz respeito a possibilidade do manuseio das peças que se localizam no interior do cubo, já o segundo motivo é poder observar o funcionamento dos eixos e engrenagens cônicas, ou seja, entender na prática como as pás do modelo produzido rotacionam em torno do próprio eixo. Apesar da divisão do cone em duas novas peças facilitar a observação e manuseio dos componentes internos, é importante que as mesmas possam ser unidas uma a outra, de maneira não permanente, dando a aparência de que o cone seja formado por apenas uma peça.

Para a melhor compreensão, a Figura 58 mostra a remodelagem do cone visando à separação em duas peças distintas.

Figura 58 - Modelagem do cone do aerogerador (a) e o posterior seccionamento da peça em duas partes (b).



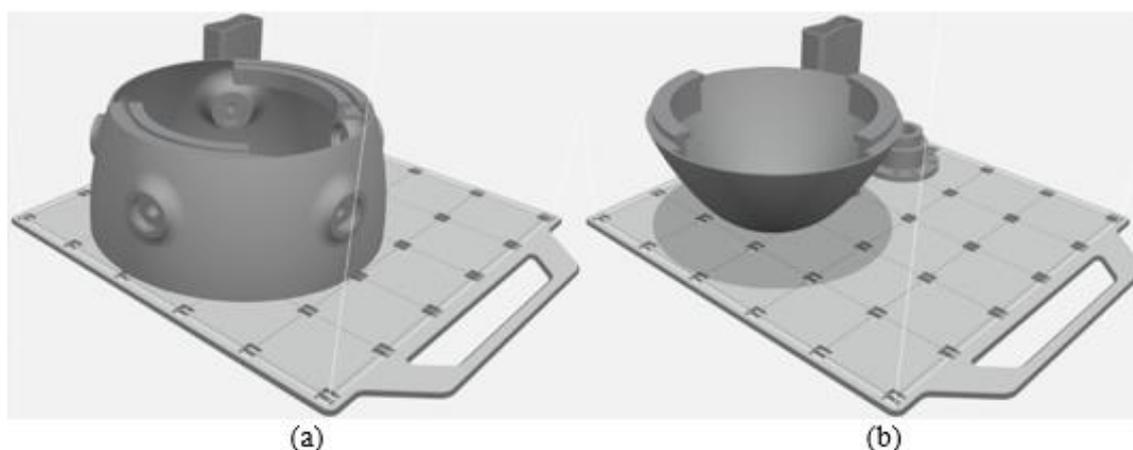
Fonte: (AUTOR, 2019).

Na Figura 58, além do seccionamento do cone, destaca-se também um sistema de guias, criado nas superfícies de contato entre as peças a fim de promover a união móvel das partes quando se faz preciso.

Em seguida, iniciou-se impressão das peças que compõem o cone do cubo, sendo ambas produzidas em lotes separados. A primeira fabricada foi a parte onde são acopladas as pás

girantes, sendo a bandeja aplicada na seção 4.2.3.2 usada novamente aqui, devido ao planejamento realizado previamente. Já a outra peça remete-se à parte inicial do cone. A Figura 59 exibe como as peças são mostradas na plataforma do GrabCAD.

Figura 59 - Terceiro (a) e quarto (b) lotes de impressão 3D.



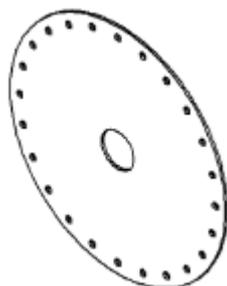
Fonte: (AUTOR, 2019).

Como pode ser visto na Figura 59, o terceiro lote de impressão é composto apenas pela (a) peça onde são acopladas as pás girantes. Em contrapartida, no quarto lote tem-se (b) a parte inicial do cone e o flange de fixação do cubo, também atribuído ao processo de impressão 3D para a sua fabricação. Os principais parâmetros e resultados das impressões do lote 3 e lote 4 produzidos na Stratasys F170 Series F123 são os seguintes: com relação à altura da camada considerou-se 0,025 mm como um tamanho pertinente, fatiando as peças em 345 e 361 camadas, respectivamente. No âmbito do material de construção, foi consumido um volume do ASA na faixa dos 224,7 cm³ à produção do lote 3 e 140,4 cm³ ao lote 4. De maneira menos expressiva, o material de suporte (QSR) apresentou um consumo de 109,1 cm³ e 45,7 cm³, nessa sequência.

A última parte que compõe o cubo do aerogerador é a tampa de fechamento do cone, peça de importância vital ao conjunto, pois promove a interligação do cone com o flange de fixação. Apesar das demais peças que formam o cubo serem produzidas através da impressão 3D e em material termoplástico, estabeleceu-se que a tampa de fechamento tem sua fabricação a partir de uma chapa metálica com 2 mm de espessura, cujo material é o aço AISI 1020. Em razão do desenvolvimento da peça ter sido repassado a uma empresa metal mecânica, não coube aqui abordar por quais etapas e processos produtivos a peça percorreu até estar devidamente

finalizada e de acordo com as especificações do projeto. Assim, a Figura 60 apresenta a vista isométrica da modelagem da tampa de fechamento.

Figura 60 - Tampa de fechamento do cone.



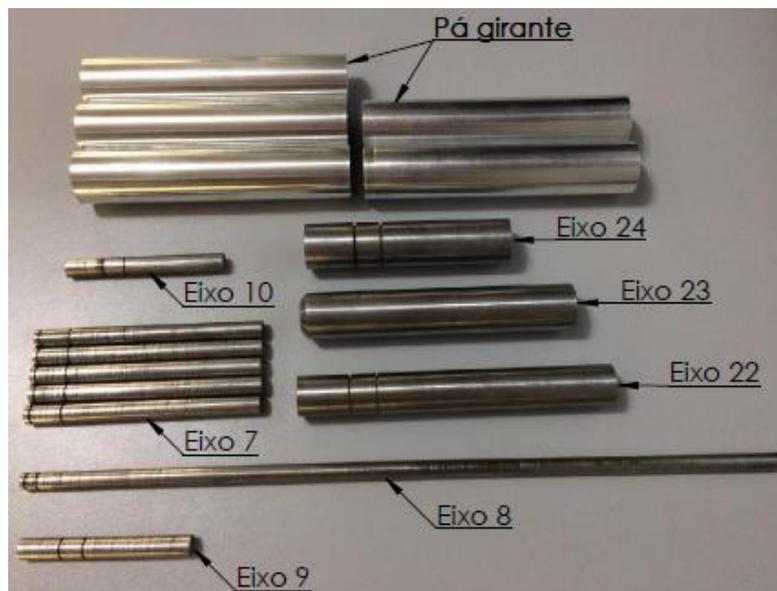
Fonte: (AUTOR, 2019).

4.2.3.4 Processo de fabricação dos eixos maciços e vazados

Os próximos componentes a serem produzidos são os eixos maciços e vazados existentes nos sistemas de transmissão de movimento, sendo o processo de usinagem aplicado nesses eixos. Tal processo de fabricação consiste em remover material da peça bruta sob a forma de cavaco, obtendo-se, ao final, uma nova peça com geometrias e dimensões desejadas. A etapa de desenvolvimento dos eixos foi executada no Núcleo de Automação e Processos de Fabricação (NAFA) da UFSM e realizada por um técnico responsável pelas atividades de usinagem no laboratório. Já o equipamento empregado remete-se a um torno mecânico universal, máquina-ferramenta aplicada principalmente na produção de peças cilíndricas, como os eixos em questão.

Dentre as operações executadas para a obtenção das características geométricas e dimensionais desejadas, realizou-se o torneamento radial, conhecido também por faceamento das extremidades, o torneamento cilíndrico externo e interno, furação de centros e furação em cheio e o sangramento radial, com o objetivo de criar um pequeno canal na superfície externa do eixo para o posterior assentamento dos anéis elásticos. Os eixos produzidos podem ser vistos na Figura 61, sendo cada um identificado pela nomenclatura usada no Projeto Preliminar.

Figura 61 - Eixos de transmissão e pás do aerogerador.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Além dos eixos de transmissão, destacam-se também na Figura 61 as pás girantes desenvolvidas para o protótipo do aerogerador. Como a fabricação do ressalto em helicóide que é fixado ao longo da superfície do eixo da pá demanda uma quantidade de materiais e recursos produtivos bastante aprofundados, optou-se por desenvolver somente o eixo de cada pá girante. Dessa forma, o material selecionado à construção desses componentes foi a liga de alumínio 6061-T4, em formato de tubos cilíndricos, tendo como principal característica a baixa densidade molecular, se comparado aos eixos de transmissão, cujo material base é o aço AISI 1020. Tal característica favorece a redução de massa das pás e, assim, não sobrecarrega as partes do cubo produzidas em material plástico.

4.2.3.5 Processo de fabricação dos acoplamentos

Assim como nos eixos, a usinagem foi o processo escolhido para a fabricação dos acoplamentos, sendo também produzidos no NAFA e seguindo as mesmas operações de torneamento, furação e sangramento citadas anteriormente. A diferença está no material escolhido para a construção dos acoplamentos. Nesta etapa selecionou-se o polímero PEAD devido ao fato do material apresentar boa usinabilidade, baixo peso molecular, evitando que o protótipo não se torne demasiadamente pesado e por ser mais fácil de fazer pequenas alterações manuais nas peças para o perfeito encaixe nos eixos. A Figura 62 apresenta os acoplamentos

desenvolvidos para compor o protótipo do aerogerador, e cada uma das peças é identificada de acordo como foi nomeada no Projeto Preliminar.

Figura 62 - Acoplamentos produzidos em polímero PEAD.



Fonte: (AUTOR, 2019).

4.2.3.6 Processo de fabricação das caixas de engrenagens

As últimas peças a serem produzidas remetem-se às duas caixas de engrenagens que integram os sistemas de transmissão de movimento do aerogerador. Em primeiro lugar escolheu-se o aço AISI 1020 como material base, em formato de chapa metálica com espessura de 2 mm. É importante salientar também que as caixas de engrenagens originais são bastante rebuscadas e com uma quantidade considerável de detalhes na estrutura. Nesse contexto, para não tornar a fabricação muito complexa ou até mesmo inviabilizar a produção das peças, fez-se necessário remodelar os componentes, tornando-os mais robustos, porém ainda funcionais.

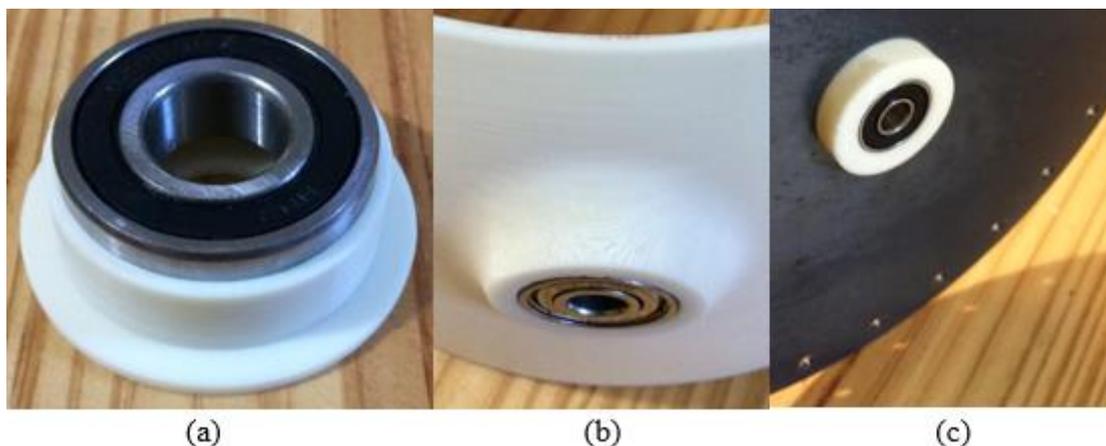
Da mesma forma como ocorrido na tampa de fechamento do cone, o desenvolvimento das caixas de engrenagens foi de responsabilidade de uma empresa metal mecânica, não cabendo aqui descrever por quais processos de fabricação as peças passaram até a entrega devidamente montadas.

4.2.4 Montagem do protótipo

Depois de todas as peças construídas, iniciou-se a etapa de montagem final do protótipo. Inicialmente, todos os rolamentos foram alojados em seus devidos lugares, não havendo a

necessidade do uso da cola cianoacrilato para fixação, pois planejou-se que os ajustes seriam com interferência. A primeira etapa de montagem pode ser vista na Figura 63.

Figura 63 - Montagem de um rolamento em um mancal de apoio (a), no assento existente no cubo (b) e fixado no flange de fixação (c).



Fonte: (AUTOR, 2019).

Dos casos expostos na figura acima, tem-se (a) um exemplar da união de um rolamento com mancal, (b) o alojamento dos rolamentos no cone do cubo, dois para cada eixo da pá, sendo um rolamento na parte externa do cone e o outro na parte interna e, por fim, (c) a união do flange de fixação com o rolamento responsável por apoiar o eixo principal de acionamento das pás girantes.

A montagem seguinte envolve os mancais de rolamento com as caixas de engrenagens. Sendo assim, todos os mancais foram alojados nas furações laterais das carcaças. E mesmo planejando a união das peças com interferência aplicou-se a cola adesiva a fim de garantir que não haja nenhum deslocamento axial dos mancais de apoio. Pode-se visualizar na Figura 64 os mancais de apoio fixados nas laterais das caixas de engrenagens.

Figura 64 - Montagem dos mancais de apoio nas laterais das caixas de engrenagens.

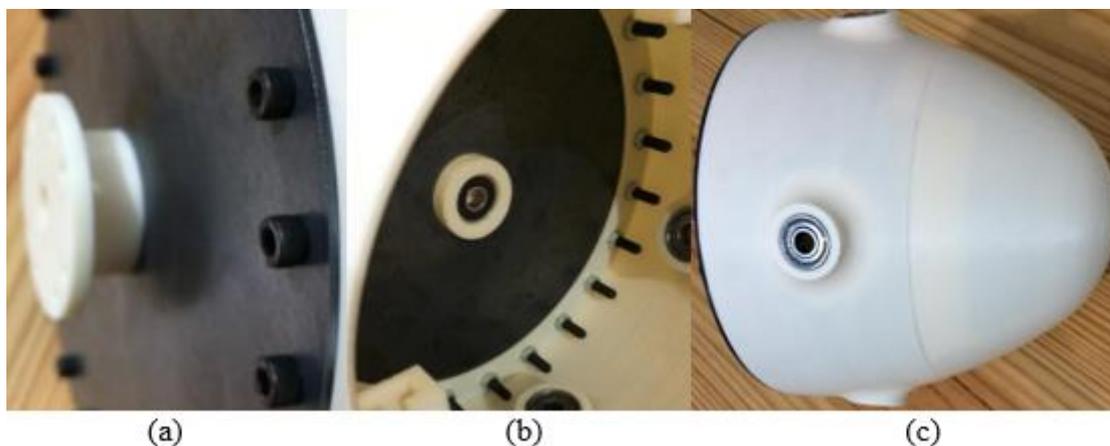


Fonte: (AUTOR, 2019).

A próxima montagem diz respeito as peças que compõem o cubo do aerogerador. Iniciando pelo flange de fixação e a tampa de fechamento, essas peças foram coladas e deixadas em repouso por um período de 24 horas para a cura da cola, o que garantiu a completa união entre as superfícies. A segunda montagem no cubo caracteriza-se por ser uma união do tipo móvel entre a tampa de fechamento e o cone, com a aplicação de parafusos e porcas. Como na modelagem das peças adotou-se uma medida para o diâmetro dos furos um pouco acima da dimensão nominal do parafuso, não houve a necessidade da calibragem dos furos, uma vez que o encaixe dos parafusos procedeu sem nenhuma interferência.

A última etapa na montagem do cubo se refere a união das peças que formam o cone. Nesse caso específico criou-se nas superfícies de contato entre as peças um sistema de guias com o intuito de promover a interligação das partes de forma não permanente. Durante o encaixe das peças foi realizado o lixamento das guias para facilitar no deslizamento das partes. As etapas da montagem do cubo estão exibidas na Figura 65 e seguem a mesma ordem cronológica abordada acima.

Figura 65 - Montagem do flange de fixação com a tampa de fechamento (a), desta união com a parte inicial do cone (b) e a união final das duas partes do cone (c).



Fonte: (AUTOR, 2019).

Os próximos componentes a serem alocados são os eixos de transmissão, iniciando por aqueles inseridos dentro das caixas de engrenagens. É crucial nessa fase que a montagem de todas as engrenagens cilíndricas de dentes retos proceda simultaneamente ao encaixe dos eixos, pois não há outra maneira de posicionar as rodas dentadas em seus devidos lugares com os eixos já alocados sobre os rolamentos. Dessa forma e para todos os casos, partiu-se pela introdução do eixo sobre o primeiro rolamento, logo depois o posicionamento da engrenagem e, por último,

o alojamento do eixo sobre o segundo rolamento de apoio. A Figura 66 ilustra tal etapa, com destaque à caixa de engrenagens do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.

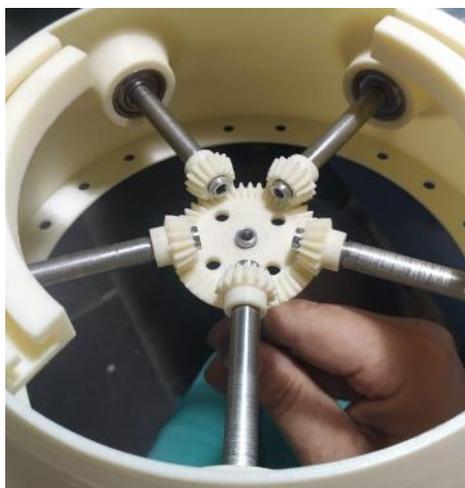
Figura 66 - Montagem dos eixos na caixa de engrenagens.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Os eixos das pás girantes foram montados sobre os rolamentos de apoio existentes no cubo, sendo o único modo de encaixe no qual o eixo é inserido da parte externa do cone para a parte interna do mesmo. Essa restrição se deve à existência de um ressalto cilíndrico na extremidade do eixo, onde posteriormente se deve acoplar a pá girante do aerogerador. Tem-se na Figura 67 a montagem dos eixos das pás no cubo do protótipo.

Figura 67 - Montagem dos eixos das pás girantes no cubo do protótipo.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Os componentes abordados a seguir remetem-se ao eixo principal do rotor e ao eixo de acionamento das pás girantes. A atividade teve início pela união do eixo principal do rotor ao cubo através de flanges existentes em ambas as peças. Em virtude de que na modelagem dos furos nos flanges adotou-se a mesma dimensão do diâmetro nominal do parafuso, houve a necessidade do alargamento das furações a fim de que os parafusos encaixassem sem interferências. A união das peças foi realizada com auxílio de uma chave Philips e um alicate de bico redondo longo para assegurar que as porcas permanecessem fixas durante o aperto dos parafusos.

Figura 68 - União parafusada entre o eixo do rotor e o flange de fixação do cubo.



Fonte: (AUTOR, 2019).

No leiaute estabelecido aos sistemas de transmissão de movimento do aerogerador do tipo Magnus, o eixo de acionamento das pás girantes encontra-se posicionado concentricamente na parte interna do eixo principal do rotor. Portanto, essa montagem consiste em passar um componente por dentro do outro, estando o eixo maciço apoiado sobre dois rolamentos, um alojado no flange de fixação do cubo, conforme exposto na Figura 63 (c), e o outro no próprio eixo vazado.

Com relação as engrenagens cônicas de dentes retos, procurou-se montar primeiramente a cônica principal e as outras cinco engrenagens, que são fixadas sobre os eixos das pás, na sequência. Ressalta-se também o ajuste final no posicionamento desses eixos para garantir o perfeito engrenamento dos dentes e o funcionamento do protótipo. A Figura 67 também destaca o conjunto formado pelas engrenagens cônicas.

A última etapa diz respeito à montagem dos acoplamentos no protótipo do aerogerador. Assim, iniciou-se pela interligação dos acoplamentos aos eixos, mantendo o mesmo princípio de união da etapa de montagem das pás, ou seja, com interferência. Nesse caso, porém, o uso das lixas para desgaste dos materiais foi necessário, pois encontrou-se uma certa dificuldade no encaixe das peças. O desbaste das extremidades dos eixos com a lixa de granulometria 80 ocorreu até o ponto em que os eixos entrassem totalmente nos furos dos acoplamentos.

Para facilitar a compreensão, a Figura 69 apresenta um acoplamento promovendo a interligação entre dois eixos de transmissão.

Figura 69 - Interligação dos eixos por meio de um acoplamento.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Após esses procedimentos, o protótipo do aerogerador encontra-se totalmente montado e a Figura 70 exhibe a montagem final.

Figura 70 - Protótipo do aerogerador do tipo Magnus montado.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Como o foco principal da criação do protótipo é demonstrar o funcionamento da concepção desenvolvida do aerogerador do tipo Magnus, o que está diretamente ligado à construção dos elementos que promovem a transmissão de movimento, desconsiderou-se os componentes gerador elétrico, caixa multiplicadora de velocidades, sistema de freio e motor elétrico, isto é, a construção dos mesmos.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho desenvolveu-se as fases projeto preliminar e projeto detalhado de um sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus, tendo como objetivo alavancar o desenvolvimento desse tipo de aerogerador para a produção de energia elétrica em localidades que apresentam ventos com velocidades e incidências menores. Este projeto somou-se aos demais estudos realizados nesta área a fim de demonstrar a importância da expansão do uso de energia eólica na matriz energética, fomentando a ideologia do consumo de energia elétrica proveniente de fontes renováveis.

Os sistemas de transmissão desenvolvidos nas etapas do projeto preliminar são compostos principalmente por eixos de diferentes geometrias e um conjunto de engrenagens cilíndricas e cônicas de dentes retos, que juntos realizam a transmissão de torque e rotação no sentido motor elétrico às pás girantes e rotor da turbina eólica ao gerador elétrico.

Com relação ao dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos empregados no sistema, buscou-se sempre realizar tal atividade com base em organizações que estabelecem uma série de normas e padrões de qualidade para peças e componentes de engenharia, como por exemplo a AISI, que classifica os aços de acordo com a sua composição química, a AGMA, que propõe um modelo de dimensionamento através das tensões de flexão submetidas no dente da engrenagem e a ASME, que fornece uma equação para definição do diâmetro de eixo envolvendo critérios de resistência à fadiga.

Já no projeto detalhado o resultado obtido foi a construção e validação funcional do protótipo do sistema de transmissão de movimento da turbina eólica Magnus, fabricado em escala reduzida de 1:5. O protótipo, além de permitir a visualização do sistema projetado, comprovou o funcionamento de cada componente aplicado no projeto e demonstrou que a concepção final estabelecida por Vizzotto (2018), onde um eixo de transmissão encontra-se posicionado concentricamente no interior de um eixo vazado, pode certamente ser aplicada.

Analisando os objetivos propostos a este trabalho, é possível verificar que os mesmos foram atingidos, e o resultado foi um projeto bastante completo, uma vez que os sistemas de transmissão de movimento são bastante complexos, principalmente em função dos parâmetros de operação de um aerogerador, e também da quantidade de componentes que fazem parte do sistema.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Muitas outras etapas visando à continuação do desenvolvimento desse projeto ainda podem ser trabalhadas. Dessa maneira, deixa-se como sugestões para trabalhos futuros os seguintes aspectos:

- Projeto das pás da turbina eólica do tipo Magnus, bem como simulações do perfil da pá utilizando CFD (*Computational Fluid Dynamics*);
- Análise experimental do protótipo do aerogerador Magnus em túnel de vento;
- Aplicação de plataformas CAE (*Computer Aided Engineering*) para simulação dos esforços nos componentes;
- Estudo das propriedades mecânicas do ASA;
- Dimensionamento dos parafusos e chavetas de fixação que englobam os sistemas de transmissão de movimento da turbina eólica;
- Construção dos componentes motor elétrico de acionamento das pás girantes, gerador elétrico e caixa multiplicadora de velocidades que integram o sistema de transmissão desenvolvido para tornar o protótipo perfeitamente dinâmico.

REFERÊNCIAS

ACIOBRAS. **Acoplamentos de engrenagem:** acoplamento elástico. 2019. Disponível em: <<http://www.aciobras.com.br/acoplamento-elastico-preco>>. Acesso em: 25 maio 2019.

ACOPLAST BRASIL. **Soluções em acoplamentos, motoredutores e redutores industriais.** 2019. Disponível em: <<https://www.acoplastbrasil.com.br/produtos/acoplamento-elastico-flex-torq/>>. Acesso em: 17 ago. 2019.

ALUMICOPPER. **Especializada em Alumínio.** 2019. Disponível em: <https://www.alumicopper.com.br/produtos_aluminio_6061.html>. Acesso em: 21 jun. 2019.

AMARANTE, O. A. C. do. et al. **Atlas do potencial eólico brasileiro.** Brasília, 2001. 44 p.

ANTUNES, I.; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquinas.** 8 ed. São Paulo: Érica, 1998.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA EÓLICA. **Boletim anual de geração eólica 2017.** 2017. 15 p. Disponível em: <<http://www.abeeolica.org.br/wp-content/uploads/2018/04/Boletim-Anual-de-Geracao-2017.pdf>>. Acesso em: 18 mar. 2018.

A.T.I. BRASIL. **Artigos Técnicos Industriais.** 2019. Disponível em: <<https://www.atibrasil.com.br/produtos>>. Acesso em: 10 jun. 2018.

AZEVEDO, D. de. **Dimensionamento de eixos.** Apostila. Mogi das Cruzes: Universidade de Mogi das Cruzes, 2018. 62 p.

BACK, N. et al. **Projeto integrado de produtos:** planejamento, concepção e modelagem. Barueri: Ed. Manoela Ltda, 2008. 601 p.

BAXTER, M. **Projeto de produto:** guia prático para o design de novos produtos. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2011. 342 p.

BOFF, D. et al. Demonstração experimental do Efeito Magnus utilizando material de baixo custo. **COBENGE.** Belém, set. 2012. Disponível em: <<http://www.abenge.org.br/cobenge/arquivos/7/artigos/104139.pdf>>. Acesso em: 18 mar. 2019.

BRAMETAL. **Energia eólica.** 2019. Disponível em: <<https://www.brametal.com.br/produtos/energia-eolica/>>. Acesso em: 20 maio 2019.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley.** 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016. 1073 p.

BYCHKOV, N. M.; DOVGAL, A. V.; KOZLOV, V. V. Magnus wind turbine as an alternative to the blade ones. **Journal of Physics: Conference Series.** Rússia, v. 75. 2007. Disponível em: <<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/75/1/012004/meta>>. Acesso em: 02 abr. 2019.

CARDOSO, M. J. M. **Energias renováveis: Que futuro? Que potencial?** Escola Superior Agrária de Ponte de Lima. Portugal. 2008. 54 slides. Disponível em: <http://www.ci.esapl.pt/off/net_23/energias_renovaveis.pdf>. Acesso em: 17 abr. 2019.

COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção da falha.** Rio de Janeiro: LTC, 2006. 740 p.

COUTINHO, F. M. B. et al. Polietileno: principais tipos, propriedades e aplicações. **Polímeros: Ciência e Tecnologia.** v. 13, nº 1, p. 1-13, 2003. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/po/v13n1/15064>>. Acesso em: 27 out. 2019.

CUSTÓDIO, R. S. **Energia eólica para produção de energia elétrica.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2009. 280 p.

DALAPAR. **Elementos para fixação.** 2019. Disponível em: <<http://www.dalapar.com.br/categoria/parafusos-fendados/>>. Acesso em: 30 out. 2019.

DIAS, M. G. **Bandeiras tarifárias na energia elétrica: um estudo exploratório sobre a visão dos consumidores residenciais.** 2015. 50 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Administração de Empresas) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2015. Disponível em: <<https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/29770/29770.PDF>>. Acesso em: 19 abr. 2019.

DUTRA, R. M. **Energia Eólica: princípios e tecnologias.** 2008. 58 p. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/download/tutorial/tutorial_eolica_2008_e-book.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2019.

DUTRA, R. M. **Viabilidade técnico-econômica da energia eólica face ao novo marco regulatório do setor elétrico brasileiro.** 2001. 272 p. Dissertação (Mestrado em Ciências em Planejamento Energético) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2001. Disponível em: <<http://antigo.ppe.ufrj.br/ppes/production/tesis/rmdutra.pdf>>. Acesso em: 28 abr. 2019.

FADIGAS, E. A. F. A. **Energia eólica.** 1. ed. Barueri: Ed. Manole Ltda., 2011. 285 p.

GALVÃO & CIA. **Qualidade e eficiência: rolamentos.** 2019. Disponível em: <<https://www.elgalvao.com.br/rolamentos>>. Acesso em: 27 out. 2019.

GOLDEMBERG, J.; LUCON, O. Energias renováveis: um futuro sustentável. **Revista USP,** São Paulo, n. 72, p. 6-15, dez./fev. 2006/2007. Disponível em: <<http://www.revistas.usp.br/revusp/article/view/13564/15382>>. Acesso em: 11 abr. 2019.

HALDERMAN, J. D. **Automotive Technology.** 4 ed. Nova Jersey: Prentice Hall, 2012.

INFANTINI, M. B. **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio.** 2008. 88 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2008. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/13947>> Acesso em: 4 maio 2019.

IRAY ROLAMENTOS. **Mancais e rolamentos**. 2019. Disponível em: <<https://irayrolamentos.com.br/mancais-e-rolamentos/>>. Acesso em: 25 maio 2019.

JINBO, M. **Contribuições ao projeto de sistemas eólicos de efeito Magnus com rastreamento da máxima potência**. 2016. 260 p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2016.

JINBO, M. et al. MPPT of Magnus wind system with DC servo drive for the cylinders and boost converter. **Journal of Wind Energy**. jul. 2015. Disponível em: <<https://www.hindawi.com/journals/jwe/2015/148680/>>. Acesso em: 7 abr. 2019.

SANTOS JR, A. A. dos. **Engrenagens cilíndricas de dentes retos**. Apostila. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 2003. 23p.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 5. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

KALMIKOV, A.; DYKES, K. **Wind Power Fundamentals**. MIT Wind Energy Group. Massachusetts. 2010. 42 slides. Disponível em: <<http://web.mit.edu/windenergy/windweek/Presentations/Wind%20Energy%20101.pdf>>. Acesso em: 1 maio 2019.

LARA, A. et al. **Wind energy generation: modelling and control**. Nova Jersey: Ed. John Wiley and Sons Ltd., 2009. 265 p.

LOPEZ, N. et al. Design of modified Magnus wind rotors using computational fluid dynamics simulation and multi-response optimization. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**. v.7, dez. 2015. Disponível em: <<https://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.4939192>>. Acesso em: 13 maio 2019.

LOSEKANN, C. R. **Elementos de máquinas II**. Apostila. Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, 2008. 244 p.

MATOS, J. A. G. **Estudio y diseño de un aerogenerador basado en el efecto Magnus**. 2009. 174 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Industrial) – Universidad Pontificia Comillas, Madrid, 2009. Disponível em: <<https://docplayer.es/114565606-Estudio-y-diseno-de-un-aerogenerador-basado-en-el-efecto-magnus-resumen-del-proyecto.html>>. Acesso em: 19 abr. 2019.

MATWEB. **Material Property Data**. 2019. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=1318cc5c380f46e59cd00339fb7d3a91>>. Acesso em: 19 dez. 2019.

MECARO Ltda. Empresa fabricante de turbinas eólicas de efeito Magnus. Disponível em: <<http://www.mecaro.jp/eng/index.html>>. Acesso em: 18 abr. 2019.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9 ed. São José dos Campos: Érica, 2009. 376 p.

MURAKAMI, N.; ITO, J. **Magnus Type Wind Power Generator**. United States Application Publication. Patent No: US 2007/0046029 A1, mar. 2007.

NEIVA, A. C. de B. et al. **Atlas do potencial eólico brasileiro: simulações 2013**. 1. ed. Rio de Janeiro, 2017. 52 p.

NELSON, V. **Wind energy: renewable energy and the environment**. CRC Press, 2009. 298 p.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 936 p.

NSK BRASIL. **Motion and control**. 2019. Disponível em:
<<https://www.nsk.com.br/rolamentos-144.htm>>. Acesso em: 29 ago. 2019.

OLIVEIRA, P. M. **Sustentação Aerodinâmica: o mecanismo físico**. 2008. Disponível em:
<<http://dited.bn.pt/31619/2606/3177.pdf>>. Acesso em: 15 maio. 2019.

ÔMICROM. **Mancais de deslizamento**. 2019. Disponível em:
<<http://omicrom.com.br/blog/mancais-deslizamento/>>. Acesso em: 25 maio 2019.

OSTO, G. C. dal. **Construção de um modelo em escala reduzida de um equipamento para descarga automática de produtos em silos verticais de fundo plano utilizando manufatura aditiva**. 2018. 76 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2018.

PAHL, G. et al. **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações**. 1. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. 432 p.

PAULI, E. A. de.; ULIANA, F. S. **Mecânica: noções básicas de elementos de máquinas**. Vitória: Senai, 1996. 137 p.

PINTO, M. de O. **Fundamentos de energia eólica**. Rio de Janeiro: LTC, 2013. 368 p.

PODER DOS VENTOS. **Energia eólica: tipos de turbinas**. 2010. Disponível em:
<<https://poderdosventos.wordpress.com/2010/06/20/tipos-de-turbinas/>>. Acesso em: 13 maio 2019.

POLINDER, H. et al. Concept report on generator topologies, mechanical and electromagnetic optimization. **UpWind**. dez. 2007. Disponível em:
<http://s3.amazonaws.com/zanran_storage/www.upwind.eu/ContentPages/2473776861.pdf>. Acesso em: 1 jun. 2019.

PORTAL ENERGIA. **Como funciona um aerogerador**. 2016. Disponível em:
<<https://www.portal-energia.com/funcionamento-de-um-aerogerador/>>. Acesso em: 3 jun. 2019.

RAMOS, F. G., SEIDLER, N. Estudo da energia eólica para aproveitamento em pequenos empreendimentos. **Vivências**. 2011. Disponível em:
<http://www.reitoria.uri.br/~vivencias/Numero_013/artigos/artigos_vivencias_13/n13_13.pdf>. Acesso em: 22 mar. 2019.

RASC-RS. **Produtos de qualidade**. 2019. Disponível em:
<<http://rasc-rs.com.br/produtos/rolamentos/rolamento-carreira-simples-de-esferas>>. Acesso em: 23 out. 2019.

RIBEIRO, C. G. **Rastreamento do ponto de máxima potência de turbinas Magnus acionando geradores elétricos**. 2014. 74 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2014.

ROMANO, L. N. **Desenvolvimento de máquinas agrícolas: planejamento, projeto e produção**. 1. ed. São Paulo: Blucher Acadêmico, 2013. 310 p.

ROMANO, L. N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. 2003. 266 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2003. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/86408>>. Acesso em: 19 jul. 2019.

SEDAGHAT, A. et al. Computational study on novel circulating aerofoils for use in Magnus wind turbine blades. **Elsevier: energy**. v. 91, set. 2015. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544215011342>>. Acesso em: 20 maio 2019.

STRATASYS. **Impressão 3D e Manufatura Aditiva**. 2019. Disponível em: <<https://www.stratasys.com/br/3d-printers/f123>>. Acesso em: 3 ago. 2019.

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, dez. 2012. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/258071681_A_three-dimensional_numerical_study_of_the_Magnus_wind_turbine_with_different_blade_shapes>. Acesso em: 4 abr. 2019.

TEKBOND. **Ficha de informação de segurança de produto químico: Super Cola**. Disponível em: <<https://www.cec.com.br/images/ProductFiles/FISPQ%20001-%20Super%20cola%20rev.05.12.pdf>>. Acesso: 14 set. 2019.

VIZZOTTO, M. M. **Projeto conceitual de um sistema de transmissão de movimento das pás de uma turbina eólica do tipo Magnus**. 2018. 145 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2018.

WIKIMEDIA COMMONS. **A wind turbine**. 2012. Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Danish_wind_turbine.JPG>. Acesso em: 5 abr. 2019.

WEG S.A. **Motores elétricos: guia de especificação**. 2019. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-especificacao-de-motores-eletricos-50032749-manual-portugues-br.pdf>>. Acesso em: 6 de ago. 2019.

APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULOS: POTÊNCIA DA TURBINA EÓLICA MAGNUS

Com o objetivo de determinar a potência da turbina eólica, é necessário, em primeiro lugar, definir todas as variáveis fundamentais para a realização dos cálculos, conforme apresentado na Tabela 41.

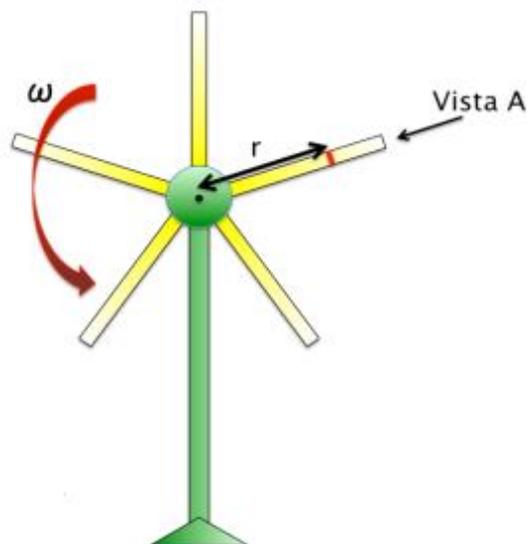
Tabela 41 - Lista de variáveis utilizadas para o cálculo da potência da turbina eólica.

Sigla	Descrição	Unidade
v_{∞}	Velocidade do vento incidente	m/s
v	Velocidade tangencial do cilindro em relação a do vento	m/s
N	Número de cilindros	<i>cilindros</i>
ρ	Densidade do ar	kg/m^3
$dcil$	Diâmetro do cilindro	m
rc	Raio do cubo	m
$rturb$	Raio da turbina	m
$Lcil$	Comprimento do cilindro	m
Re	Número de Reynolds	<i>adimensional</i>
μ	Viscosidade dinâmica do ar	$Pa.s$
$nturb$	Rotação da turbina	rpm
ψ	Velocidade angular da pá	rad/s
ω	Velocidade angular da turbina	rad/s
η	Rendimento do motor elétrico	%
CL	Coefficiente de sustentação	<i>adimensional</i>
CD	Coefficiente de arrasto	<i>adimensional</i>
TL	Torque devido à sustentação	$N.m$
TD	Torque devido ao arrasto	$N.m$
T	Torque atuante	$N.m$
P_{perd}	Perda de potência	W
P_{acio}	Potência de acionamento das pás	W
P_{mec}	Potência mecânica da turbina	W
P_{tot}	Potência total da turbina	W

Fonte: (AUTOR, 2019).

Para iniciar o cálculo da potência gerada pela turbina, é importante salientar que todo o modelo matemático será atribuído somente a uma pá girante. Assim, um elemento diferencial da seção da pá é tomado como referência a uma distância r do centro do rotor, como é possível observar na Figura 71.

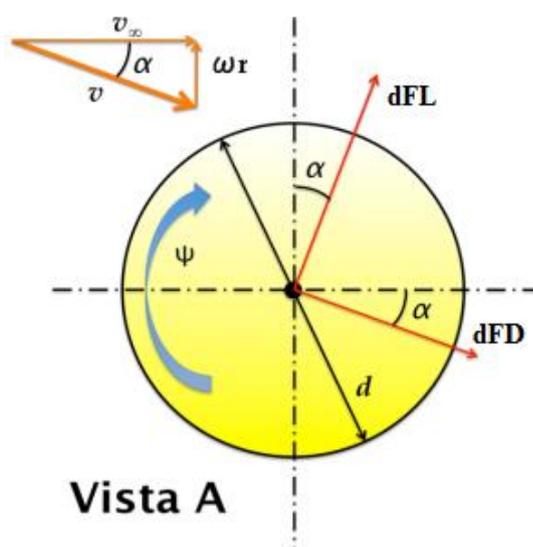
Figura 71 - Vista frontal da turbina eólica Magnus.



Fonte: (Adaptado de: MATOS, 2009).

Em contrapartida, a Figura 72 esquematiza a vista A do corte da seção da pá indicada na Figura 71, onde mostra o diagrama das forças atuantes sobre o elemento diferencial da pá.

Figura 72 - Diagrama de forças da Vista A da seção transversal da pá girante.



Fonte: (Adaptado de: MATOS, 2009).

O segundo passo a ser realizado é avaliar o torque gerado no cilindro pelo vento incidente. Conforme descrito anteriormente e a análise da Figura 72, é possível obter as diferenciais da força de sustentação e de arrasto atuantes na pá.

$$dFL = \frac{1}{2} * CF * dcil * \rho * v^2 * dr \quad (A.1)$$

$$dFD = \frac{1}{2} * CD * dcil * \rho * v^2 * dr \quad (A.2)$$

É de relevância determinar, através da relação trigonométrica apresentada na Figura 72, a velocidade do vento em relação à velocidade do cilindro, dada em função da seguinte equação:

$$v = \sqrt{v_{\infty}^2 + (\omega^2 * r^2)} \quad (A.3)$$

As forças diferenciais de sustentação e arrasto representadas pelas Equações A.1 e A.2, respectivamente, exercem diferenciais de torque sobre o eixo do rotor da turbina por intermédio do eixo da pá. Esses diferenciais de torque são projetados na direção da rotação da turbina.

$$dTL = \frac{1}{2} * \rho * v_{\infty} * dcil * CL * v * r * dr \quad (A.4)$$

$$dTD = \frac{1}{2} * \rho * v_{\infty} * dcil * CD * v * r * dr \quad (A.5)$$

As Equações A.4 e A.5, quando integradas em todo o comprimento da pá da turbina, ou seja, desde o raio do cubo (rc) até o raio da turbina ($rturb$), são obtidos os torques devido à força de sustentação e devido à força de arrasto. Ambas as equações são mostradas a seguir.

$$TL = \int_0^{TL} dTL = \frac{1}{2} * \rho * v_{\infty} * dcil * CL * \int_{rc}^{rturb} \sqrt{v_{\infty}^2 + (\omega^2 * r^2)} * r * dr \quad (A.6)$$

$$TD = \int_0^{TD} dTD = \frac{1}{2} * \rho * \omega * dcil * CD * \int_{rc}^{rturb} \sqrt{v_{\infty}^2 + (\omega^2 * r^2)} * r^2 * dr \quad (A.7)$$

As integrais presentes nas Equações A.6 e A.7 não estão nas suas formas desenvolvidas. Dessa maneira, fazendo a integração tomando como limite inferior o raio do cubo (rc) e o limite superior o raio da turbina ($rturb$), são obtidos os seguintes resultados.

Para o torque devido à força de sustentação: $TL = CL0 * \frac{1}{2} * \rho * v_{\infty} * \omega * dcil * \left[\frac{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2} - \left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2}}{3} \right] + CL1 * \frac{1}{4} * \rho * v_{\infty} * dcil^2 * \psi * \left[\frac{rturb^2 - rc^2}{2} \right] + CL2 * \frac{1}{8} * \rho * v_{\infty} * dcil^3 * \frac{\psi^2}{\omega} * \left[\sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} - \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} \right] + CL3 * \frac{1}{32} * \rho * v_{\infty} * dcil^4 * \frac{\psi^3}{\omega^2} * \ln \left(\frac{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} \right) + CL4 * \frac{1}{32} * \rho * v_{\infty} * dcil^5 * \frac{\psi^4}{\omega^3} * \left[\frac{1}{\sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} - \frac{1}{\sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} \right] + CL5 * \frac{1}{128} * \rho * v_{\infty} * dcil^6 * \frac{\psi^5}{\omega^4} * \left[\frac{1}{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} - \frac{1}{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} \right] + CL6 * \frac{1}{384} * \rho * v_{\infty} * dcil^7 * \frac{\psi^6}{\omega^5} * \left[\frac{1}{\left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2}} - \frac{1}{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2}} \right] + CL7 * \frac{1}{1024} * \rho * v_{\infty} * dcil^8 * \frac{\psi^7}{\omega^6} * \left[\frac{1}{\left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^2} - \frac{1}{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^2} \right]$

Para o torque devido à força de arrasto: $TD = CD0 * \frac{1}{2} * \rho * dcil * \omega^2 * \left[\frac{rturb * \left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2} - rc * \left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^{3/2}}{4} + \frac{\left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 * \left(rc * \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} - rturb * \sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} \right)}{8} + \frac{\left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^4}{8} * \ln \left(\frac{rc + \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}}{rturb + \sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} \right) \right] + CD1 * \frac{1}{4} * \rho * dcil^2 * \omega * \psi * \left[\frac{rturb^3 - rc^3}{3} \right] + CD2 * \frac{1}{8} * \rho * dcil^3 * \psi^2 * \left[\frac{rturb * \sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} - rc * \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}}{2} + \frac{\left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}{2} * \ln \left(\frac{rc + \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}}{rturb + \sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} \right) \right] + CD3 * \frac{1}{16} * \rho * dcil^4 * \frac{\psi^3}{\omega} * \left[rturb - rc + \frac{v_{\infty}}{\omega} * \left(\arctg \left(\frac{rc}{\frac{v_{\infty}}{\omega}} \right) - \arctg \left(\frac{rturb}{\frac{v_{\infty}}{\omega}} \right) \right) \right] + CD4 * \frac{1}{32} * \rho * dcil^5 * \frac{\psi^4}{\omega^2} * \left[\frac{rc}{\sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} - \frac{rturb}{\sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} + \ln \left(\frac{rturb + \sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}}{rc + \sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2}} \right) \right] + CD5 * \frac{1}{128} * \rho * dcil^6 * \frac{\psi^5}{\omega^3} * \left[\frac{rc}{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} - \frac{rturb}{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2} + \frac{1}{\frac{v_{\infty}}{\omega}} * \left(\arctg \left(\frac{rturb}{\frac{v_{\infty}}{\omega}} \right) - \arctg \left(\frac{rc}{\frac{v_{\infty}}{\omega}} \right) \right) \right] + CD6 * \left[\frac{1}{\left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^2} - \frac{1}{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega} \right)^2 \right)^2} \right]$

$$\frac{1}{384} * \rho * dcil^7 * \frac{\psi^6}{\omega^4} * \left[\frac{1}{\left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2} * \left(\frac{rturb}{\sqrt{rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2}} - \frac{rc}{\sqrt{rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2}} \right) + \frac{rc}{\left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)^{3/2}} - \frac{rturb}{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)^{3/2}} \right] + CD7 * \frac{1}{1024} * \rho * dcil^8 * \frac{\psi^7}{\omega^5} * \left[\frac{rturb}{2 * \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2 * \left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)} - \frac{rc}{2 * \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^3 * \left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)} + \frac{1}{2 * \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^3} * \left(\arctg\left(\frac{rturb}{\frac{v_{\infty}}{\omega}}\right) - \arctg\left(\frac{rc}{\frac{v_{\infty}}{\omega}}\right) \right) + \frac{rc}{\left(rc^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)^2} - \frac{rturb}{\left(rturb^2 + \left(\frac{v_{\infty}}{\omega}\right)^2\right)^2} \right]$$

Finalmente, o torque final atuante sobre o eixo da turbina eólica corresponde à diferença entre os torques devido à força de sustentação e de arrasto, multiplicado pelo número de pás girantes presentes no aerogerador Magnus. O torque atuante é identificado pela Equação A.10.

$$T = N * (TL - TD) \quad (A.10)$$

Antes de determinar a potência da turbina, deve-se levar em consideração dois fatores, sendo que o primeiro se refere à perda de potência devido a fricção do ar com as pás, uma vez que o ar gera uma resistência ao movimento em função do atrito com a superfície do material. O segundo fator remete-se ao gasto energético para o acionamento das pás girantes, ou seja, parte da potência gerada é consumida pelo sistema que mantém os cilindros da turbina rotacionando durante o funcionamento da mesma. Feito as considerações, são expressas as equações para a determinação da potência da turbina.

$$P_{mec} = T * \omega \quad (A.11)$$

$$P_{perd} = \frac{1,328 * \pi * N * \rho * \psi^3 * dcil^4 * Lcil}{16 * \eta * Re^{1/2}} \quad (A.12)$$

$$P_{tot} = P_{mec} - P_{perd} - P_{acio} \quad (A.13)$$

Como já apresentado anteriormente, as Equações A.6 e A.7 são integrais definidas com limites inferior e superior em relação ao comprimento do cilindro girante. Em suas equações desenvolvidas – A.8 e A.9, as constantes de sustentação e arrasto apresentam-se nas formas CL_n e CD_n , respectivamente, com n variando de 1 até 7. Dessa maneira, para que se possa determinar o torque devido à sustentação e o torque devido ao arrasto, essas n constantes precisam ser definidas. Nesse âmbito, Matos (2009), baseado em curvas experimentais para força de sustentação e arrasto atuantes em cilindros imersos em uma corrente de fluido, obteve

duas equações polinomiais de sétima ordem, por intermédio de simulação computacional, sendo a primeira para a determinação do CL e a segunda para o CD .

As constantes que abrangem as equações desenvolvidas por Matos (2009) e que serão utilizadas neste trabalho estão apresentadas na Tabela 42.

Tabela 42 - Coeficientes para equações de torque da turbina Magnus.

Constante	Valor	Constante	Valor
CL_0	0	CD_0	0
CL_1	6,0768	CD_1	4,0584
CL_2	-7,5814	CD_2	-4,8506
CL_3	5,3345	CD_3	2,5358
CL_4	1,7843	CD_4	-0,67174
CL_5	0,30458	CD_5	0,09464
CL_6	-0,025843	CD_6	-0,0068258
CL_7	0,00086638	CD_7	0,00019872

Fonte: (MATOS, 2009).

A próxima etapa, após a definição das constantes de sustentação e arrasto, é chegar ao resultado para o torque devido à força de sustentação e devido à força de arrasto existente. Isso implica, agora, que algumas propriedades e medidas da turbina eólica precisam ser apresentadas para que as Equações A.8 e A.9 sejam resolvidas. Todas as características necessárias para os cálculos estão descritas na Tabela 43.

Tabela 43 - Entradas para o cálculo da potência do sistema.

Variável	Valor	Unidade
v_∞	8	m/s
v	16	m/s
N	5	<i>cilindros</i>
ρ	1,2	kg/m^3
$dcil$	0,3	m
rc	0,5	m
$rturb$	5	m
$nturb$	50	rpm
$Lcil$	4,5	m
μ	$1,82 \cdot 10^{-5}$	$Pa \cdot s$
η	88	%

Fonte: (AUTOR, 2019).

Conforme citado anteriormente, o torque devido à força de sustentação e ao arrasto são determinados somente em função uma pá girante do aerogerador. Assim, para se obter o torque atuante sobre a turbina eólica, é fundamental multiplicar o torque sobre cada pá pelo número total de pás existentes, como pode ser observado na Equação A.10 e assumindo que as mesmas são totalmente idênticas. A Tabela 44 mostra os resultados para os torques atuantes.

Tabela 44 - Cálculo dos torques devido à força de sustentação e ao arrasto.

Variável	Equação	Valor	Unidade
ω	$\frac{2 * \pi * n_{turb}}{60}$	5,25	rad/s
ψ	$\frac{2 * v}{dcil}$	106,67	rad/s
Re	$\frac{\rho * v_{\infty} * dcil}{\mu}$	$1,95 \cdot 10^5$	adimensional
TL	A.8	1756,26	N.m
TD	A.9	986,45	N.m
T	A.10	3849,07	N.m

Fonte: (AUTOR, 2019).

A última etapa a ser feita remete-se aos cálculos para a determinação da potência total da turbina eólica, ou seja, aquela quantidade de energia extraída dos ventos que realmente é convertida em energia elétrica pelo gerador compreendido no interior da nacelle. A seguir, são apresentados os resultados finais para a potência do aerogerador Magnus.

Tabela 45 - Cálculo para a potência do aerogerador Magnus.

Variável	Equação	Valor	Unidade
P_{acio}	4.4	9193,75	W
P_{mec}	A.11	20207,60	W
P_{perd}	A.12	197,93	W
P_{tot}	A.13	10815,92	W

Fonte: (AUTOR, 2019).

A potência de acionamento das pás (P_{acio}) é um fator imprescindível para se determinar a potência total do aerogerador. Dessa forma e para a melhor compreensão, visualizar a Equação 4.6 presente na seção 4.1.3.4 deste trabalho.

APÊNDICE B – MEMORIAL DE CÁLCULO: DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

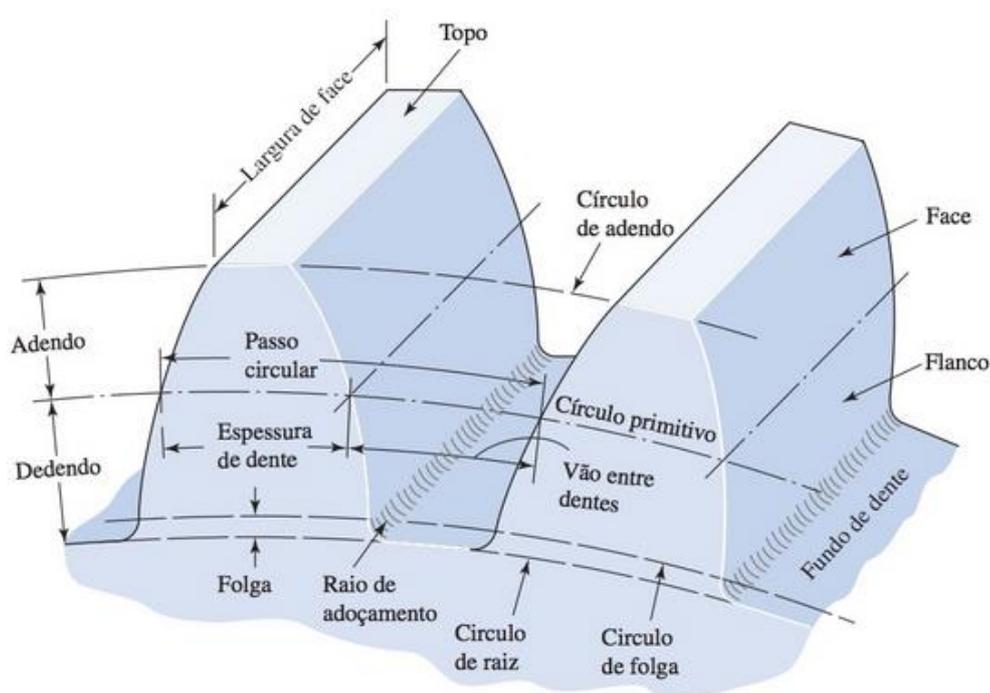
Com o intuito de realizar o dimensionamento das engrenagens cilíndricas presentes na turbina eólica Magnus, propôs-se, inicialmente, identificar todas as variáveis necessárias para o desenvolvimento dos cálculos, sendo exibidas na Tabela 46.

Tabela 46 - Lista de variáveis utilizadas no dimensionamento das engrenagens cilíndricas.

Sigla	Descrição	Unidade
m	Módulo	mm
Z	Número de dentes	<i>dentes</i>
l	Largura do dente	mm
D_p	Diâmetro primitivo	mm
D_e	Diâmetro externo	mm
D_i	Diâmetro interno	mm
θ	Ângulo de pressão	$^\circ$
p	Passo circular	mm
a	Altura da cabeça do dente	mm
b	Altura do pé do dente	mm
h	Altura total do dente	mm
e	Espessura do dente	mm
t	Distância entre centros	mm
M_t	Momento torsor	$N.m$
F_t	Força tangencial	N
F_r	Força radial	N
F_a	Força atuante	N
σ_F	Tensão de flexão AGMA	Pa
K_o	Fator de sobrecarga	<i>adimensional</i>
K_v	Fator dinâmico	<i>adimensional</i>
Q_v	Número de qualidade	<i>adimensional</i>
V_t	Velocidade tangencial máxima	m/s
K_s	Fator de tamanho	<i>adimensional</i>
P	Passo diametral	<i>dentes/in</i>
K_H	Fator de distribuição de carga	<i>adimensional</i>
K_B	Fator de espessura de aro de borda	<i>adimensional</i>
Y_J	Fator geométrico	<i>adimensional</i>
S_F	Fator de segurança	<i>adimensional</i>
S_t	Tensão de flexão admissível	Pa
Y_N	Fator de ciclagem de tensão	<i>adimensional</i>
K_T	Fator de temperatura	<i>adimensional</i>
K_R	Fator de confiabilidade	<i>adimensional</i>

A terminologia de dentes de engrenagens retas apresentada na Figura 73 indica os principais parâmetros a serem dimensionados e especificados acerca desse elemento mecânico largamente utilizado.

Figura 73 - Nomenclatura básica para engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Variável fundamental, o círculo primitivo caracteriza-se como um círculo teórico sobre o qual são realizados a maior parte dos cálculos, sendo seu diâmetro conhecido como diâmetro primitivo (D_p) em projetos de engrenagens. Durante o engrenamento, os círculos primitivos de um par de engrenagens são tangentes entre si. Não menos importante, o círculo do adendo indica o limite externo da engrenagem, uma vez que a distância radial entre o círculo do adendo e do primitivo denomina-se por adendo (a) – ou altura da cabeça do dente – e a medida entre o centro da engrenagem até extremidade da mesma definida como diâmetro externo (D_e). De maneira análoga, o dedendo (b), conhecido também por altura do pé do dente, remete-se à distância radial do círculo primitivo ao fundo de dente, sendo caracterizado na Figura 73 como círculo de raiz e possui como diâmetro o chamado diâmetro interno (D_i).

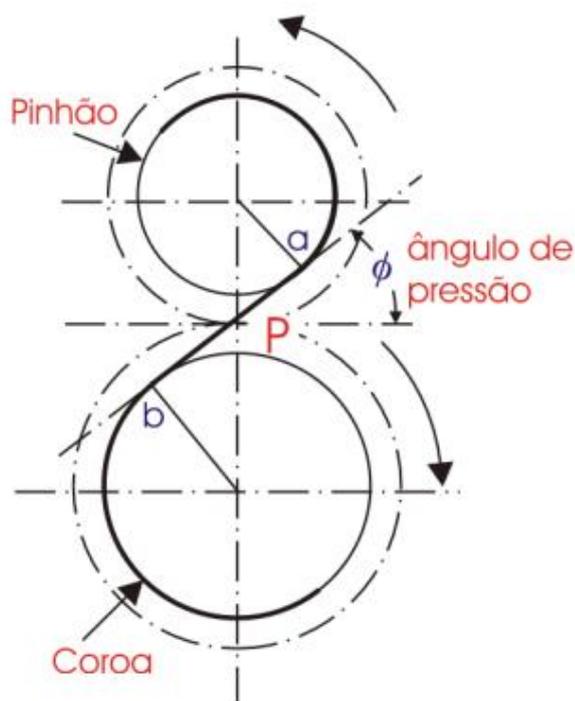
De forma geral, existem duas maneiras de analisar a geometria de engrenagens: a primeira delas através do sistema americano ou inglês, com inúmeras outras designações, e a outra por meio do sistema métrico. O passo diametral, do inglês *diametral pitch* (P), é a variável

base do sistema americano, e que define o número de dentes por polegada do diâmetro primitivo. Em comparação, o sistema métrico fundamenta-se na variável módulo (m), estabelecida como a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem.

Outra variável de grande importância é o passo circular, pois estabelece a distância entre dois dentes consecutivos, conforme pode ser visto na Figura 73. Além do passo circular, outra dimensão das engrenagens cilíndricas precisa ser acrescentada. A espessura do dente corresponde à distância entre dois pontos extremos de um dente, medida sobre a linha circunferencial do diâmetro primitivo, assim como o passo circular.

Por último tem-se o ângulo de pressão (θ), determinado como a abertura angular que estabelece a direção da forma com que a engrenagem condutora exerce sobre a conduzida, ou seja, o ângulo formado entre a linha de ação (reta que une os pontos “a” e “b”) com a linha comum às circunferências primitivas, indicada pela linha tracejada na Figura 74. De acordo com Losekann (2008), a maior parte das engrenagens fabricadas utiliza-se de um ângulo de pressão de 20° . A justificativa para tal atribuição deve-se ao fato de que nesse caso os dentes caracterizam-se por serem mais fortes e permitem, para uma mesma relação de transmissão, um menor número de dentes para os pinhões.

Figura 74 - Idealização do ângulo de pressão.



Fonte: (Adaptado de: SANTOS JR, 2003).

O passo seguinte, após a apresentação das principais nomenclaturas de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, é estabelecer o resultado de cada uma das variáveis citadas anteriormente e para cada uma das quatro engrenagens cilíndricas que compõem os sistemas da turbina eólica do tipo Magnus. Dessa forma, algumas informações fornecidas nos catálogos do fabricante de engrenagens devem ser mostradas para que as demais variáveis sejam determinadas. Todas as características fundamentais para os cálculos das rodas dentadas “m”, “n”, “i” e “j” estão expostas na Tabela 47.

Tabela 47 - Entradas para o dimensionamento das rodas dentadas "m", "n", "i" e "j".

	m	n	i	j	
Variável	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
<i>m</i>	4	4	5	5	<i>mm</i>
<i>Z</i>	24	85	85	85	<i>dentes</i>
<i>l</i>	40	40	50	50	<i>mm</i>
<i>Dp</i>	96	340	425	425	<i>mm</i>
<i>De</i>	104	348	435	435	<i>mm</i>
θ	20	20	20	20	$^{\circ}$

Fonte: (A.T.I. BRASIL, 2019).

As engrenagens “m” e “n” formam o par de engrenamento cilíndrico do Sistema de Movimentação das Pás Girantes, assim como a “i” e a “j” engrenam-se para transmitir o movimento de rotação proveniente do rotor até o gerador da turbina. Como são componentes que se acoplam, os pares engrenados devem possuir o mesmo módulo a fim de que os espaços entre os dentes de uma engrenagem sejam compatíveis com os dentes da outra roda dentada (SANTOS JR, 2003). A Tabela 48 mostra os resultados e as equações utilizadas para o estabelecimento das demais dimensões fundamentais acerca das engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Tabela 48 - Cálculo das demais dimensões referentes às engrenagens cilíndricas.

(continua)

		m	n	i	j	
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
<i>p</i>	$\pi * m$	12,57	12,57	15,71	15,71	<i>mm</i>
<i>De</i>	$m * (Z + 2)$	104	348	435	435	<i>mm</i>
<i>Di</i>	$m * (Z - 2,334)$	86,67	330,67	413,33	413,33	<i>mm</i>
<i>a</i>	<i>m</i>	4	4	5	5	<i>mm</i>

Tabela 48 - Cálculo das demais dimensões referentes às engrenagens cilíndricas.

(conclusão)

Variável	Equação	m	n	i	j	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	
b	$1,167 * m$	4,67	4,67	5,83	5,83	mm
e	$\frac{p}{2}$	6,28	6,28	7,85	7,85	mm
t	$\frac{Dp_1 + Dp_2}{2}$	218	218	425	425	mm

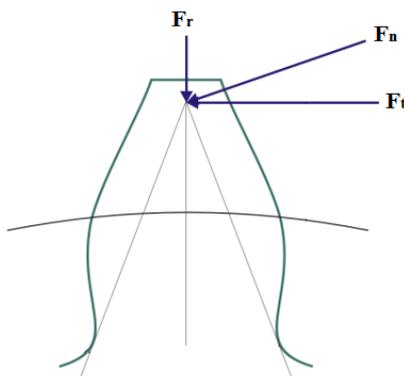
Fonte: (LOSEKANN, 2008).

Se somados o adendo (a) com o dedendo (b) chega-se ao resultado para a altura total do dente (h), obtendo-se o valor de 8,67 mm para as engrenagens “m” e “n” e 10,83 mm às rodas dentadas do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. Além da altura total, têm-se a variável conhecida como distância entre centros (t), que pode ser determinada a partir da equação apresentada na Tabela 48, sempre mantendo em mente que o subíndice 1 representa o componente condutor e 2 para indicar o conduzido.

Definidas as dimensões das engrenagens cilíndricas, busca-se, em seguida, fazer a análise de tensões nos dentes desses componentes mecânicos. Para Santos Jr (2003), existem dois tipos principais de solicitações em que uma engrenagem pode falhar, sendo a primeira no contato entre as superfícies, causadas em virtude da tensão normal, e a segunda localizada no pé do dente, devido à flexão originada pela carga transmitida. Ainda, mesmo que uma engrenagem seja solicitada para transmitir determinado torque em regime constante, todos os dentes estarão submetidos a cargas alternadas e repetitivas, gerando uma situação de fadiga (MELCONIAN, 2009).

Para que se possa estabelecer as tensões atuantes, é necessário, inicialmente, definir algumas relações cinemáticas. Em engrenagens, a ação do dente condutor sobre o dente conduzido promove a transmissão de torque e potência de um eixo para outro. A direção da força atuante bem como suas componentes podem ser vistas na Figura 75.

Figura 75 - Diagrama das forças atuantes sobre o dente de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.



Fonte: (Adaptado de: SANTOS JR, 2003).

De maneira esquemática, a figura acima apresenta as forças que agem sobre o perfil de um dente, aplicadas sobre um determinado ponto do mesmo. Em primeiro lugar, Melconian (2009) estabelece que a força tangencial (F_t) é responsável pelo movimento da engrenagem, dando origem ao momento fletor, que tende a romper por flexão o pé do dente. A força tangencial pode ser determinada pela seguinte equação:

$$F_t = \frac{2 * Mt}{Dp} \quad (\text{B.1})$$

onde Mt o momento torsor que age sobre o dente e Dp o diâmetro primitivo da engrenagem em análise. Através da Figura 75 e por intermédio de relações trigonométricas, chega-se também à força tangencial, determinada pela Equação B.2.

$$F_t = F_n * \cos \theta \quad (\text{B.2})$$

Sendo F_n a força que a engrenagem condutora exerce sobre a conduzida na direção da linha de ação e o ângulo de pressão identificado por θ . Há, além da componente tangencial, a força radial (F_r), cujo sentido é voltado ao centro da engrenagem e possui a seguinte expressão:

$$F_r = F_t * \tan \theta \quad (\text{B.3})$$

Para calcular a força atuante e as suas componentes que agem sobre as engrenagens cilíndricas, analisou-se cada uma das rodas dentadas separadamente. Começou-se, então, pela

“m”, uma vez que esse componente é acoplado ao eixo 1 e este, por sua vez, está diretamente interligado ao eixo de acionamento do motor elétrico. Nessas condições, o torque que atua sobre a engrenagem “m” é o mesmo gerado pelo motor, e de acordo com as especificações apresentadas na seção 4.1.3.4, chegou-se ao resultado para o torque bastando dividir a potência útil do motor elétrico (9,2 kW) por sua velocidade angular, isto é, a rotação nominal multiplicada por duas vezes a constante Pi ($2 * \pi$) e dividida por 60. Portanto, o torque gerado pelo motor elétrico e que atua, conseqüentemente, na engrenagem “m” é de 75,71 N.m. De posse do momento torsor, pode-se, então, estabelecer as forças atuante, tangencial e radial para esse componente, sendo mostradas na Tabela 49.

Tabela 49 - Cálculo das forças aplicadas sobre a "m".

Variável	Equação	Valor	Unidade
F_t	B. 1	1577,29	N
F_r	B. 3	574,09	N
F_n	B. 2	1678,53	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

A força atuante (F_n) determinada na Tabela 49 remete-se ao esforço que engrenagem “n” exerce sobre a “m”. Da mesma forma, existe uma força de direção igual, porém sentido contrário, caracterizada como o esforço que a roda dentada “m” executa sobre a “n”, cuja intensidade é de 1678,53 N, estabelecendo o par ação-reação às forças atuantes. O momento torsor gerado em virtude do esforço que age na engrenagem “n” e as suas componentes tangencial e radial podem ver vistos na Tabela 50.

Tabela 50 - Cálculo do torque e das forças atuantes sobre a engrenagem "n".

Variável	Equação	Valor	Unidade
F_t	B. 2	1577,29	N
Mt	B. 1	268,14	N.m
F_r	B. 3	574,09	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

Definidas as forças e momentos torsos atuantes nas engrenagens “m” e “n”, parte-se, em seguida, às rodas dentadas do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador. Conforme pode-

se visualizar na Figura 30, o par engrenado identificado pelo número 18 é formado pelas engrenagens “i” e “j”, onde a primeira encontra-se acoplada ao eixo de entrada da caixa multiplicadora de velocidades e a outra interligada ao eixo principal do rotor da turbina eólica.

Apesar da transmissão de movimento ser no sentido rotor até gerador elétrico, o que faz a roda dentada “j” tornar-se o componente condutor e, conseqüentemente, a “i” ser o elemento conduzido, atribuiu-se que os cálculos para determinação dos esforços atuantes sobre par engrenado número 18 serão embasados a partir das características construtivas dos modelos do gerador elétrico e do multiplicador escolhidos para este projeto. Dessa forma, partindo-se da caixa multiplicadora de velocidades, cujas especificações podem ser vistas com maiores detalhes na seção 4.1.3.6, têm-se que o torque na ponta do eixo de entrada desse componente é de 3700 N.m, para uma rotação nominal de 50 rpm. Por estar diretamente interligada, a engrenagem cilíndrica “i” apresenta os mesmos valores referentes ao momento torsor e ao número de revoluções por minuto do eixo de entrada do multiplicador.

De posse do torque transmitido e com o diâmetro primitivo já conhecido, torna-se relevante demonstrar, através da Tabela 51, os cálculos para a aquisição das forças que agem sobre esse elemento de máquina.

Tabela 51 - Cálculo das cargas submetidas sobre a "i".

Variável	Equação	Valor	Unidade
F_t	B. 1	17411,76	N
F_r	B. 3	6337,36	N
F_n	B. 2	18529,21	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

Da mesma forma como ocorre nas engrenagens cilíndricas do Sistema de Movimentação das Pás Girantes, o resultado encontrado para a força atuante (F_n) na Tabela 51 representa a carga que a engrenagem “j” executa sobre a “i”. Por sua vez, a roda dentada “i” gera uma reação ao esforço provocado devido ao contato entre os dentes, sendo esta força de mesma direção, em sentido contrário e de igual intensidade, isto é, 18529,21 N. Nesse âmbito, conhecendo-se a força que age sobre a engrenagem “j”, as demais variáveis podem ser determinadas por intermédio das Equações B.1, B.2 e B.3 apresentadas anteriormente, e os resultados são exibidos na Tabela 52.

Tabela 52 - Cálculo do momento torsor e dos esforços atuantes sobre a engrenagem cilíndrica de dentes retos "j".

Variável	Equação	Valor	Unidade
F_t	B. 2	17411,76	N
Mt	B. 1	3700	N.m
F_r	B. 3	6337,36	N

Fonte: (AUTOR, 2019).

As tensões no pé do dente podem ser de tração ou compressão. Na Figura 75, por exemplo, para a força aplicada, o lado submetido à tração é aquele voltado para a direita, assim como o lado esquerdo fica sujeito a esforços de compressão. No momento em que há uma inversão de sentido de trabalho, alteram-se os lados submetidos à tração e compressão, da mesma forma que a tensão de flexão também muda de sinal.

A atual metodologia para avaliação das tensões no pé do dente fundamenta-se na equação de Lewis, cujo autor baseou-se em um modelo simplificado em que considera a carga aplicada na ponta do dente, sem concentração de tensões, com distribuição uniforme dos esforços ao longo da largura do dente e, por último, desprezando a carga radial atuante. Com base na proposição de Lewis, a AGMA propôs a seguinte equação para o cálculo das tensões no pé do dente:

$$\sigma_F = F_t * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{l * m} * \frac{K_H * K_B}{Y_j} \quad (\text{B.4})$$

onde F_t representa a força tangencial transmitida, a largura do dentado de cada engrenagem indentificada por l e m como sendo o módulo desses elementos de máquinas. As demais variáveis contidas na equação B.4 são fatores que visam à correção e garantia de um resultado mais realístico para a tensão de flexão, sendo os mesmos explanados a seguir.

O fator de sobrecarga (K_o) leva em consideração os choques decorrentes da fonte de acionamento – motor elétrico, por exemplo – e da carga aplicada. Na maior parte dos casos mostra-se suficiente classificar os choques em três níveis de intensidade, conforme pode ser visto na Figura 76. Definiu-se, por convenção, que todos os carregamentos que agem sobre as engrenagens cilíndricas são considerados uniformes e, nesse âmbito, o fator de sobrecarga torna-se igual a 1.

Figura 76 - Fator de correção para sobrecarga devido aos choques.

Fonte de Potência	Choques Gerados pela Carga		
	<i>Uniformes</i>	<i>Moderados</i>	<i>Intensos</i>
Uniformes	1,00	1,25	1,75
Leves	1,25	1,50	2,00
Médios	1,50	1,75	2,25

Fonte: (SANTOS JR, 2003).

O segundo fator existente é o fator dinâmico (K_v), aplicado quando se deseja levar em conta imprecisões na manufatura das engrenagens. Diferente do fator de sobrecarga, o fator dinâmico é estabelecido por intermédio de uma equação, expressa a seguir.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 * V_t}}{A} \right)^B \quad (\text{B.5})$$

Em que

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (\text{B.6})$$

$$B = 0,25 * (12 - Q_v)^{2/3} \quad (\text{B.7})$$

e

$$V_t = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad (\text{B.8})$$

Sendo V_t a velocidade tangencial do componente e Q_v um conjunto de números de qualidade normalizados pela AGMA. Segundo Budynas e Nisbett (2016), esses números definem as tolerâncias das engrenagens manufaturadas, onde o intervalo de 3 a 7 incluem a maior parte das engrenagens de qualidade comercial e para números entre 8 a 12 remetem-se a componentes de qualidade precisa. Adotou-se, portanto, às rodas dentadas do Sistema de Movimentação das Pás Girantes o número de qualidade igual a 9 e 11 para as engrenagens cilíndricas que compõem o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador.

Com os números de qualidade determinados, chegou-se ao resultado para as Equações B.5, B.6, B.7 e B.8, exibidos na Tabela 53, não necessariamente seguindo esta ordem.

Tabela 53 – Resultados obtidos para o fator dinâmico.

Variável	Equação	m	n	i	j	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	
B	$B.7$	0,52	0,52	0,25	0,25	<i>adimensional</i>
A	$B.6$	76,88	76,88	92	92	<i>adimensional</i>
V_t	$B.8$	34,34	34,34	50	50	<i>m/s</i>
K_v	$B.5$	1,46	1,46	1,20	1,20	<i>adimensional</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

O próximo fator reflete a não uniformidade das características do material causada pelo tamanho. Assim, o fator de tamanho (K_s) relaciona-se fortemente com o diâmetro da peça, dimensões do dente, largura da face e entre outros parâmetros. Apesar da importância, a AGMA sugere que se adote o valor unitário para o K_s , desde que não haja efeito prejudicial de tamanho (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Dessa forma, atribuiu-se para este trabalho o valor 1 ao fator em questão.

O quarto fator que integra a equação para o cálculo das tensões de flexão no pé do dente é o fator de distribuição de carga (K_H), utilizado para incluir a não uniformidade da distribuição da carga ao longo da linha de contato entre os dentes das engrenagens. Chegou-se ao resultado para o fator de distribuição de carga através da seguinte equação:

$$K_H = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) \quad (B.9)$$

onde as variáveis que fazem parte da equação não recebem algum tipo de denominação por parte do autor tomado como referência para pesquisa, sendo tratadas apenas como siglas. Neste projeto, portanto, seguiu-se a mesma metodologia adotada. Sendo assim, C_{mc} é empregado para indicar a presença ou não de coroamento sobre os dentes, isto é, 0,8 para dentes coroados e C_{mc} igual a 1 na ausência de coroamento. Com base nos catálogos das engrenagens cilíndricas presentes no ANEXO D, adotou-se o valor 1, pois não há alguma indicação de que os componentes apresentam esse tipo de característica. Já a variável C_{pf} pode ser definida com base na equação a seguir.

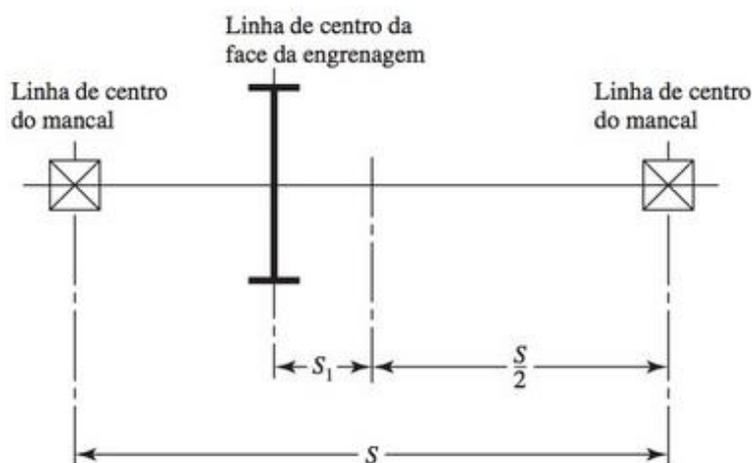
$$C_{pf} = \frac{l}{10 * D_p} - 0,0375 + 4,92. 10^{-4} * l \quad (B.10)$$

Torna-se importante ressaltar que a equação acima somente é válida para engrenagens em que a largura do dentado (l) seja superior a 25 mm e menor ou igual a 425 mm. Apesar dos

pares engrenados apresentarem a mesma largura do dente, cada caso dever ser analisado separadamente, em virtude do C_{pf} estar atrelado ao diâmetro primitivo (Dp) do componente. Feito as considerações, pode-se realizar o cálculo para a determinação do C_{pf} com relação as engrenagens “m”, “n”, “i” e “j”, sendo os resultados expostos na Tabela 54.

A quarta variável que abrange a equação para definição do fator de distribuição de carga remete-se ao C_{pm} . O entendimento acerca dessa variável torna-se mais simples analisando a Figura 77, onde é mostrado a montagem de uma engrenagem cilíndrica entre os mancais de apoio.

Figura 77 - Posicionamento da engrenagem entre mancais de apoio.



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

De acordo com Budynas e Nisbett (2016), resultados inferiores a 0,175 da razão entre S_1 e S – Figura 77, deve-se atrelar o valor 1 ao C_{pm} , ou igualar a variável a 1,1 em casos onde o resultado da razão seja maior ou igual 0,175. Nesse contexto, considerou-se na montagem das engrenagens cilíndricas que o posicionamento das mesmas seja sempre inferior a 0,175 da razão entre S_1 e S .

A penúltima variável existente tem seu resultado determinado por intermédio de uma equação, expressa da seguinte forma:

$$C_{ma} = A + B * l + C * l^2 \quad (\text{B.11})$$

onde A , B e C são constantes adquiridas através da Figura 78. Fica claro, que os respectivos valores para as constantes são aqueles em que a condição se remete a unidades fechadas, de

precisão, pois conceituou-se anteriormente que as engrenagens cilíndricas têm sua produção sob o intervalo de qualidade de componentes considerados precisos.

Figura 78 - Constantes A, B e C para aquisição da variável C_{ma} de acordo com o nível de precisão das engrenagens.

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

A Tabela 54 expõe os resultados encontrados para a variável C_{ma} , em função da largura do dente de cada roda dentada existente.

A sexta variável (C_e) diz respeito ao ajuste do engrenamento durante a montagem. Se a condição é verdadeira, adotar C_e igual a 0,8. Caso contrário, igualar a variável a 1. Neste trabalho, portanto, escolheu-se por convenção que não há algum tipo de ajuste das engrenagens durante a montagem das mesmas.

Com todas as variáveis que compõem o K_H abordadas, tornou-se relevante determinar o resultado para o fator de distribuição de carga bem como das variáveis C_{pf} e C_{ma} . Os respectivos valores condizentes a cada uma das engrenagens em estudo são mostrados na Tabela 54.

Tabela 54 - Resultado encontrado para o fator de distribuição de carga.

Variável	Equação					Unidade
		m	n	i	j	
		Valor	Valor	Valor	Valor	
C_{pf}	B. 10	0,024	-0,006	-0,001	-0,001	adimensional
C_{ma}	B. 11	0,085	0,085	0,089	0,089	adimensional
K_H	B. 9	1,11	1,08	1,09	1,09	adimensional

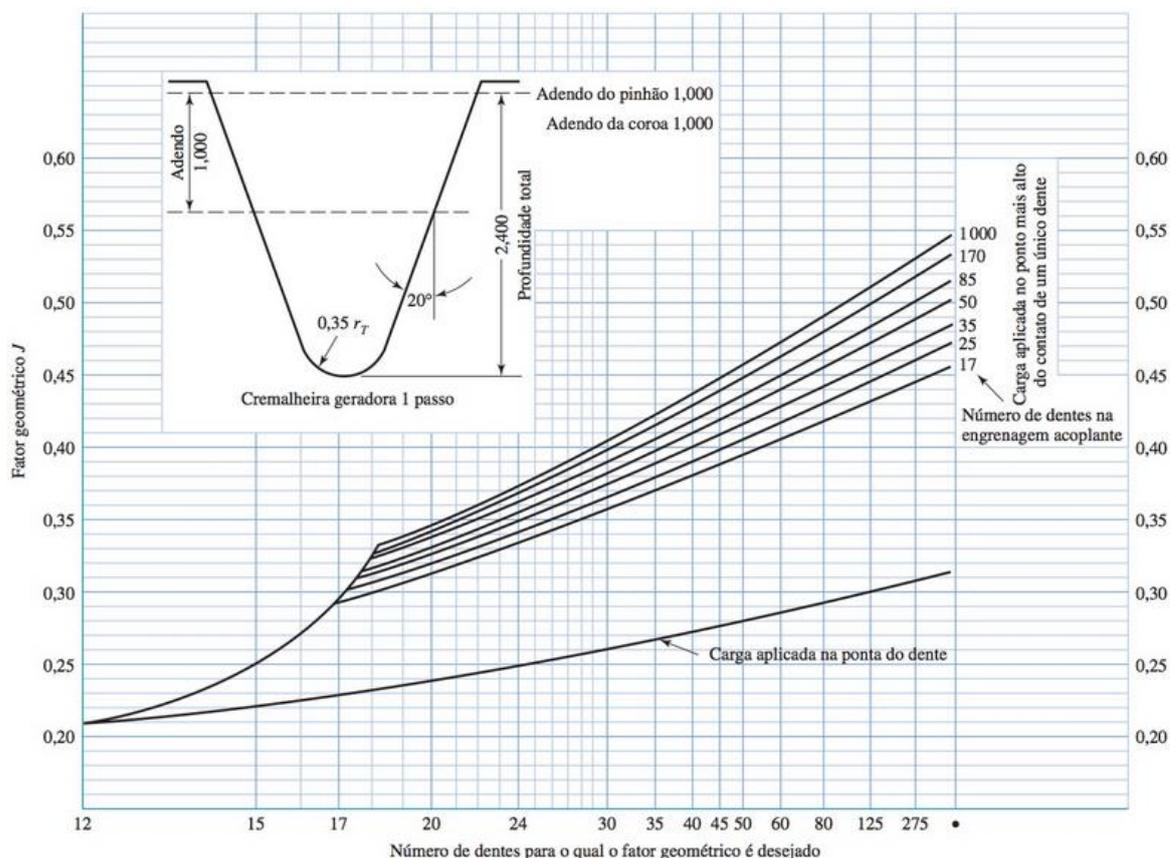
Fonte: (AUTOR, 2019).

O próximo a ser analisado é o fator de espessura de aro (K_B). Esse fator ajusta a tensão de flexão para engrenagens que possuem a espessura de aro – medida entre a raiz do dente e o

início do furo do eixo – consideravelmente finas, embora adota-se o valor unitário quando a espessura do aro é constante (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Considerou-se, assim, o fator de espessura de aro igual a 1 para este trabalho.

O último e não menos importante fator existente é o fator geométrico (Y_f), obtido a partir do fator de Lewis original com a inclusão da concentração de tensões no pé do dente. O fator geométrico pode ser determinado a partir do gráfico mostrado na Figura 79, somente para engrenagens com ângulo de pressão de 20° . Dessa forma, basta conhecer o número de dentes do par engrenado, isto é, do pinhão e da coroa, selecionar no eixo horizontal a respectiva quantidade de dentes para a engrenagem que se deseja conhecer o fator, buscar nas curvas superiores o número de dentes da engrenagem conjugada e, no ponto de intersecção das linhas, percorrer até o eixo vertical do gráfico a fim de se obter o fator geométrico correspondente. Sendo assim, o Y_f da engrenagem “m” é de 0,36 e para a “n” tem-se o valor de 0,43. Já o par formado pelas engrenagens “i” e “j” apresentam 0,47 como o valor do fator geométrico para ambos os componentes.

Figura 79 - Fator geométrico para cálculo das tensões de flexão no pé do dente.



A tensão de flexão no pé do dente proposta pela AGMA envolve, além dos fatores descritos acima, o módulo e a largura do dentado da engrenagem em análise, conforme observado na Equação B.4. Por serem características fundamentais à produção das rodas dentadas, tanto o módulo como a dimensão da largura do dente são fornecidos pelos fabricantes e, dessa forma, ambos os parâmetros estão dispostos na Tabela 47, para cada uma das engrenagens cilíndricas existentes neste projeto. De posse dessas características mas também dos fatores, calculou-se a σ_F para cada uma das rodas dentadas, e os resultados apresentados na Tabela 55, dados em MPa.

Tabela 55 - Cálculo para a tensão de flexão no pé do dente.

Variável	Equação	m	n	i	j	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	
σ_F	B.4	47,79	39,10	214,95	214,95	MPa

Fonte: (AUTOR, 2019).

Os resultados mostram que as tensões nos dentes do par engrenado do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador são bastante elevadas, comparada àquelas encontradas nas engrenagens “m” e “n”. Isso se deve, fundamentalmente, ao torque gerado no rotor da turbina eólica, o que faz os dentes das rodas dentadas “i” e “j” serem mais solicitados.

O padrão AGMA contém um fator de segurança S_F de resguardo contra a falha por fadiga flexional. Segundo Budynas e Nisbett (2016) a definição de S_F é a seguinte:

$$S_F = \frac{(S_t * Y_N) / (K_T * K_R)}{\sigma_F} \quad (\text{B.12})$$

onde σ_F se remonta à tensão de flexão no pé do dente. Todas as demais variáveis que formam o numerador da equação B.12, e que juntas constituem a resistência à flexão corrigida, são tratadas a seguir. A primeira a ser analisada é o número de tensão de flexão admissível (S_t), expressa pelas equações que seguem.

$$S_t = 77,3 * HB + 12800 \quad (\text{B.13})$$

$$S_t = 102 * HB + 16400 \quad (\text{B.14})$$

Sendo HB a dureza Brinell do material aplicado na construção do componente. A diferenciação entre B.13 e B.14 está no grau do material, isto é, quais os procedimentos metalúrgicos e de controle da qualidade exigidos na sintetização do material base. Para os aços em geral, pode-se classificar o mesmo em grau 1 e grau 2. Dessa forma, quando se deseja analisar o número de tensão de flexão admissível para um material do tipo grau 1, aplica-se a Equação B.13 e, conseqüentemente, grau 2 para a S_t expressa na Equação B.14.

Assim, como as engrenagens “i” e “j” são mais sobrecarregadas, torna-se mais coerente aplicar grau 2 ao material desses componentes e grau 1 às engrenagens do Sistema de Movimentação das Pás Girantes. Por intermédio de Budynas e Nisbett (2016), é possível estabelecer a dureza Brinell, dada em HB, para diversos aços laminados a quente ou estirados a frio. Como a A.T.I. Brasil não especifica o processo de fabricação do material, somente o tipo de aço empregado, optou-se por considerar a pior hipótese, ou seja, adotar o aço 1045 com os menores parâmetros possíveis. Então, a dureza Brinell para o material especificado é de 163 HB. A seguir, tem-se os resultados finais referentes aos S_t das rodas dentadas “m” e “n”.

Tabela 56 - Resultado obtido ao número de tensão de flexão às engrenagens "m" e "n".

Variável	Equação	m	n	Unidade
		Valor	Valor	
S_t	B. 13	25399,9	25399,9	psi
S_t	B. 13	175,13	175,13	MPa

Fonte: (AUTOR, 2019).

A Equação B.13, em seu formato original, fornece o número de tensão de flexão admissível na unidade psi. Como este projeto segue o Sistema Internacional de Unidades (SI), deve-se promover a conversão de unidades, evitando erros futuros no dimensionamento. Os valores para os S_t das engrenagens restantes podem ser observados na Tabela 57.

Tabela 57 - Resultado obtido ao número de tensão de flexão para as engrenagens cilíndricas "i" e "j".

Variável	Equação	i	j	Unidade
		Valor	Valor	
S_t	B. 14	33026	33026	psi
S_t	B. 14	227,71	227,71	MPa

Fonte: (AUTOR, 2019).

A próxima variável é o fator de ciclagem de tensão (Y_N), cujo objetivo é modificar a resistência da engrenagem de acordo com o número de ciclos pré-determinados. Conforme abordado por Budynas e Nisbett (2016), rodas dentas que possuem uma vida útil de 10^7 ciclos, o fator de ciclagem torna-se igual a 1. Baseado nesse conceito, estabeleceu-se que as engrenagens cilíndricas de dentes retos do aerogerador Magnus são projetadas com uma meta de vida de 10^7 ciclos.

O fator de temperatura (K_T) diz respeito à temperatura do óleo que banha o corpo da engrenagem durante o regime de trabalho. Nesse âmbito, a AGMA estabelece que para temperaturas do óleo de arrefecimento de até 120°C , adotar o valor unitário para K_T . No interior da nacela existem exaustores com o intuito de assegurar que as temperaturas de operação fiquem consideravelmente abaixo do valor limite, como é desejável ao lubrificante. Em vista disso, entende-se que o K_T pode ser igual a 1.

A última variável existente é o fator de confiabilidade (K_R), que se baseia no efeito das distribuições estatísticas das falhas geradas por fadiga no componente (BUDYNAS; NISBETT, 2016). O objetivo aqui é estabelecer qual a porcentagem de confiança que o material possui e promover uma correlação com o fator de confiabilidade. Para tornar mais simples, a AGMA fornece alguns dados de porcentagens com seus respectivos fatores K_R , sendo expostos na Figura 80. Neste trabalho, portanto, escolheu-se por convenção que as engrenagens “m”, “n”, “i” e “j” apresentam uma confiabilidade de 90 %, resultando em um K_R de 0,85.

Figura 80 - Correlação entre o fator de confiabilidade e a porcentagem de confiança do material para engrenagens cilíndricas.

Confiabilidade	$K_R (Y_2)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

O último passo a ser realizado dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentes retos é o estabelecimento do fator de segurança para o projeto, isto é, assegurar que os componentes selecionados suportam os esforços a que são submetidos durante a vida útil dos mesmos. Seguindo essa linha, chegou-se ao coeficiente de segurança contra a falha por fadiga

flexional (S_F) a cada uma das rodas dentadas projetadas, e os resultados podem ser vistos na Tabela 58.

Tabela 58 - Verificação do fator de segurança contra a falha por fadiga.

Variável	Equação					Unidade
		m	n	i	j	
S_F	B. 11	4,31	5,27	1,25	1,25	<i>adimensional</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

APÊNDICE C – MEMORIAL DE CÁLCULO: DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS MACIÇOS E VAZADOS

O dimensionamento dos eixos compreendidos nos sistemas de transmissão de movimento do aerogerador, com o objetivo da aquisição dos diâmetros finais para esses elementos, tem como primeiro passo identificar todas as variáveis imprescindíveis ao desenvolvimento dos cálculos, sendo elencadas na Tabela 59.

Tabela 59 - Lista de variáveis utilizadas no dimensionamento dos eixos de transmissão.

(continua)

Sigla	Descrição	Unidade
Ft_{nm}	Força tangencial da engrenagem “n” sobre a “m”	<i>N</i>
Ft_{mn}	Força tangencial da engrenagem “m” sobre a “n”	<i>N</i>
Ft_{st}	Força tangencial da engrenagem “s” sobre a “t”	<i>N</i>
Ft_{ts}	Força tangencial da engrenagem “t” sobre a “s”	<i>N</i>
Ft_{ji}	Força tangencial da engrenagem “j” sobre a “i”	<i>N</i>
Ft_{ij}	Força tangencial da engrenagem “i” sobre a “j”	<i>N</i>
Fr_{nm}	Força radial da engrenagem “n” sobre a “m”	<i>N</i>
Fr_{mn}	Força radial da engrenagem “m” sobre a “n”	<i>N</i>
Fr_{st}	Força radial da engrenagem “s” sobre a “t”	<i>N</i>
Fr_{ts}	Força radial da engrenagem “t” sobre a “s”	<i>N</i>
Fr_{ji}	Força radial da engrenagem “j” sobre a “i”	<i>N</i>
Fr_{ij}	Força radial da engrenagem “i” sobre a “j”	<i>N</i>
$Fv_{pá}$	Força vertical da pá girante	<i>N</i>
$Fh_{pá}$	Força horizontal da pá girante	<i>N</i>
W_m	Peso da engrenagem cilíndrica “m”	<i>N</i>
W_n	Peso da engrenagem cilíndrica “n”	<i>N</i>
W_t	Peso da engrenagem cônica “t”	<i>N</i>
W_s	Peso da engrenagem cônica “s”	<i>N</i>
W_i	Peso da engrenagem cilíndrica “i”	<i>N</i>
W_j	Peso da engrenagem cilíndrica “j”	<i>N</i>
$P_{aco,5}$	Peso do acoplamento flexível 5	<i>N</i>
$P_{aco,6}$	Peso do acoplamento flexível 6	<i>N</i>
$P_{aco,19}$	Peso do acoplamento flexível 19	<i>N</i>
$P_{aco,20}$	Peso do acoplamento flexível 20	<i>N</i>
$P_{aco,21}$	Peso do acoplamento flexível 21	<i>N</i>
P_{brake}	Peso do disco de freio	<i>N</i>
P_{rotor}	Peso bruto do rotor da turbina eólica	<i>N</i>
S_e	Limite de resistência à fadiga	<i>Pa</i>
S_e'	Limite de endurance	<i>Pa</i>
k_a	Fator de superfície	<i>adimensional</i>
k_b	Fator de tamanho	<i>adimensional</i>
k_c	Fator de carregamento	<i>adimensional</i>

Tabela 59 - Lista de variáveis utilizadas no dimensionamento dos eixos de transmissão.

(conclusão)

Sigla	Descrição	Unidade
k_d	Fator de temperatura	<i>adimensional</i>
k_e	Fator de confiabilidade	<i>adimensional</i>
k_f	Fator de efeitos diversos	<i>adimensional</i>
T_F	Temperatura do ambiente operacional	$^{\circ}F$
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga	<i>adimensional</i>
K_t	Fator de concentração de tensão	<i>adimensional</i>
q	Sensitividade de entalhe	<i>adimensional</i>
K_{fs}	Fator de tensão de fadiga ao cisalhamento	<i>adimensional</i>
K_{ts}	Fator de concentração de tensão ao cisalhamento	<i>adimensional</i>
q_{cis}	Sensitividade de entalhe ao cisalhamento	<i>adimensional</i>
N_f	Coefficiente de segurança	<i>adimensional</i>
Mf_{res}	Momento fletor resultante	<i>N.m</i>
Mf_{vert}	Momento fletor vertical	<i>N.m</i>
Mf_{horiz}	Momento fletor horizontal	<i>N.m</i>
Mt	Momento torsor	<i>N.m</i>
d_{eixo}	Diâmetro do eixo	<i>mm</i>
d_{int}	Diâmetro interno do eixo	<i>mm</i>
d_{ext}	Diâmetro externo do eixo	<i>mm</i>
d_{med}	Diâmetro médio do eixo	<i>mm</i>

Fonte: (AUTOR, 2019).

O primeiro passo no dimensionamento dos eixos de transmissão da turbina eólica é estabelecer quais os tipos de solicitações atuantes, uma vez que eixos árvores geralmente são submetidos a diversas combinações de cargas torcionais, axiais e de flexão, somando-se a isso a possibilidade dos esforços serem aplicados de forma constante ou variarem ao longo do tempo. Assim, da análise das principais forças atuantes e das condições de operação do aerogerador, isto é, para uma velocidade fixa de 8 m/s do vento que incide sobre as pás girantes, gerando uma potência mecânica (P_{mec}) de aproximadamente 20,21 kW quando o eixo principal do rotor gira a 50 rpm, definiu-se que os eixos são submetidos a torques constantes combinados com cargas de flexão completamente alternadas.

De acordo com Azevedo (2018) a maior parte dos elementos mecânicos estão sujeitos a cargas cíclicas, o que provoca o mesmo efeito sobre as tensões existentes nesses componentes. Nesse contexto, tensões desta natureza são conhecidas como tensões flutuantes e podem provocar falhas por fadiga nos materiais, levando à fratura dos mesmos. Em outras palavras, um material submetido a condições que geram tensões e deformações cíclicas, há a possibilidade de que o processo culmine em trincas ou até fraturas após um determinado número

de ciclos, se determinados parâmetros não forem levadas em consideração no dimensionamento.

A análise realizada indica a necessidade da pesquisa de equações que incorporam critérios de fadiga nos cálculos dimensionais, uma vez que os eixos dos sistemas de transmissão de movimento estão sujeitos a esforços cíclicos durante a operação do aerogerador. Sendo assim, a ASME propõe um modelo de equação ao projeto de eixos para situações onde existe um momento torsor constante e carregamentos provocando flexões alternadas. O modelo concebido abrange alguns fatores – temperatura, tamanho e confiabilidade, por exemplo – que visam à correção da resistência à fadiga de um patamar teórico a um limite mais realístico. Promovendo algumas alterações na equação e organizando-a de forma a calcular o diâmetro final do eixo de transmissão, chegou-se a seguinte expressão:

$$d_{eixo} = \left\{ \frac{32 * N_f}{\pi} * \left[\left(K_f * \frac{Mf_{res}}{S_e} \right)^2 + \left(K_{fs} * \frac{Mt}{\sigma_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (C.1)$$

onde N_f representa o coeficiente de segurança, os fatores de concentração de tensão de fadiga por flexão K_f e K_{fs} , o momento fletor resultante e o torque que atuam sobre o eixo identificados por Mf_{res} e Mt , nessa sequência e o σ_e como sendo a tensão de escoamento do material empregado. O limite de resistência à fadiga (S_e), por sua vez, tem sua definição por intermédio da Equação C.2.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (C.2)$$

As variáveis contidas na Equação C.2 são fatores de redução da resistência, ou seja, visam à correção e garantia de um resultado mais realístico para o diâmetro do eixo de transmissão, sendo cada um desses fatores abordados em seguida.

O fator de superfície (k_a) depende da qualidade do acabamento superficial da peça e da resistência à tração do material que constitui tal componente (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Assim, a expressão que quantifica o tipo de processo construtivo aplicado sobre uma determinada peça, que resulta na qualidade final de sua superfície, juntamente com a resistência mecânica do material se dá da seguinte forma:

$$k_a = a * \sigma_t^b \quad (C.3)$$

sendo a e b constantes relacionadas aos principais processos de fabricação como usinagem, retífica, laminação a quente e forjamento. Assim, determinou-se aos eixos dos sistemas de transmissão de movimento do aerogerador que o acabamento se deve ao processo de usinagem, fazendo com que a e b sejam iguais a 4,51 e - 0,265, respectivamente. Estabelecidas as constantes, chegou-se ao resultado para o fator de superfície dos eixos que compõem a turbina eólica, exibidos na Tabela 60.

Tabela 60 - Resultado obtido para o fator de superfície.

		Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 10	Eixo 24	
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
k_a	C.3	0,84	0,75	0,84	0,84	0,72	0,84	0,75	adimen.

Fonte: (AUTOR, 2019).

A segunda variável existente é o fator de tamanho (K_b), aplicado quando se deseja levar em consideração o diâmetro do eixo, uma vez que o aumento dessa dimensão acarreta na redução das respectivas resistências à fadiga por flexão e torção, devido a maior probabilidade de ocorrência de defeitos internos no material, tais como descontinuidades, precipitações e lacunas. O fator de tamanho é estabelecido por intermédio de duas equações, expressas a seguir.

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad (C.4)$$

Sendo aplicada quando o diâmetro do eixo (d) for maior do que 2,8 mm e menor ou igual a 51 mm. A segunda equação, válida para eixos com dimensões no intervalo de 51 mm a 254 mm, é dada da seguinte forma:

$$k_b = 1,51 * d^{-0,107} \quad (C.5)$$

A metodologia empregada no fator k_b consistiu em atribuir uma dimensão inicial ao diâmetro de cada um dos eixos de transmissão compreendidos no aerogerador e, através de um processo iterativo, impor novas dimensões até que o resultado da equação C.1 convirja a um valor final. Dessa forma e após algumas iterações, as dimensões resultaram em: 32,4 mm ao eixo 9; 47,8 mm para o eixo 8; 38,6 mm com relação ao eixo 7; já o eixo 22 resultou em 90 mm; 106,4 mm para o eixo 23; 37 mm ao eixo 10; por último, 106,2 mm para o eixo 24.

A Tabela 61 expõe os resultados encontrados para a variável k_b , somente para aqueles eixos em que o diâmetro da seção transversal é inferior a 51 mm.

Tabela 61 - Resultado encontrado para o fator de tamanho referente aos eixos 9, 8, 7 e 10.

Variável	Equação	Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 10	Unidade
		Valor	Valor	Valor	Valor	
k_b	C.4	0,86	0,82	0,84	0,84	adimensional

Fonte: (AUTOR, 2019).

Da mesma forma, tornou-se relevante demonstrar, através da Tabela 62, o fator de tamanho nos casos onde a dimensão é maior do que 51 mm.

Tabela 62 - Resultado obtido para o fator de tamanho referente aos eixos 22, 23 e 24.

Variável	Equação	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 24	Unidade
		Valor	Valor	Valor	
k_b	C.5	0,74	0,72	0,72	adimensional

Fonte: (AUTOR, 2019).

O próximo a ser analisado é o fator de carregamento (k_c). Diretamente em função da tensão de escoamento do material, obtêm-se tal fator por meio de ensaios onde um material específico fica sujeito a determinados tipos de carregamentos. Dessa forma, para correlacionar o limite de fadiga à tensão de escoamento, iguala-se o k_c às seguintes constantes: 0,85 para casos onde há somente esforços axiais atuando, 1 quando a peça está submetida à flexão e 0,59 em situações de torção pura. Segundo Budynas e Nisbett (2016), em aplicações onde existe torção associada com outro tipo de carregamento, assume-se o k_c de acordo com esse segundo carregamento.

Em função dos eixos dos sistemas de transmissão serem submetidos a torques constantes combinados com cargas de flexão completamente alternadas, considerou-se, assim, o fator de carregamento igual a 1 para este projeto.

O quarto fator que integra a equação para o cálculo do limite de resistência à fadiga é o fator de temperatura (k_d), empregado pois algumas propriedades mecânicas como resistência e ductilidade são afetadas pela temperatura do ambiente operacional. Estabeleceu-se o resultado para o fator k_d através da seguinte equação:

$$k_d = 0,975 + 0,432(10^{-3}) * T_F - 0,115(10^{-5}) * T_F^2 + 0,104(10^{-3}) * T_F^3 - 0,595(10^{-12}) * T_F^4 \quad (C.6)$$

onde T_F representa a temperatura ambiente, expressa em grau Fahrenheit. A Equação C.6 tem sua validade somente para a faixa de temperatura que se estende desde 70 °F a 1000 °F, equivalendo-se na escala Celsius a aproximadamente 21 °C e 538 °C, respectivamente. Sendo assim, como no interior da nacele há um sistema de ventilação com o objetivo de manter a temperatura de trabalho dentro de um intervalo pré-definido, considerou-se, então, que a temperatura de operação fica estabelecida nos 25 °C ou 77 °F, para fins de uso na equação acima. Sendo assim, o fator de temperatura resultou em 1,002 para todos os eixos de transmissão.

O fator seguinte tem sua determinação por intermédio da Figura 81, apresentada a seguir.

Figura 81 - Correlação entre o fator de confiabilidade e a porcentagem de confiança do material para eixos de transmissão.

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: (Adaptado de: BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Da mesma forma como nas engrenagens, o fator de confiabilidade relaciona a porcentagem de confiança do material a um valor de correção. A ASME sugere algumas porcentagens padrões bem como os fatores condizentes, sendo exibidos na Figura 81. Assim, como os eixos necessitam de um grau de confiança elevado, determinou-se que os eixos maciços e vazados apresentam uma confiabilidade de 99 %, resultando em um k_e de 0,814.

A sexta variável (k_f), denominada fator de efeitos diversos, diz respeito à inclusão de outras características que possam vir a influenciar no limite de resistência à fadiga como, por exemplo, em situações de peças que operam sob uma atmosfera corrosiva. Neste trabalho, portanto, definiu-se por convenção que não há a necessidade do acréscimo de outros fatores além daquelas já citados acima – superfície, tamanho, carregamento, temperatura e confiabilidade – fazendo com que o k_f tenha seu respectivo valor igual a 1.

O último fator existente na Equação C.1 é o limite de resistência à fadiga teórico (S'_e), cujos dados são geralmente retirados de ensaios com carregamentos alternados em flexão ou devido à aplicação de forças normais em corpos de prova (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Por uma forma de aproximação e simplificação, o limite de resistência à fadiga teórico, para aços em geral, pode ser estimado a partir da seguinte relação:

$$S'_e = 0,5 * \sigma_t \quad (C.7)$$

onde o limite de resistência à tração (σ_t) do material não deve exceder 1400 MPa. A partir dos valores de σ_t estabelecidos na seção 4.1.3.10 a cada eixo de transmissão, tornou-se relevante determinar o resultado para a resistência à fadiga.

Definidos os fatores de correção que compreendem a Equação C.2, calculou-se o limite de resistência à fadiga, com os respectivos valores apresentados na Tabela 63, juntamente com os dados do limite de resistência à fadiga teórico, ambos em MPa.

Tabela 63 - Cálculo do limite de resistência à fadiga para os eixos de transmissão.

		Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 10	Eixo 24	
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unid.
S'_e	C.7	285,0	436,41	285,0	285,0	519,77	285,0	436,41	MPa
S_e	C.2	167,05	219,18	163,95	145,30	220,13	164,70	193,65	MPa

Fonte: (AUTOR, 2019).

Além do limite de resistência à fadiga, os fatores de concentração de tensão de fadiga K_f e K_{fs} que englobam a Equação C.1 necessitam ser abordados. De acordo com Budynas e Nisbett (2016), é praticamente inviável projetar eixos de transmissão de movimento e torque sem permitir algumas mudanças nas seções transversais desses elementos. Assim, a existência de irregularidades ou descontinuidades como orifícios, sulcos ou entalhes aumentam significativamente as tensões teóricas nas proximidades imediatas dessas descontinuidades. Tais alterações geométricas são denominadas de concentradores de tensão, e as respectivas regiões de ocorrência são chamadas de áreas de concentração de tensão.

A metodologia aplicada para a definição dos fatores K_f e K_{fs} baseou-se nas seguintes etapas: em primeiro lugar, encontrar os fatores de concentração de tensão K_t e K_{ts} , a partir da geometria da peça. Logo depois, especificar o material, determinar a sensibilidade ao entalhe – q e q_{cis} – e resolver os fatores de concentração de tensão de fadiga por meio da equação

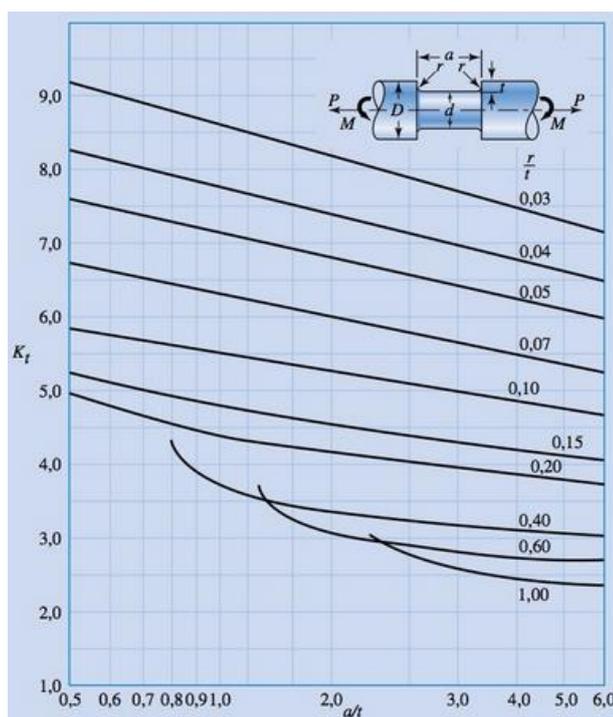
$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (C.8)$$

válida para tensões normais e

$$K_{fs} = 1 + q_{cis} * (K_{ts} - 1) \quad (C.9)$$

quando se aplicam tensões de cisalhamento. A característica geométrica empregada nos eixos de transmissão diz respeito aos rasgos de chaveta usinados com o objetivo de travar as engrenagens e acoplamentos durante o funcionamento da turbina eólica. Dessa forma, os fatores de concentração de tensão podem ser adquiridos através dos gráficos presentes na Figura 82 e Figura 83, sendo o primeiro válido para eixos com rasgo de chaveta de fundo plano em flexão.

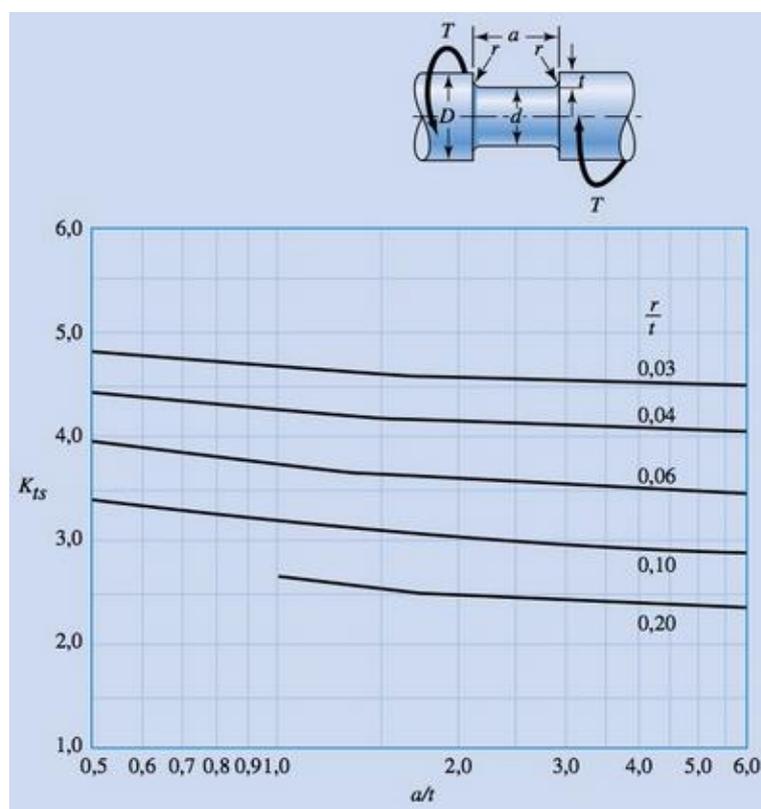
Figura 82 - Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rasgo de chaveta de fundo plano em flexão.



Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Já o segundo gráfico tem sua aplicação para eixos cilíndricos com rasgo de chaveta de fundo plano em torção pura.

Figura 83 - Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo com rasgo de chaveta em torção.

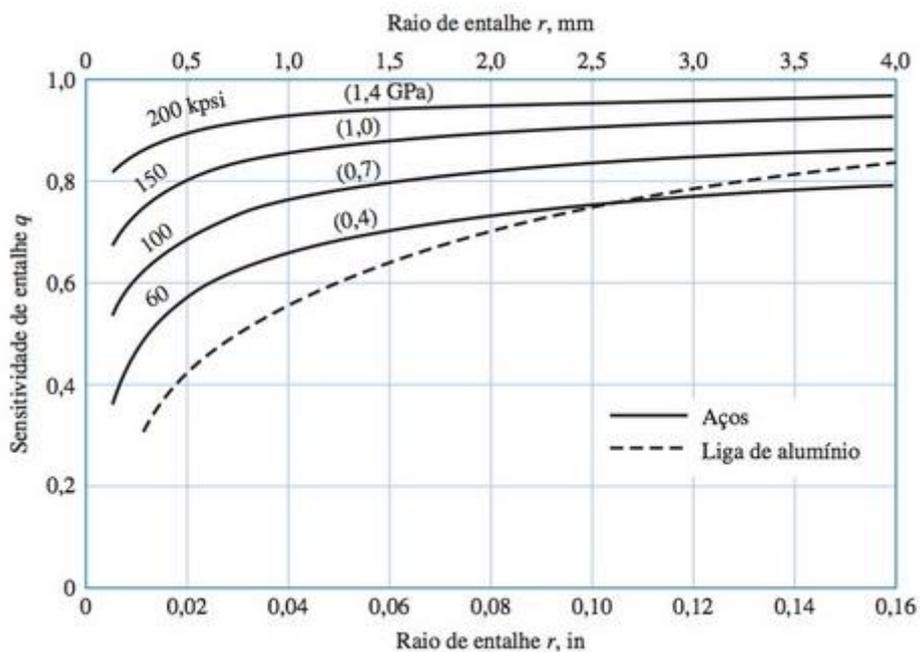


Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Para a aquisição dos fatores K_t e K_{ts} , basta conhecer as dimensões do rasgo, selecionar no eixo horizontal o resultado da razão entre a profundidade e o comprimento do rasgo, buscar nas curvas o valor do quociente entre o raio do entalhe e o comprimento total e, na interseção das linhas, percorrer até o eixo vertical a fim de se obter o fator de concentração para tensões normais como também para as de cisalhamento.

Da mesma maneira, a sensibilidade a entalhes é obtida através da Figura 84 e Figura 85, cujos gráficos são dados em função do raio do entalhe e do limite de resistência à tração para aços e ligas de alumínio.

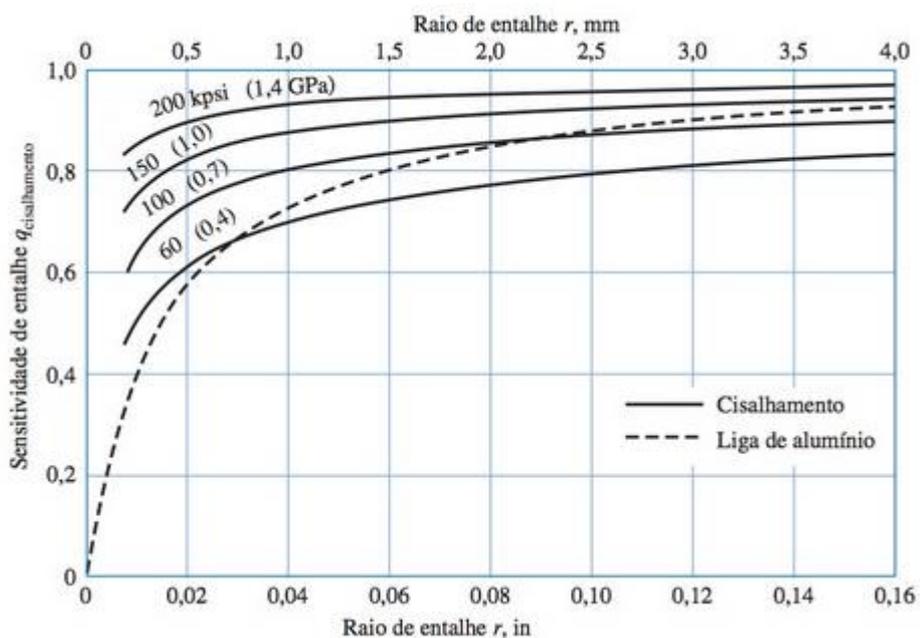
Figura 84 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais em flexão.



Fonte: (Adaptado de: BUDYNAS; NISBETT, 2016).

O gráfico da Figura 84 destina-se a materiais submetidos à flexão e o presente na Figura 85 fornece a sensibilidade ao entalhe para materiais em torção.

Figura 85 - Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais em torção.



Fonte: (Adaptado de: BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Conforme abordado anteriormente, adotou-se o rasgo para chavetas como a característica geométrica na aquisição dos fatores de concentração de tensão. Nesse contexto, as principais dimensões dos rasgos usinados nos eixos de transmissão são as seguintes: 50 mm de comprimento, 10 mm de profundidade e 1,5 mm ao raio do entalhe, válidas aos eixos maciços 9 e 10. O eixo 8 apresenta as medidas 55 mm, 10 mm e 1,5 mm referentes ao comprimento, profundidade e raio de entalhe, respectivamente. A única diferença entre o rasgo para chaveta do eixo 9 ao 8 está no comprimento total, sendo nesse componente igual a 57 mm. Já nos eixos 22, 23 e 24 a dimensão do comprimento equivale a 110 mm, a profundidade é de 22 mm e, por fim, tem-se o raio do entalhe igual a 2 mm.

De posse das medidas referentes aos rasgos para chavetas, tornou-se relevante demonstrar, através da Tabela 64, os fatores de concentração para tensões normais e cisalhantes mas também os q e q_{cis} dos eixos da turbina eólica.

Tabela 64 - Obtenção dos fatores de concentração de tensão e da sensibilidade a entalhes.

	Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 10	Eixo 24	
Variável	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade
K_t	4,1	4,05	4,05	4,75	4,75	4,1	4,75	adimensional
K_{ts}	2,7	2,6	2,6	2,9	2,9	2,7	2,9	adimensional
q	0,75	0,85	0,75	0,78	0,89	0,75	0,85	adimensional
q_{cis}	0,8	0,88	0,8	0,81	0,92	0,8	0,88	adimensional

Fonte: (AUTOR, 2019).

Com toda as variáveis estabelecidas, calculou-se o K_f e o K_{fS} para cada um dos eixos de transmissão, e os resultados são exibidos na Tabela 65.

Tabela 65 - Cálculo dos fatores de concentração de tensão de fadiga.

	Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 10	Eixo 24		
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade	
K_f	C. 8	3,32	3,59	3,29	3,92	4,34	3,32	4,19	adimen.
K_{fS}	C. 9	2,36	2,41	2,28	2,54	2,75	2,36	2,67	adimen.

Fonte: (AUTOR, 2019).

A próxima etapa remete-se a determinação do coeficiente de segurança, efetuada com base em algumas características que influenciam no funcionamento dos eixos. Tais informações

são: dados das propriedades dos materiais, condições ambientais e modelos analíticos para forças e tensões. Assim, certas orientações na atribuição do coeficiente de segurança podem ser definidas considerando o nível dos dados disponíveis acerca das propriedades dos materiais, na comparação entre as condições ambientais em que o material tem sua exposição e aquelas onde os dados de testes do material foram obtidos e, por último, na precisão do modelo desenvolvido para análise dos esforços e tensões (AZEVEDO, 2018).

A Figura 86 mostra as três características listadas bem como um conjunto de fatores atrelados as mesmas. Nesse âmbito, deve-se selecionar aquele fator que mais se adequa as informações empregadas no projeto, para cada uma das características. E o coeficiente global de segurança é tomado a partir do maior valor existente entre os três fatores escolhidos.

Figura 86 - Coeficientes de segurança.

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	F1 1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
Condições ambientais nas quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	F2 1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	F3 1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

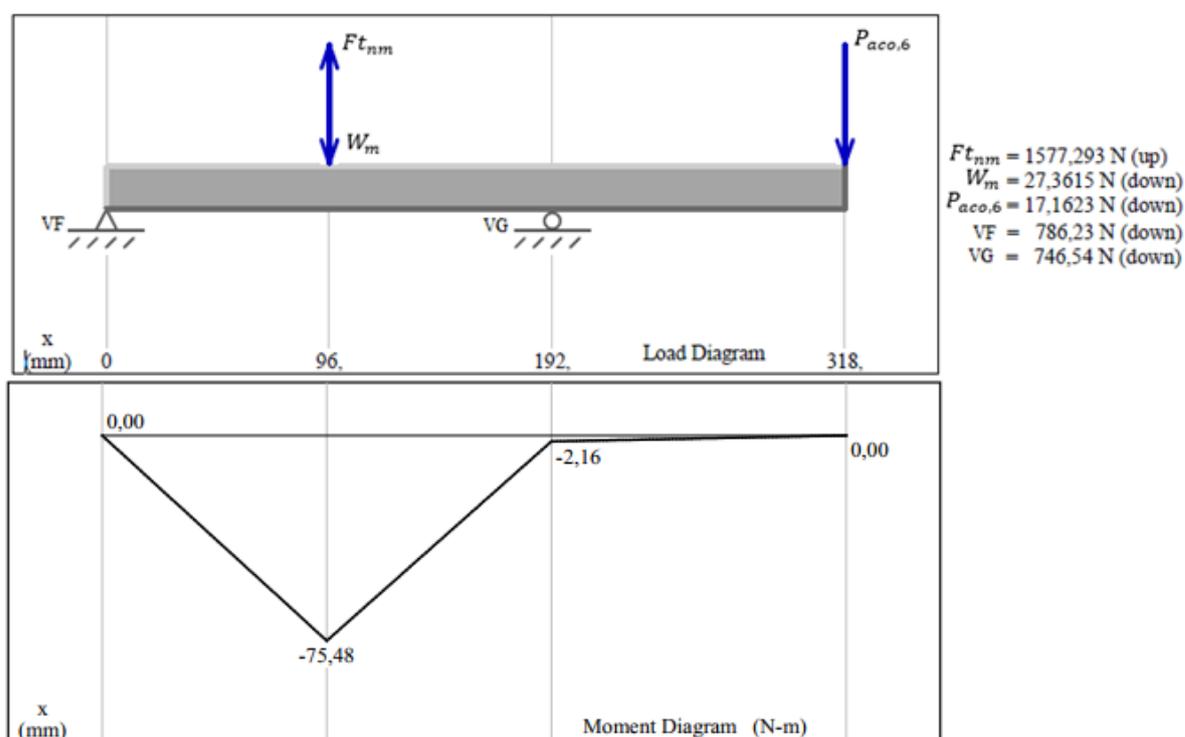
Fonte: (AZEVEDO, 2018).

Da análise da Figura 86, definiu-se que os dados das propriedades dos materiais são disponibilizados de forma íntegra a partir dos testes dos mesmos materiais. Com relação à segunda característica, é estabelecido que as condições ambientais são essencialmente iguais ao ambiente de um laboratório. Já aos modelos analíticos, considerou-se que tais modelos representam precisamente o sistema. Uma vez que os três fatores selecionados apresentam o

mesmo valor para o coeficiente de segurança, logo o N_f empregado ao dimensionamento dos eixos de transmissão teve seu valor igual a 2.

Antes de realizar o cálculo propriamente dito a fim da obtenção dos diâmetros nominais dos eixos, fez-se necessário determinar os momentos fletores e torsões que agem sobre esses elementos de transmissão de movimento e torque. Com base nas simulações do MDSolids, *software* educacional para mecânica dos materiais, gerou-se os diagramas dos momentos fletores, além da representação dos eixos sob a forma de uma viga rotativa, bem como as forças atuantes e as reações nos pontos de apoio. Esses diagramas são mostrados a seguir, sendo o primeiro referente ao eixo 9.

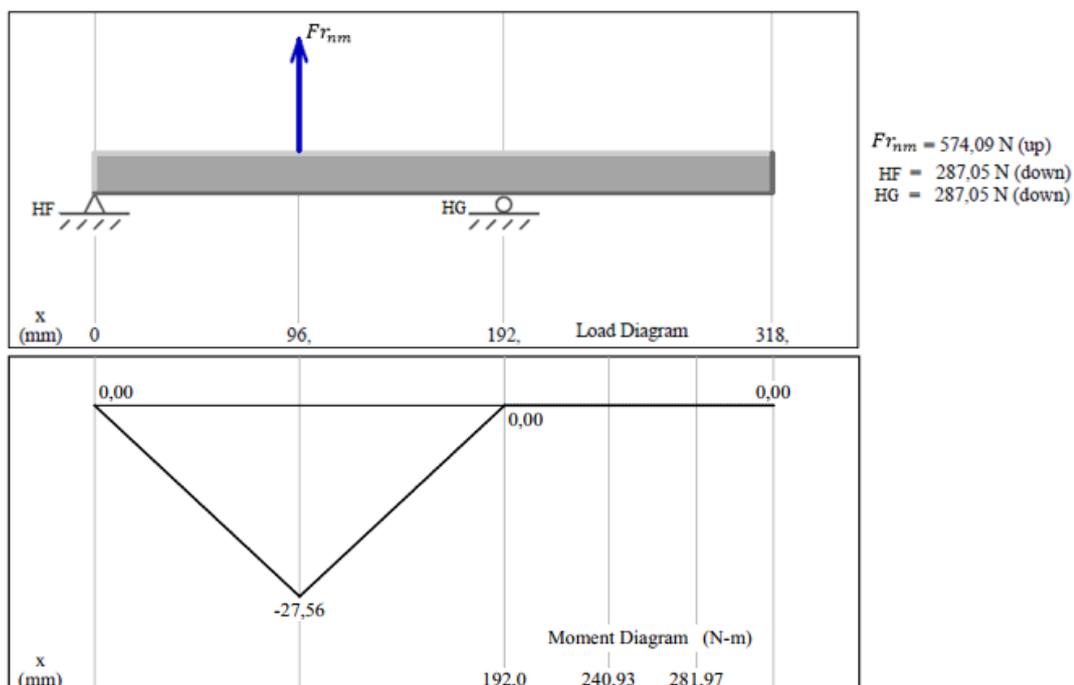
Figura 87 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 9 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

A Figura 87 apresenta os esforços sobre o eixo 9 e o momento fletor ao longo da extensão do eixo no plano vertical. Já o plano horizontal é exibido na Figura 88.

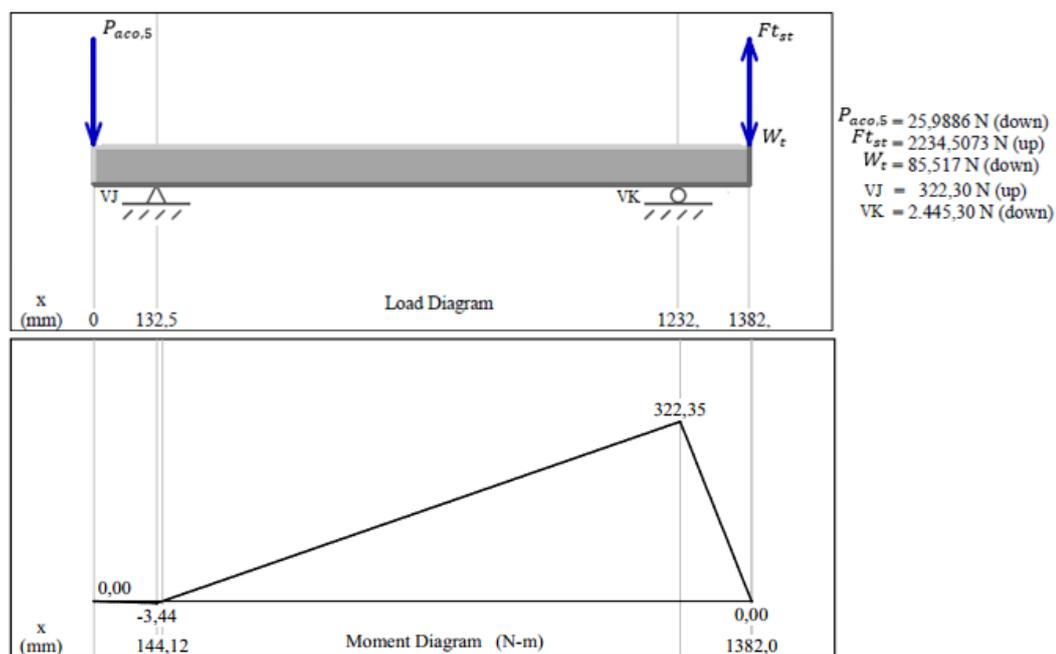
Figura 88 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 9 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O diagrama para o eixo 8, por sua vez, pode ser visto na Figura 89.

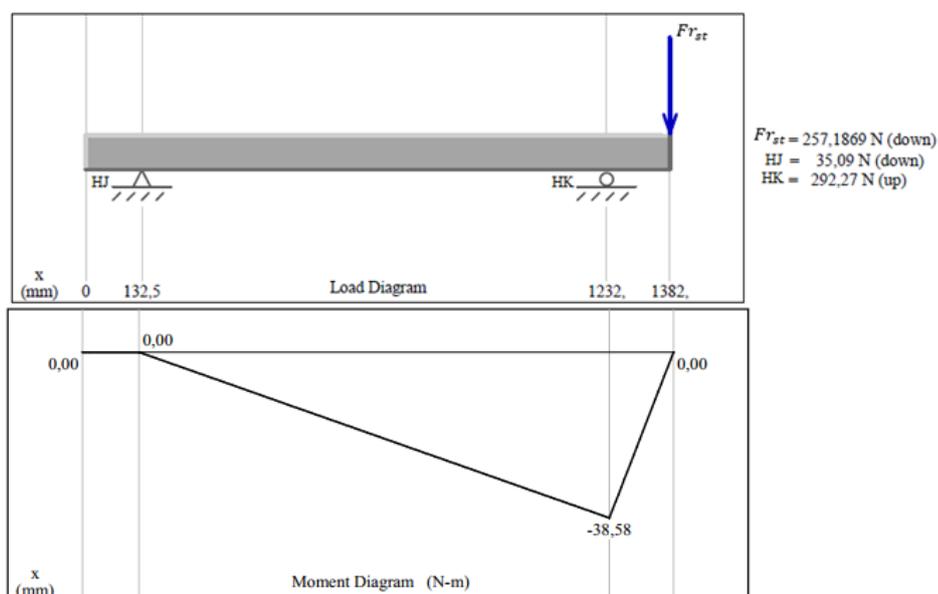
Figura 89 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 8 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Da mesma forma, o plano horizontal do eixo 8 é exibido na Figura 90.

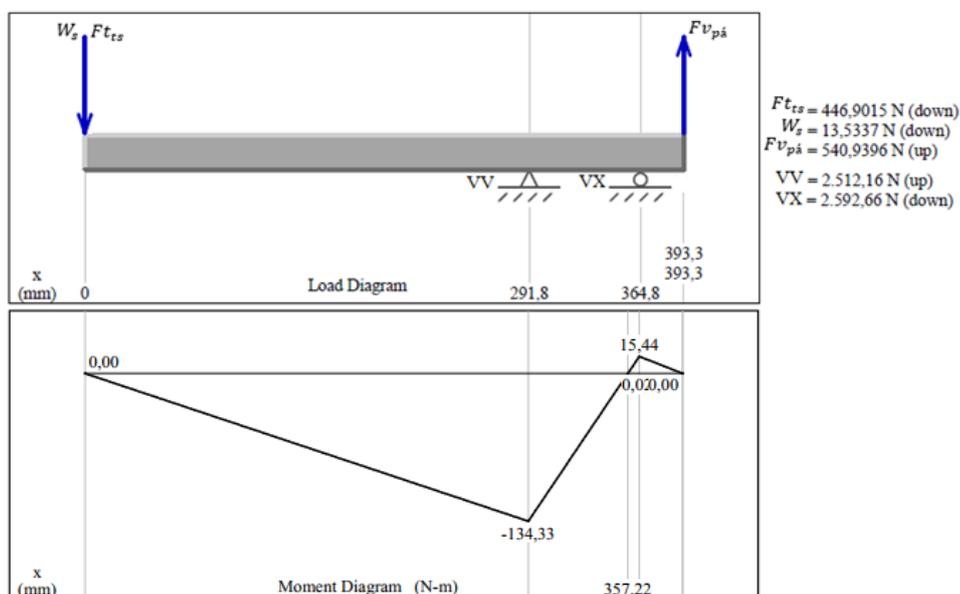
Figura 90 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 8 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O eixo da pá girante, denominado como eixo 7, tem os esforços atuantes e o diagrama do momento fletor, referente ao plano vertical, apresentados na Figura 91.

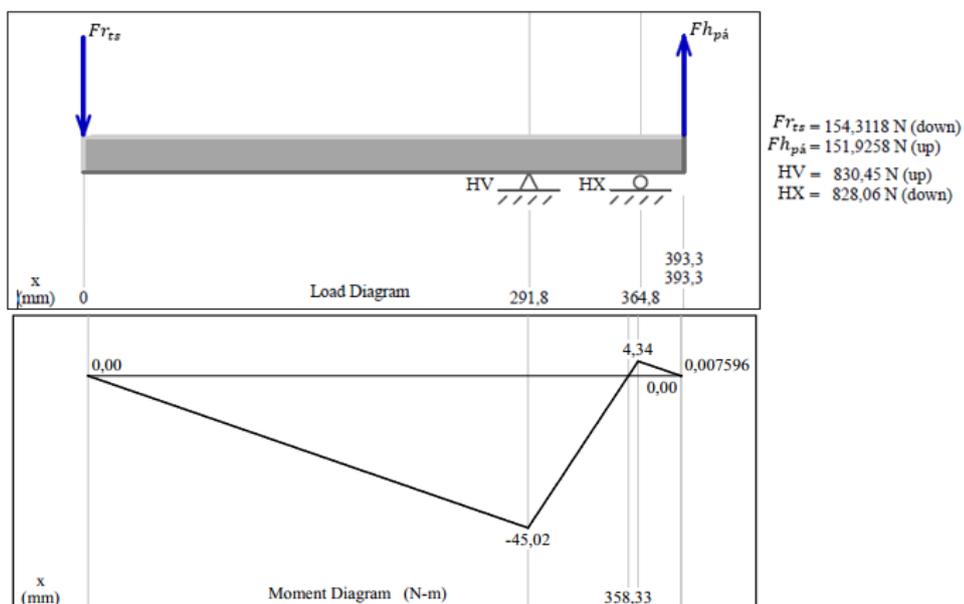
Figura 91 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 7 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Tem-se na Figura 92 o plano horizontal do eixo da pá girante.

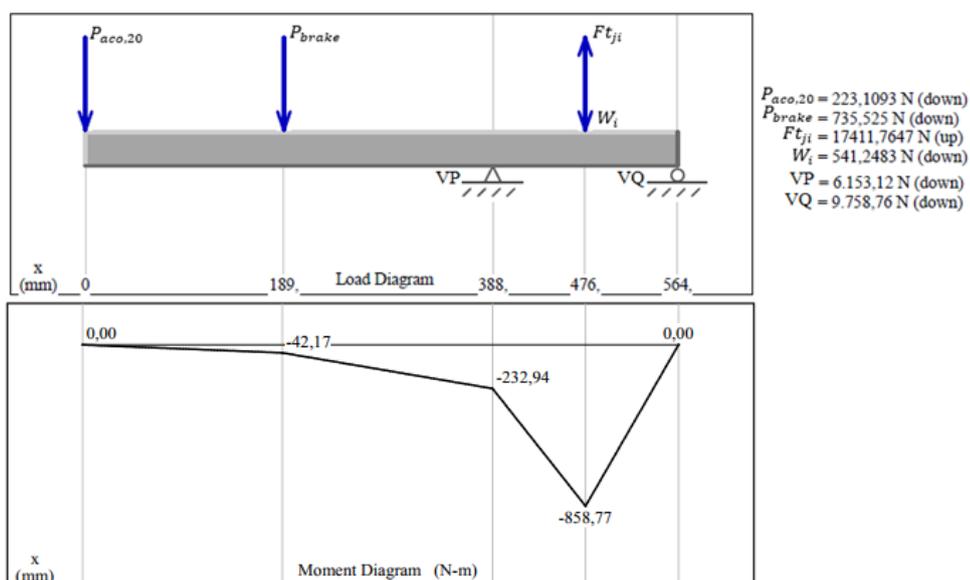
Figura 92 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 7 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O diagrama para o eixo 22 bem como as cargas que agem sobre o mesmo podem ser vistos na Figura 93.

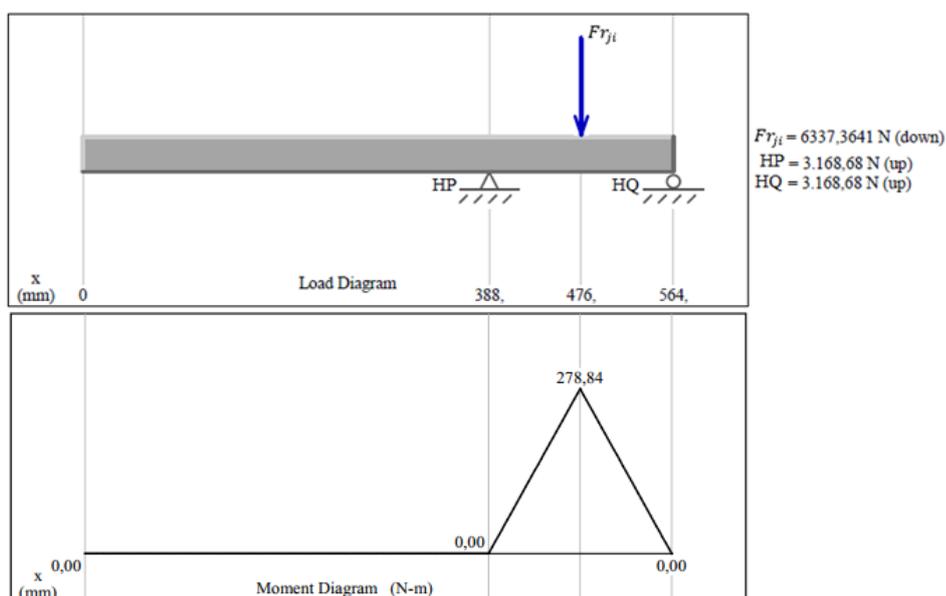
Figura 93 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 22 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O momento fletor no plano horizontal do eixo 22 é apresentado na Figura 94.

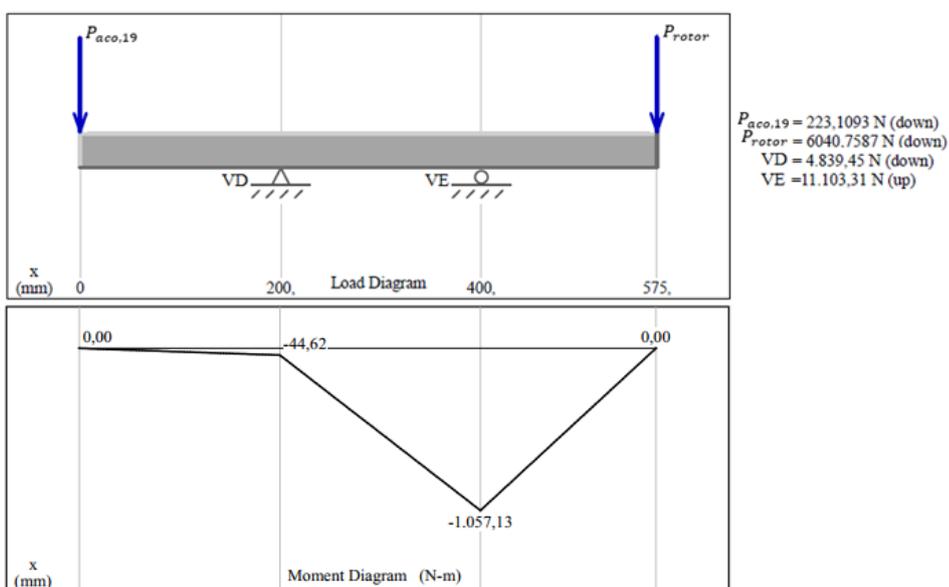
Figura 94 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 22 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O digrama do momento fletor sobre o eixo 23 – eixo principal do rotor – é exibido na Figura 95.

Figura 95 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 23 no plano vertical.

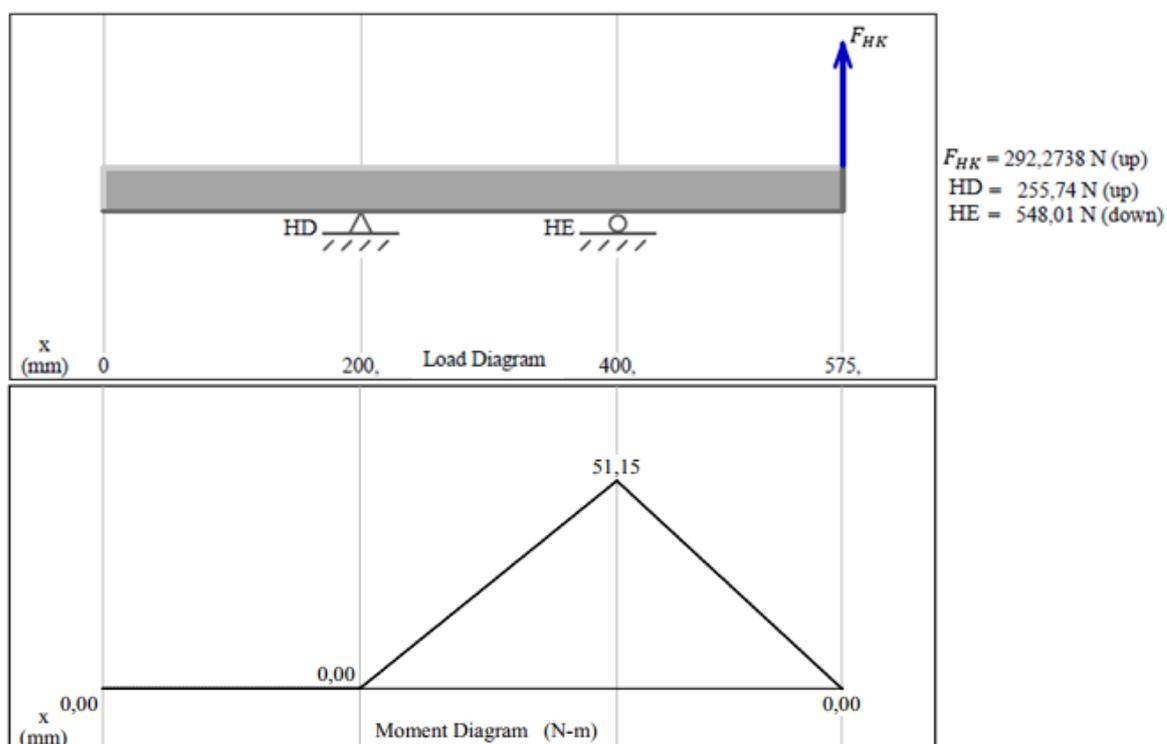


Fonte: (AUTOR, 2019).

O P_{rotor} que age na extremidade do eixo 23 é igual ao somatório dos seguintes esforços: o peso do cilindro giratório (561,71 N), calculado na seção 4.1.3.3 e multiplicado aqui pelo número total de componentes; a força peso do eixo 7 (190,70 N) juntamente com o peso do boss de ligação (588,42 N), resultado da soma dos cinco elementos que integram o rotor, sendo ambos os pesos unitários estabelecidos através das propriedades de massa do *software* SolidWorks; a soma dos pesos das cinco engrenagens cônicas “s” (67,67 N), segundo as especificações do fabricante das rodas dentadas; a reação vertical do rolamento K (2445,30 N), conforme pode ser analisado na Figura 89; por fim a força peso do disco de fechamento do cubo (867,92 N) e o peso do cubo propriamente dito (1319,04 N), definidos nas propriedades de massa do SolidWorks, com a devida identificação dos respectivos materiais.

Em contrapartida, o único esforço horizontal atuante sobre o eixo 23 é a própria reação horizontal do rolamento K (292,27 N), sendo também exibido na Figura 96 o diagrama do momento fletor para tal eixo.

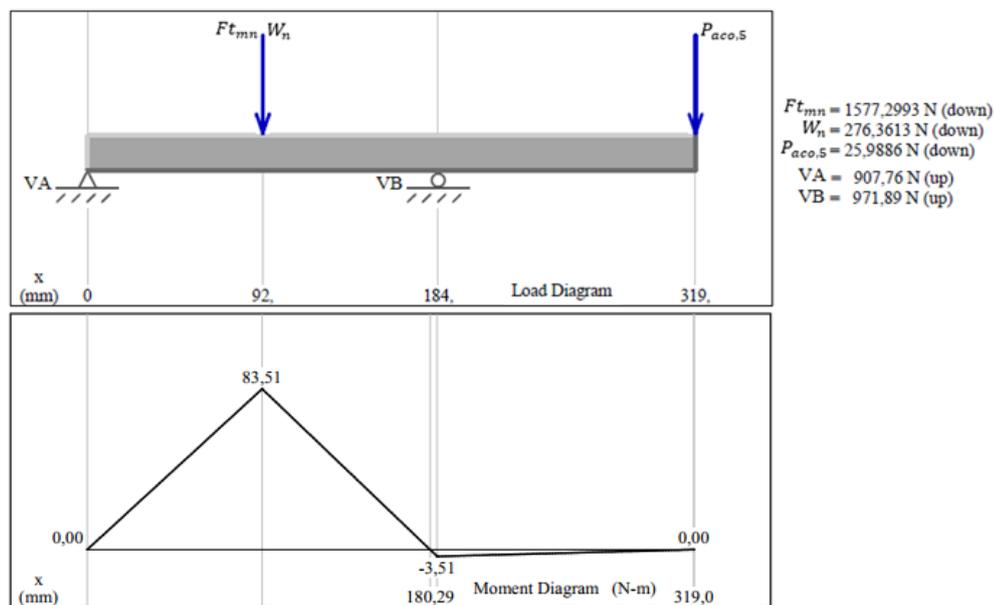
Figura 96 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 23 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

O momento fletor para o eixo 10, por sua vez, pode ser visto na Figura 97.

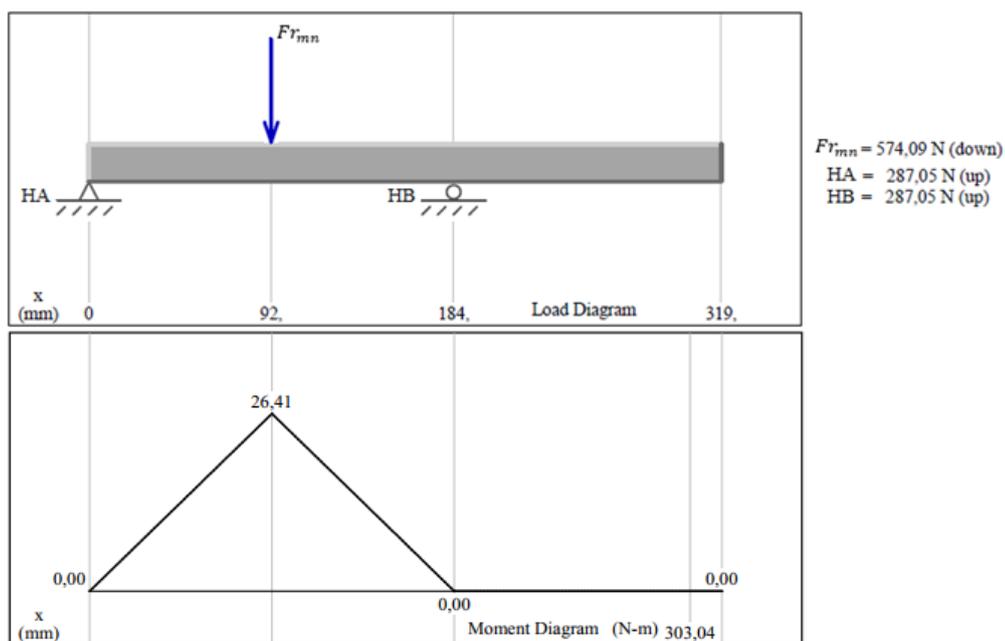
Figura 97 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 10 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Da mesma maneira, o momento fletor ao longo da extensão do eixo 10 no plano horizontal é exibido na Figura 98.

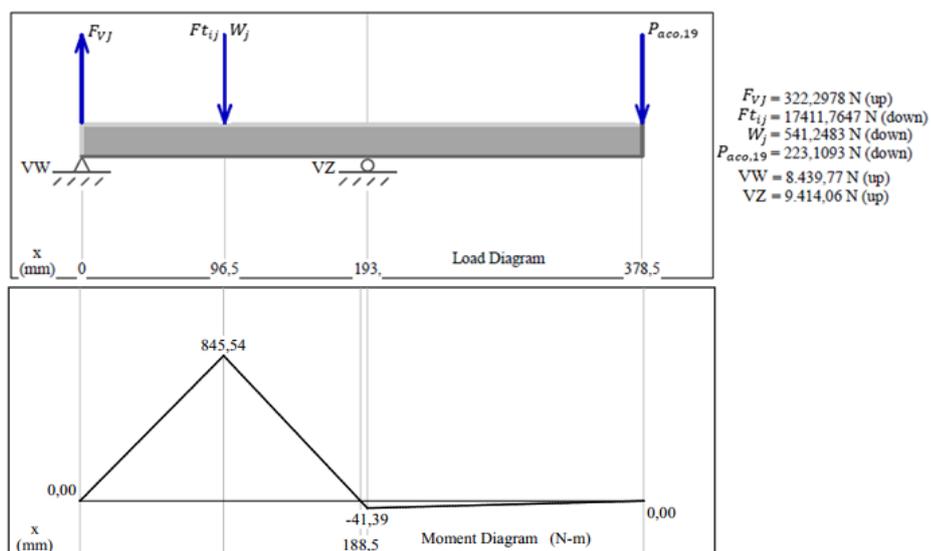
Figura 98 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 10 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

A Figura 99 mostra o diagrama e as forças sobre o eixo 24, com destaque à reação vertical do rolamento de apoio J (322,3 N) no sentido de baixo para cima.

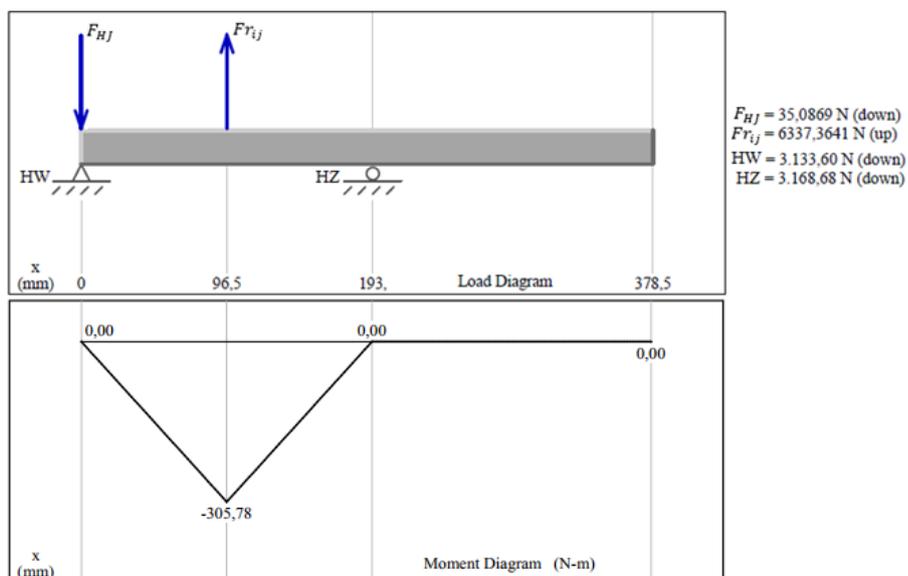
Figura 99 - Diagramas de corpo livre e momento fletor para o eixo 24 no plano vertical.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Referente ao plano horizontal, o eixo 24 tem os esforços atuantes e o diagrama do momento fletor apresentados na Figura 100.

Figura 100 - Diagramas de corpo livre e momento fletor ao eixo 24 no plano horizontal.



Fonte: (AUTOR, 2019).

Para que possa estabelecer o Mf_{res} em cada eixo de transmissão, aplicou-se a seguinte relação:

$$Mf_{res} = \sqrt{(Mf_{vert})^2 + (Mf_{horiz})^2} \quad (C.10)$$

Sendo Mf_{vert} e Mf_{horiz} os momentos fletores nos planos vertical e horizontal, respectivamente. Com base na Equação C.10, os resultados condizentes aos eixos em estudo são mostrados na Tabela 66.

Tabela 66 - Cálculo do momento fletor resultante sobre os eixos de transmissão.

		Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 23	Eixo 10	Eixo 24		
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unid.	
Mf_{res}	C. 10	80,35	324,65	141,67	902,91	1058,37	87,59	899,13	N.m	

Fonte: (AUTOR, 2019).

Por sua vez, os torques calculados nas seções de dimensionamento das engrenagens cilíndricas e cônicas de dentes retos e que atuam sobre os eixos de transmissão apresentaram os seguintes valores: 11,57 N.m condizente ao eixo 9; 268,14 N.m referente aos eixos maciços 8 e 10; já o eixo da pá resultou em um momento torsor de 17,88 N.m; aos eixos 22, 23 e 24 tem-se um torque igual a 3700 N.m.

Seguindo essa linha, chegou-se ao diâmetro teórico a cada um dos eixos maciços projetados e as dimensões podem ser vistas na Tabela 67.

Tabela 67 - Cálculo do diâmetro teórico condizente aos eixos maciços da turbina eólica.

		Eixo 9	Eixo 8	Eixo 7	Eixo 22	Eixo 10		
Variável	Equação	Valor	Valor	Valor	Valor	Valor	Unidade	
d_{eixo}	C. 1	32,44	46,39	38,69	90,03	37,07	mm	

Fonte: (AUTOR, 2019).

Entre os eixos que compõem o Sistema de Movimentação das Pás Girantes não existem divergências substanciais com relação aos diâmetros teóricos calculados na tabela acima. Entretanto, o componente que representa o Sistema de Transmissão Turbina-Gerador destaca-se pela elevada dimensão atribuída ao diâmetro, característica justificada em função do torque transmitido por esse eixo durante o regime de operação da turbina eólica. Como uma forma de

normalizar os eixos, simplificar os processos de fabricação e facilitar na busca e seleção dos rolamentos de apoio, definiu-se que o d_{eixo} dos respectivos componentes expostos na Tabela 67 passam a ser iguais a: 35 mm para o eixo 9; 50 mm referente ao eixo principal de acionamento das pás; 40 mm ao eixo de cada pá girante; por fim, 95 mm e 40 mm que correspondem aos eixos 22 e 10, nessa sequência.

O modelo de equação proposto pela ASME, que resultou na Equação C.1, restringe-se ao emprego de componentes de seção transversal maciços. Os eixos 23 e 24, por sua vez, tem seu dimensionamento a partir do critério de Soderberg para eixos vazados, cujo modelo proposto incorpora critérios de falha por fadiga, além de considerar a situação onde existe um eixo rotacionando sob o regime de torque constante e flexões alternadas (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Dessa forma, reorganizou-se o modelo no intuito de calcular o diâmetro externo do eixo de transmissão (d_{ext}), sendo expresso a seguir.

$$d_{ext} = \sqrt[4]{d_{int}^4 + \left\{ \frac{16 * N_f * d_{med}}{\pi} * \left[\left(2 * K_f * \frac{Mf_{res}}{S_e} \right) + \left(3^{1/2} * K_{fs} * \frac{Mt}{\sigma_e} \right) \right] \right\}} \quad (C.11)$$

Onde d_{int} representa o diâmetro interno e o diâmetro médio do componente identificado por d_{med} . Com a equação devidamente estabelecida, aplicou-se algumas etapas prévias antes do cálculo para o dimensionamento dos eixos, iniciando pela pesquisa de fabricantes de tubos metálicos industriais. Em seus catálogos, a Vallourec – líder mundial na fabricação de tubos de aço sem costura – fornece diversas configurações de tubos mecânicos e para os mais variados tipos de aplicações. No ANEXO F tem-se um conjunto de modelos disponíveis cujas dimensões são bastante adequadas aos eixos 23 e 24.

O passo seguinte diz respeito à seleção de um tubo com base nas medidas do diâmetro externo e interno fornecidas no catálogo do fabricante. As dimensões nominais que correspondem ao modelo escolhido são 112 mm e 89 mm ao diâmetro externo e interno, respectivamente. Vale ressaltar que o tubo ainda passa por um processo de usinagem para que as medidas interna e externa fiquem de acordo com as dimensões desejadas, pois assim como nos eixos maciços dimensionados acima, tal procedimento garante a normalização do eixo e torna mais simples a seleção dos rolamentos de apoio. Os valores externo e interno pós usinagem equivalem a 110 mm e 90 mm, nessa sequência. Para a obtenção do d_{med} , basta realizar a razão entre a soma das dimensões externa e interna pelo algarismo 2, resultando em 100 mm.

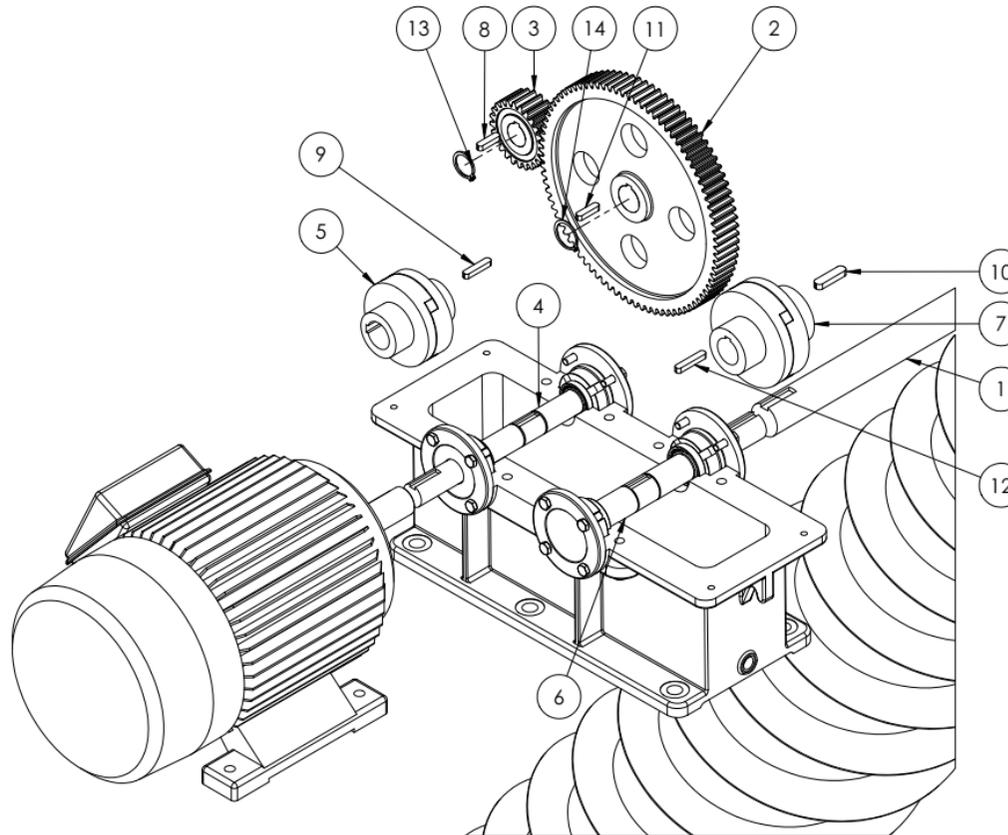
Apesar da seleção prévia do tubo metálico bem como das dimensões do mesmo, não há a certeza de que o componente suporte todos os carregamentos em que é submetido durante o regime de trabalho. Com o intuito de garantir a segurança do equipamento contra uma eventual falha, deve-se aplicar a Equação C.11 e a partir do resultado final duas possíveis conclusões são esperadas: se o diâmetro calculado resultar em um valor acima da dimensão externa estimada anteriormente, um novo tubo deve ser escolhido. Do contrário, o componente pode ser usado em definitivo. Feita a consideração, os resultados para o d_{ext} referente aos eixos vazados 23 e 24 do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador, de acordo com a Equação C.11, são iguais a 106,41 mm e 106,25 mm, nesse sequência.

Da análise dos resultados, tornou-se viável a utilização do tubo Vallourec, cujas dimensões após a etapa de usinagem são 110 mm para o diâmetro externo e 90 mm ao interno.

APÊNDICE D – DESENHOS TÉCNICOS

Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo maciço 8	1
2	Eixo maciço 9	1
3	Acoplamento flexível 6	1
4	Motor elétrico	1
5	Eixo maciço 10	1
6	Acoplamento flexível 5	1
7	Pá girante da turbina eólica	5
8	Caixa de engrenagens conjunto "A"	1
9	Cubo da turbina eólica	1
10	Tampa do cubo	1
11	Parafuso Allen cabeça cilíndrica ISO - M20x50	20
12	Arruela lisa ISO - M20	24
13	Parafuso sextavado ISO - M20x40	24
14	Arruela lisa ISO - M24	8
15	Porca sextavada ISO - M24	8

	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Sistema de Movimentação das Pás Girantes
				Código	Sist_movim_pás_girantes
				Material	—
Nome		Assinatura	Data	Descrição	Montagem do Sistema de Movimentação das Pás Girantes
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019		
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	1
	A3	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA: 1:10		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

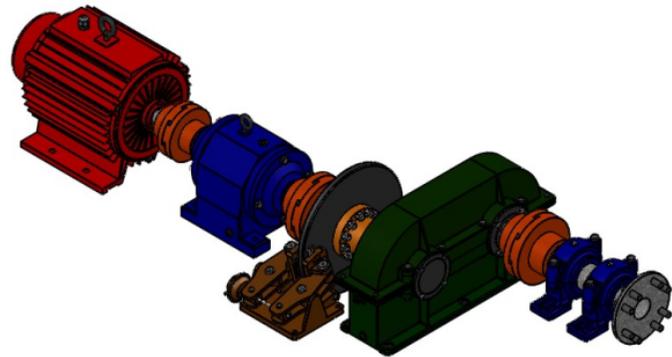
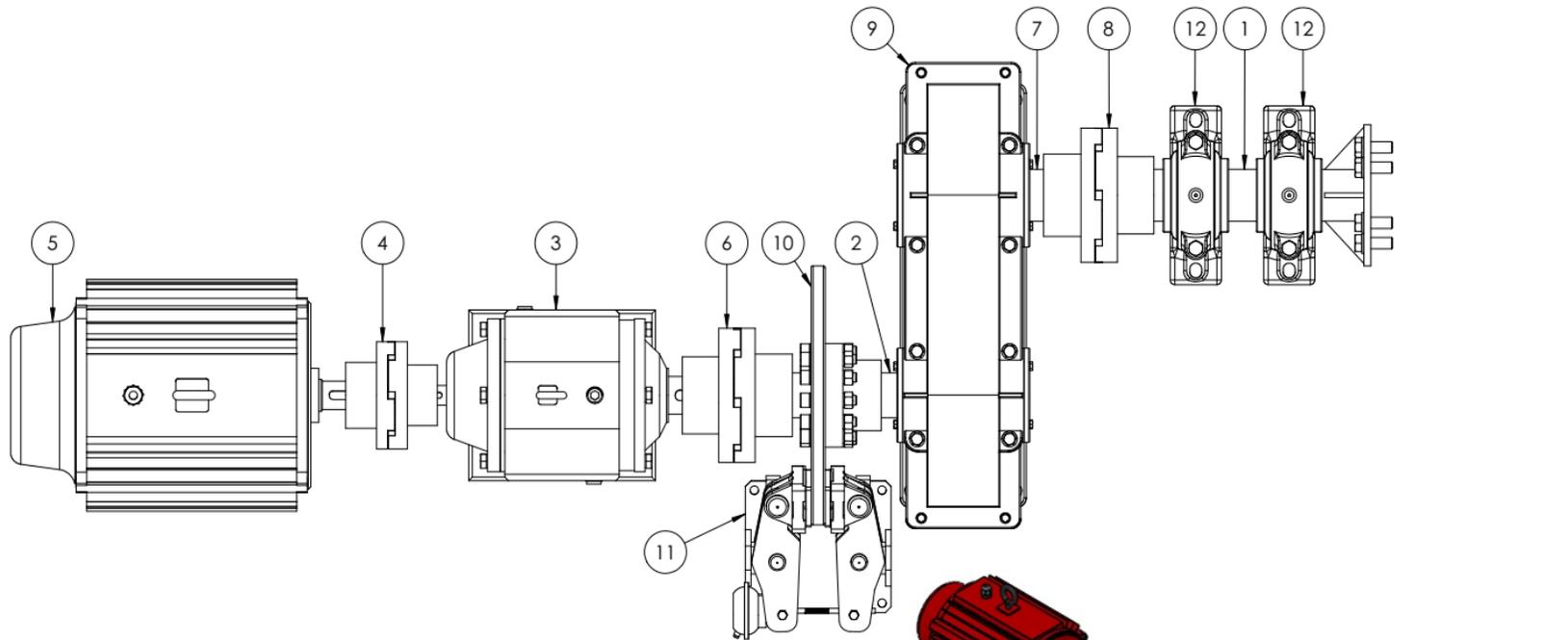


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo maciço 8	1
2	Engrenagem cilíndrica de dentes retos "n"	1
3	Engrenagem cilíndrica de dentes retos "m"	1
4	Eixo maciço 9	1
5	Acoplamento flexível 6	1
6	Eixo maciço 10	1
7	Acoplamento flexível 5	1
8	Chaveta normalizada - 10x8x40	1
9	Chaveta normalizada - 10x8x50	1
10	Chaveta normalizada - 14x9x55	1
11	Chaveta normalizada - 10x8x40	1
12	Chaveta normalizada - 10x8x55	1
13	Anel de pressão DIN - 35x2.5	2
14	Anel de pressão DIN - 40x1.75	2

	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Sistema de Movimentação das Pás Gigantes
				Código	Sist_movim_pás_gigantes
				Material	—
	Nome	Assinatura	Data	Descrição	Montagem do Sistema de Movimentação das Pás Gigantes
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019		
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	1
 	A3	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA: 1:6		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

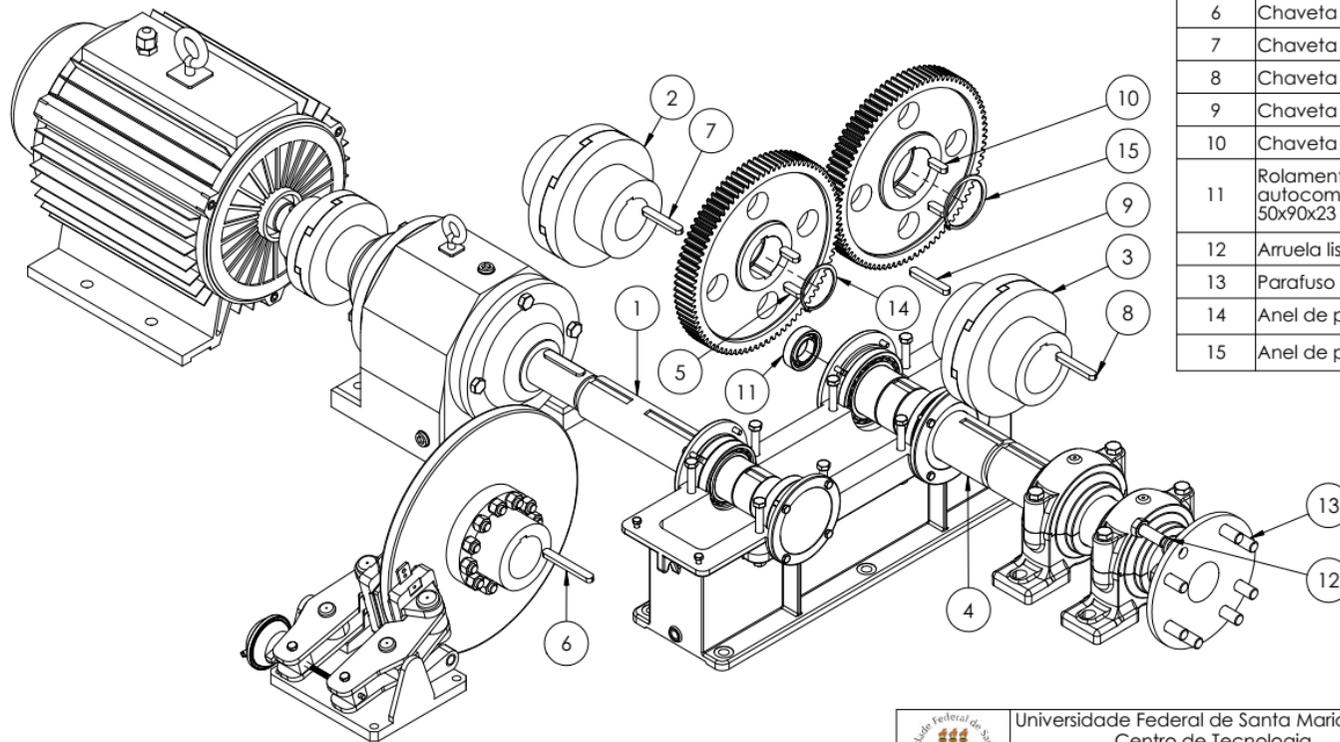
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Engrenagem cônica de dentes reys "H"	1
2	Engrenagem cônica de dentes retos "S"	5
3	Eixo maciço 7	5
4	Pá girante da turbina eólica	5
5	Tampa do cubo	1
6	Chaveta normalizada - 14x9x55	1
7	Chaveta normalizada - 10x8x55	5
8	Rolamento NSK nº 2308 - autocompensador de esferas - 40x90x33	10
9	Rolamento NSK nº 2210 - autocompensador de esferas - 50x90x23	1
10	Parafuso Allen cabeça cilíndrica ISO - M20x50	20
11	Arruela lisa ISO - M20	48
12	Parafuso sextavado ISO - M20x40	24
13	Porca sextavada ISO - M20	24
14	Anel de pressão DIN - 50x3	2
15	Anel de pressão DIN - 40x1.75	10
16	Cubo da turbina eólica	1
17	Bosso de ligação	5

	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM			Denominação	Sistema de Movimentação das Pás Girantes
	Centro de Tecnologia			Código	Sis_movim_pás_girantes
Engenharia Mecânica			Trabalho de Conclusão de Curso		
Nome		Assinatura	Data	Material	—
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019	Descrição	Montagem do Sistema de Movimentação das Pás Girantes
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	1
	A3	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA: 1:5		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°



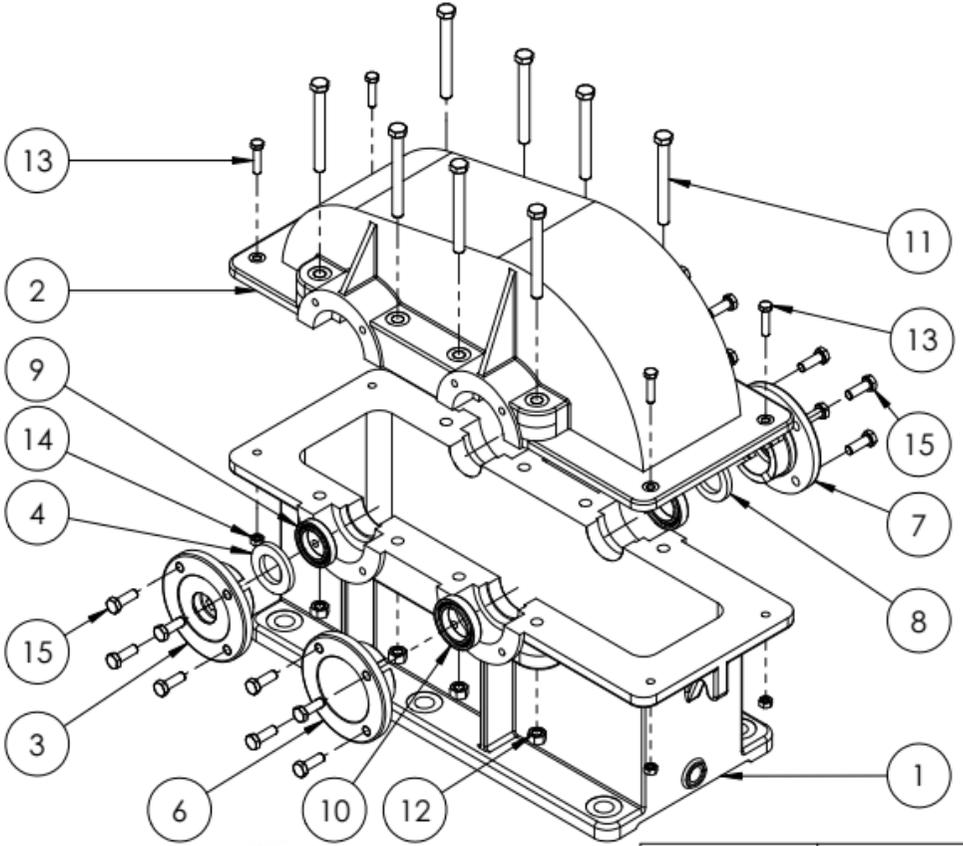
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo vazado 23	1
2	Eixo maciço 22	1
3	Redutor axial	1
4	Acoplamento flexível 20	1
5	Gerador elétrico	1
6	Acoplamento flexível 19	1
7	Eixo vazado 24	1
8	Acoplamento flexível 19	1
9	Caixa de engrenagens conjunto "B"	1
10	Disco de freio	1
11	Sistema de freio	1
12	Mancal de rolamento NSK - Caixa Standard nº SN 3124	2

	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Sistema de Transmissão Turbina-Gerador
				Código	Sis_trans_turb-gerador
			Material	—	
Nome		Assinatura	Data	Descrição	Montagem do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019		
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	1
	 A3	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA:1:9		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1º



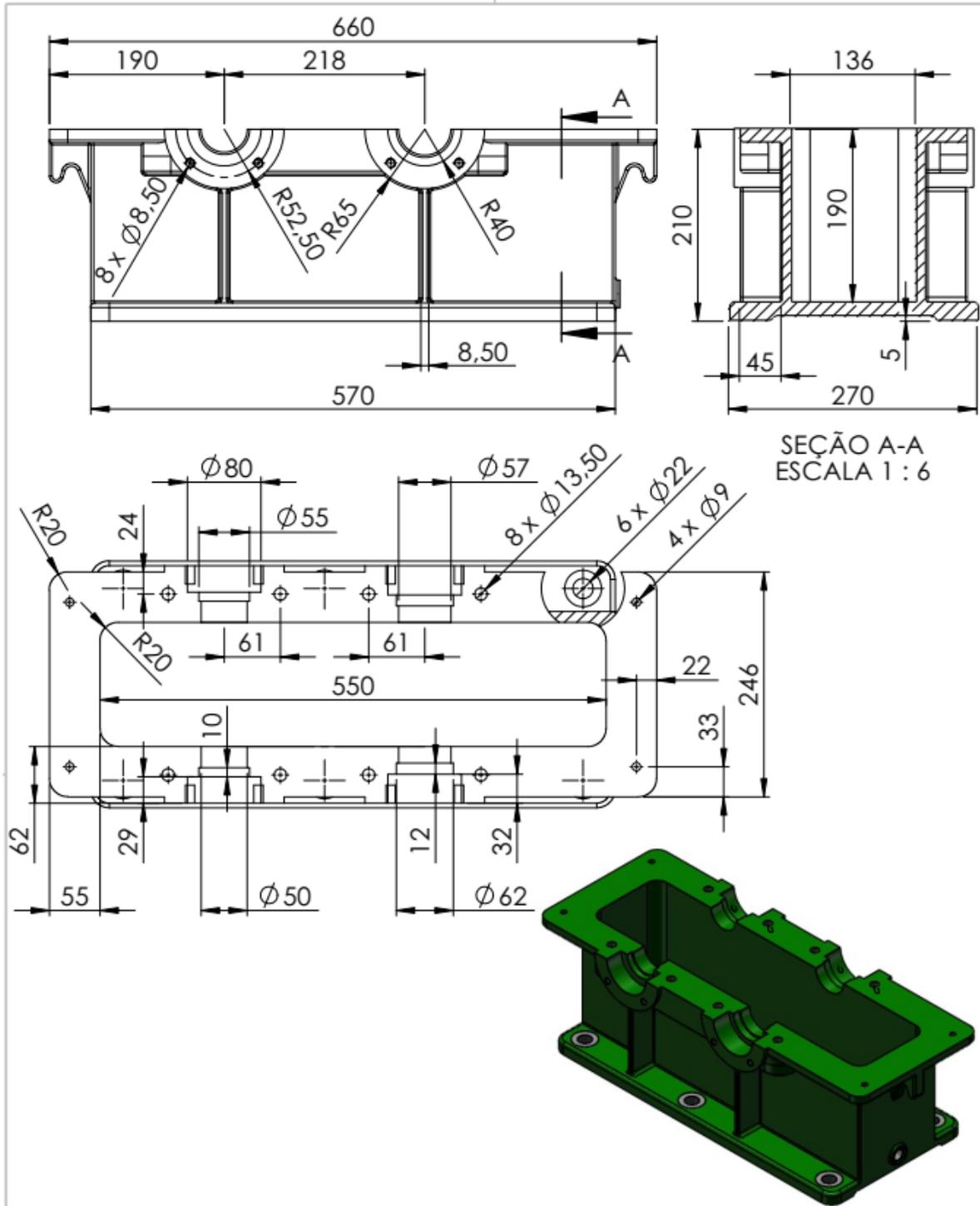
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Eixo maciço 22	1
2	Acoplamento flexível 20	1
3	Acoplamento flexível 19	1
4	Eixo vazado 24	1
5	Chaveta normalizada - 18x11x50	2
6	Chaveta normalizada - 18x11x140	1
7	Chaveta normalizada - 18x11x110	1
8	Chaveta normalizada - 18x11x110	1
9	Chaveta normalizada - 18x11x110	1
10	Chaveta normalizada - 18x11x50	2
11	Rolamento NSK nº 2210 - autocompensador de esferas - 50x90x23	1
12	Arruela lisa ISO - M24	8
13	Parafuso sextavado ISO - M24x65	8
14	Anel de pressão DIN - 95x2.8	2
15	Anel de pressão DIN - 110x4	2

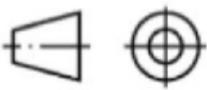
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Sistema de Transmissão Turbina-Gerador
				Código	Sis_trans_turb-gerador
				Material	—
	Nome	Assinatura	Data	Descrição	Montagem do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019		
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	1
 	A3	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA:1:9		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

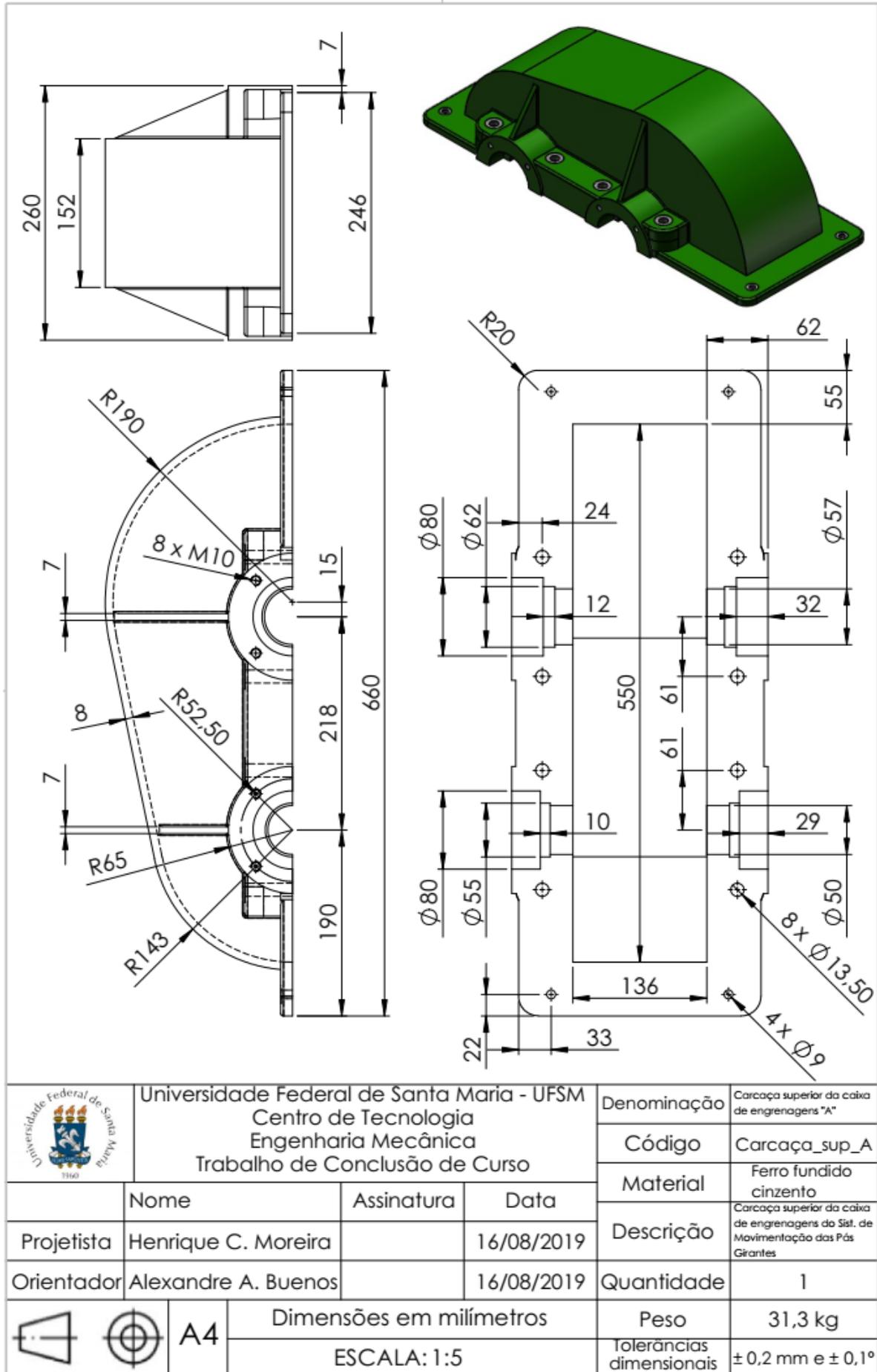


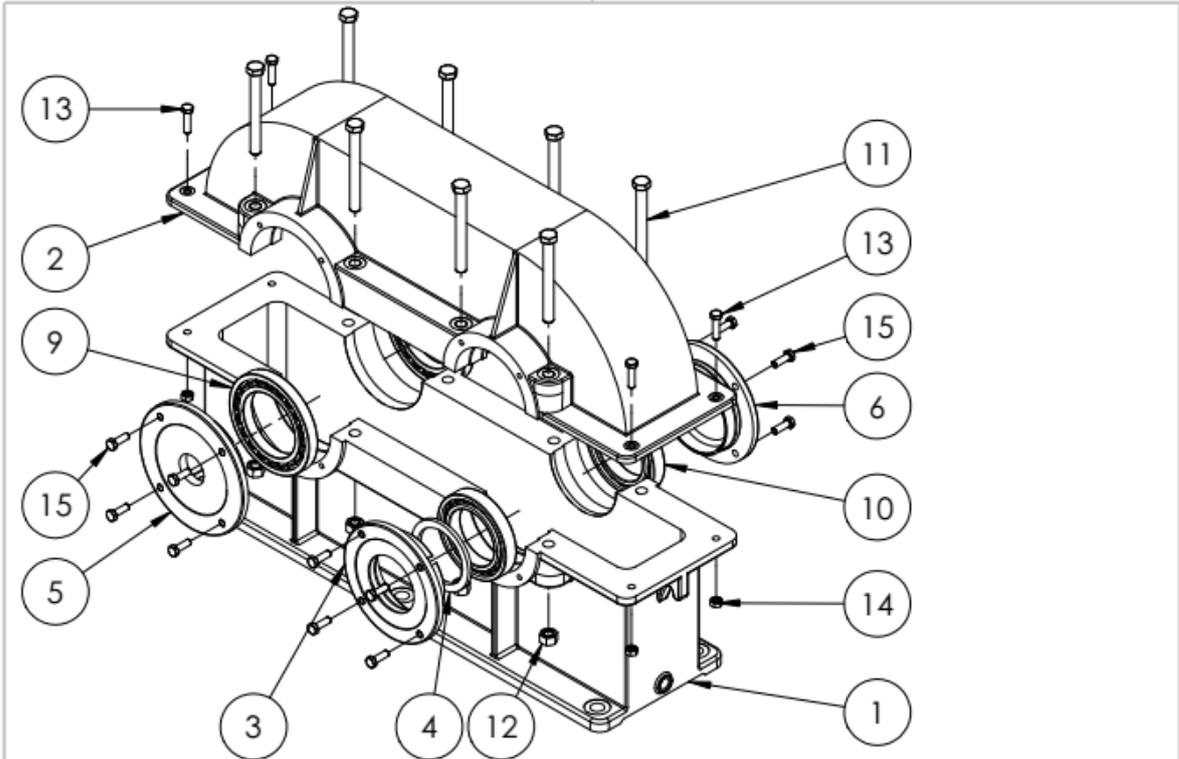
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Caixa de engrenagens A - parte inferior	1
2	Caixa de engrenagens A - parte superior	1
3	Tampa de vedação do eixo 9 - lado esq.	1
4	Anel retentor do eixo 9	1
5	Tampa de vedação do eixo 9 - lado dir.	1
6	Tampa de vedação do eixo 10 - lado esq.	1
7	Tampa de vedação do eixo 10 - lado dir.	1
8	Anel retentor do eixo 10	1
9	Rolamento NSK nº 6907 VV - fixo de uma carreira de esferas - 35x50x10	2
10	Rolamento NSK nº 6908 VV - fixo de uma carreira de esferas - 40x62x12	2
11	Parafuso sextavado ISO - M12x110	8
12	Porca sextavada ISO - M12	8
13	Parafuso sextavado ISO - M8x35	4
14	Porca sextavada ISO - M8	4
15	Parafuso sextavado ISO - M10x30	16

	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Caixa de engrenagens conjunto "A"
				Código	Caixa_engren_A
			Material	—	
			Projeta	Nome	Assinatura
			Projeta	Henrique C. Moreira	15/08/2019
			Orientador	Alexandre A. Buenos	15/08/2019
			Descrição	Caixa de engrenagens do Sistema de Movimentação das Pás Gigantes	
			Quantidade	1	
			Dimensões em milímetros	Peso	—
			ESCALA: 1:7	Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1º

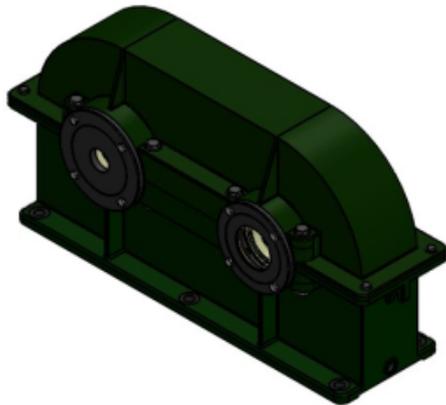


	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Carcaça inferior da caixa de engrenagens "A"
				Código	Carcaça_inf_A
Nome	Assinatura	Data	Material	Ferro fundido cinzento	
Projetista	Henrique C. Moreira	16/08/2019	Descrição	Carcaça inferior da caixa de engrenagens do Sist. de Movimentação das Pás Granles	
Orientador	Alexandre A. Buenos	16/08/2019	Quantidade	1	
	A4	Dimensões em milímetros		Peso	54,9 kg
		ESCALA: 1:6		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

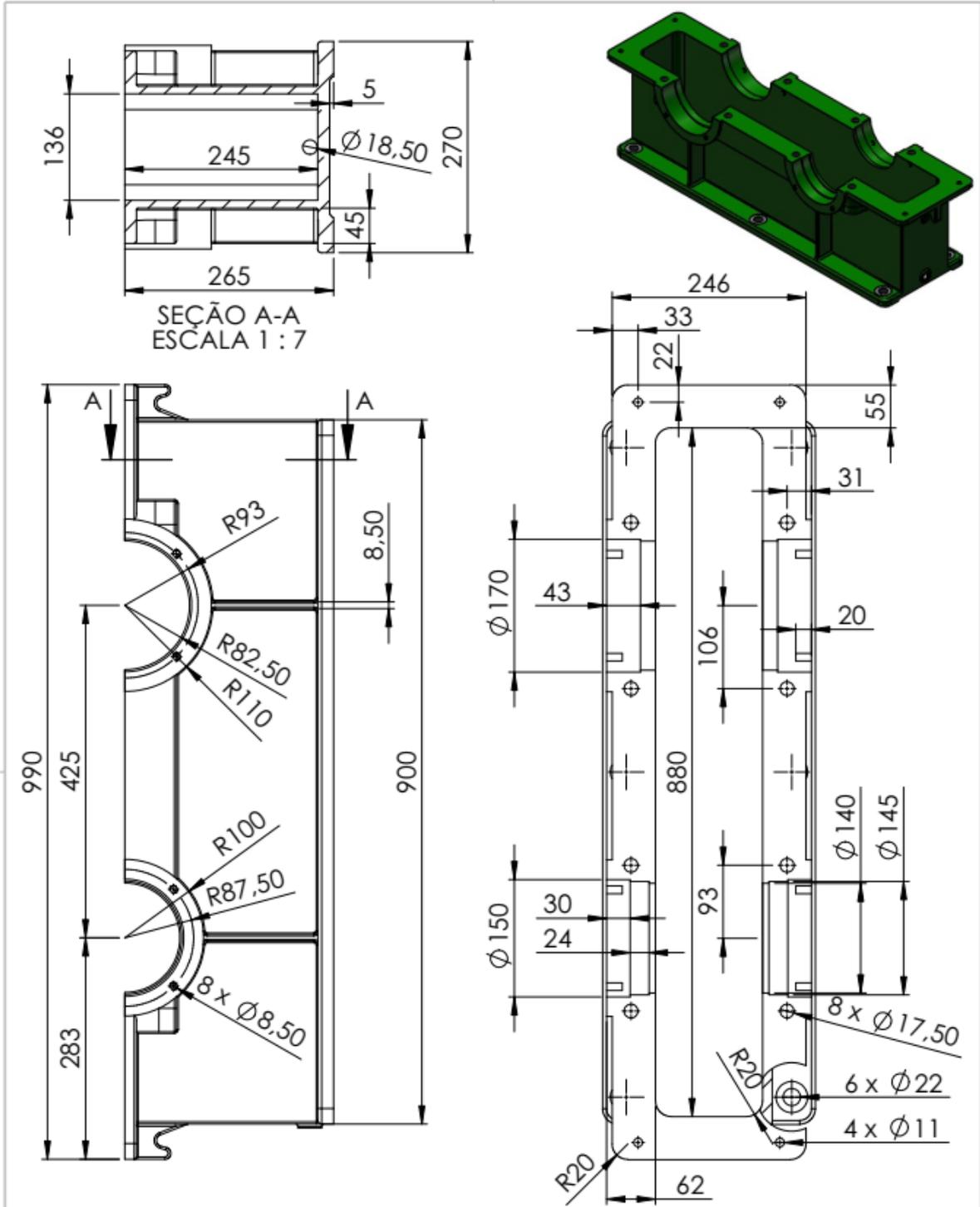




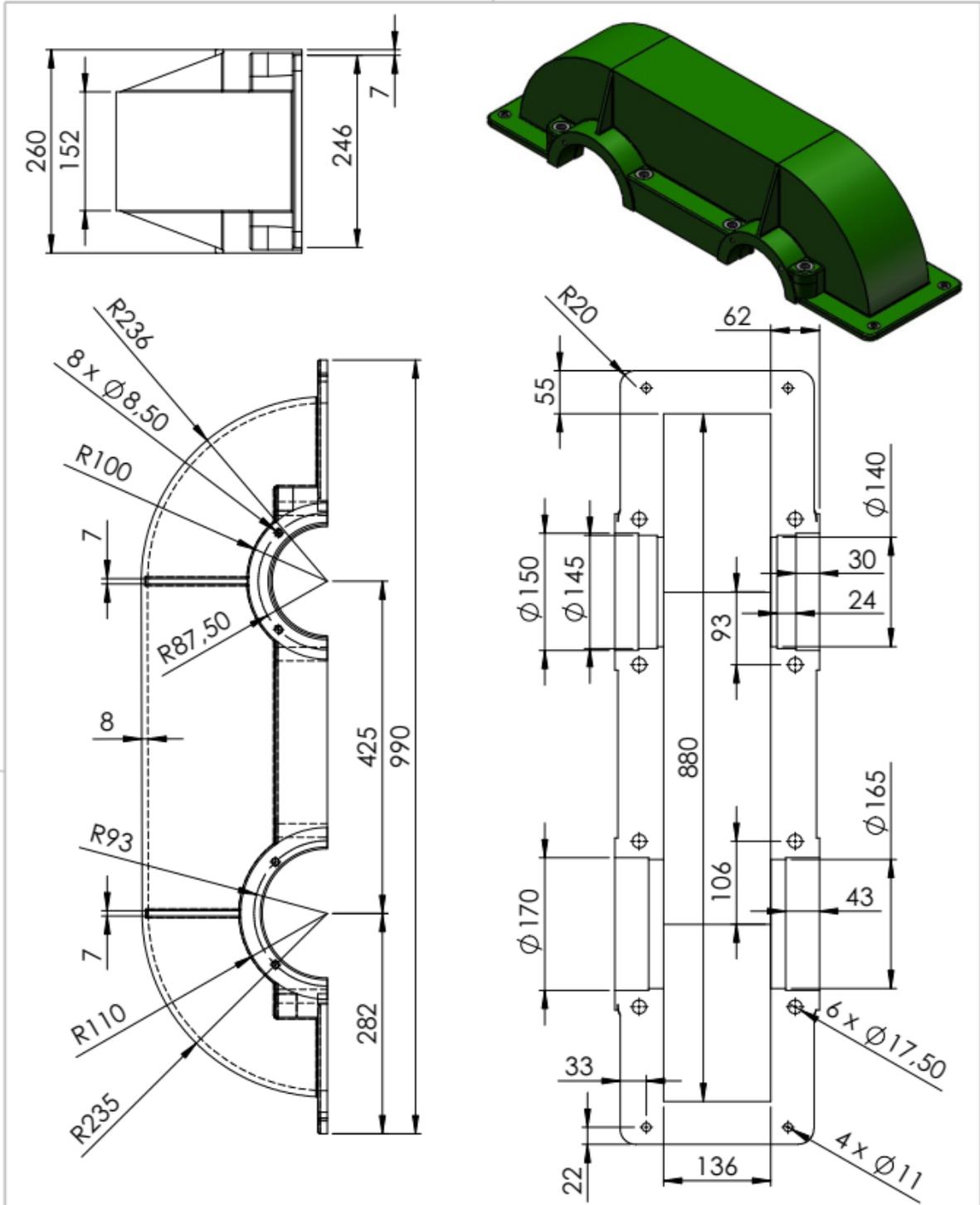
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Caixa de engrenagens B - parte inferior	1
2	Caixa de engrenagens B - parte superior	1
3	Tampa de vedação do eixo 22 - lado esq.	1
4	Anel retentor do eixo 22	1
5	Tampa de vedação do eixo 24 - lado esq.	1
6	Tampa de vedação do eixo 22 - lado dir.	1
7	Tampa vedação eixo 24 lado dir.	1
8	Anel retentor do eixo 24	1
9	Rolamento NSK nº 16022 VV - fixo de uma carreira de esferas - 110x170x19	2
10	Rolamento NSK nº 6019 VV - fixo de uma carreira de esferas - 95x145x24	2
11	Parafuso sextavado ISO - M16x150	8
12	Porca sextavada ISO - M16	8
13	Parafuso sextavado ISO - M10x40	4
14	Porca sextavada ISO - M10	4
15	Parafuso sextavado ISO - M10x30	16

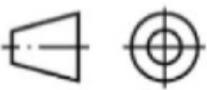


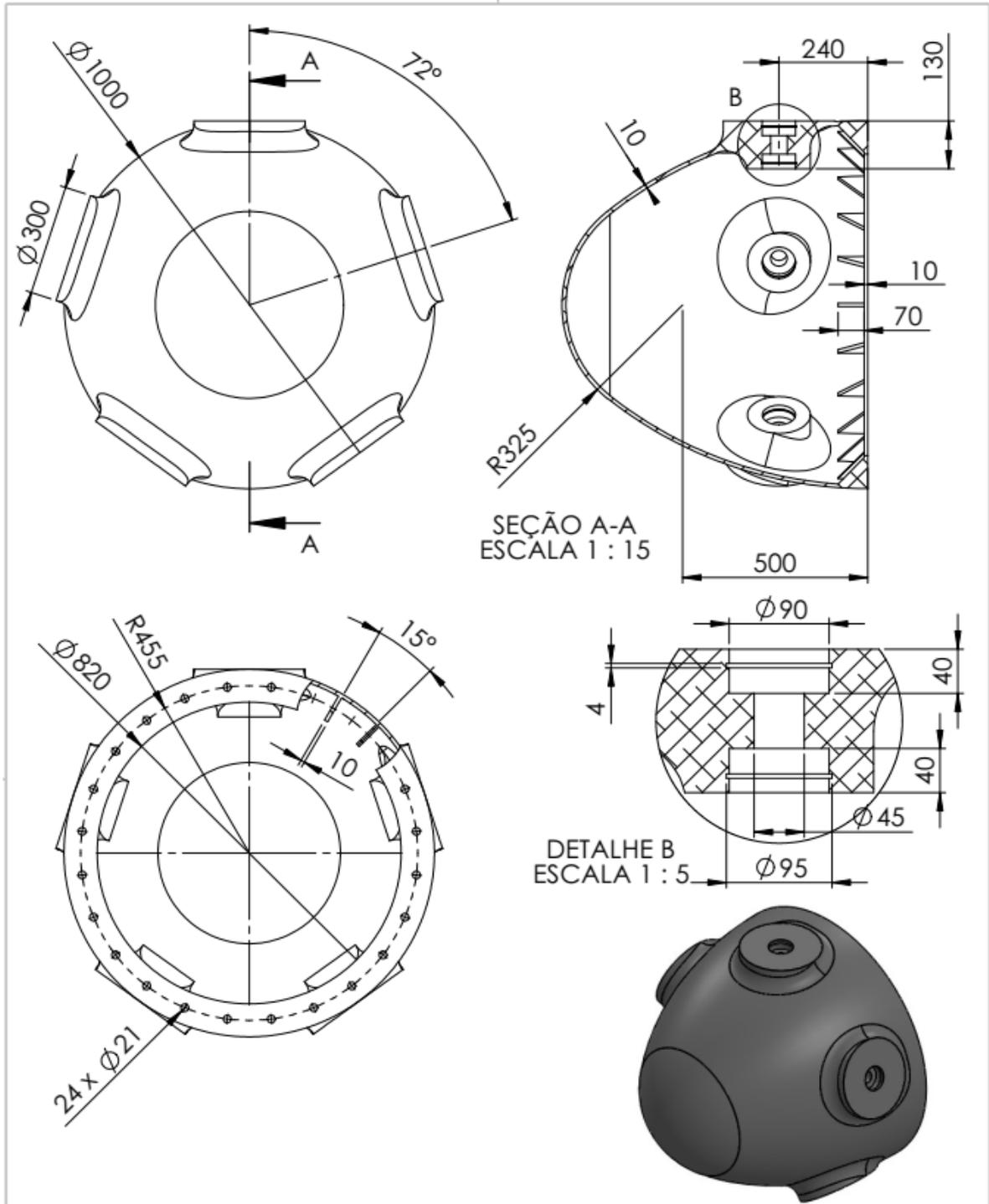
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Caixa de engrenagens conjunto "B"
				Código	Caixa_engren_B
				Material	—
Nome	Assinatura	Data		Descrição	Caixa de engrenagens do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador
Projetista	Henrique C. Moreira	15/08/2019			
Orientador	Alexandre A. Buenos	15/08/2019		Quantidade	1
	A4	Dimensões em milímetros		Peso	—
		ESCALA:1:10		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

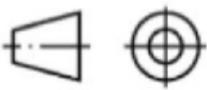


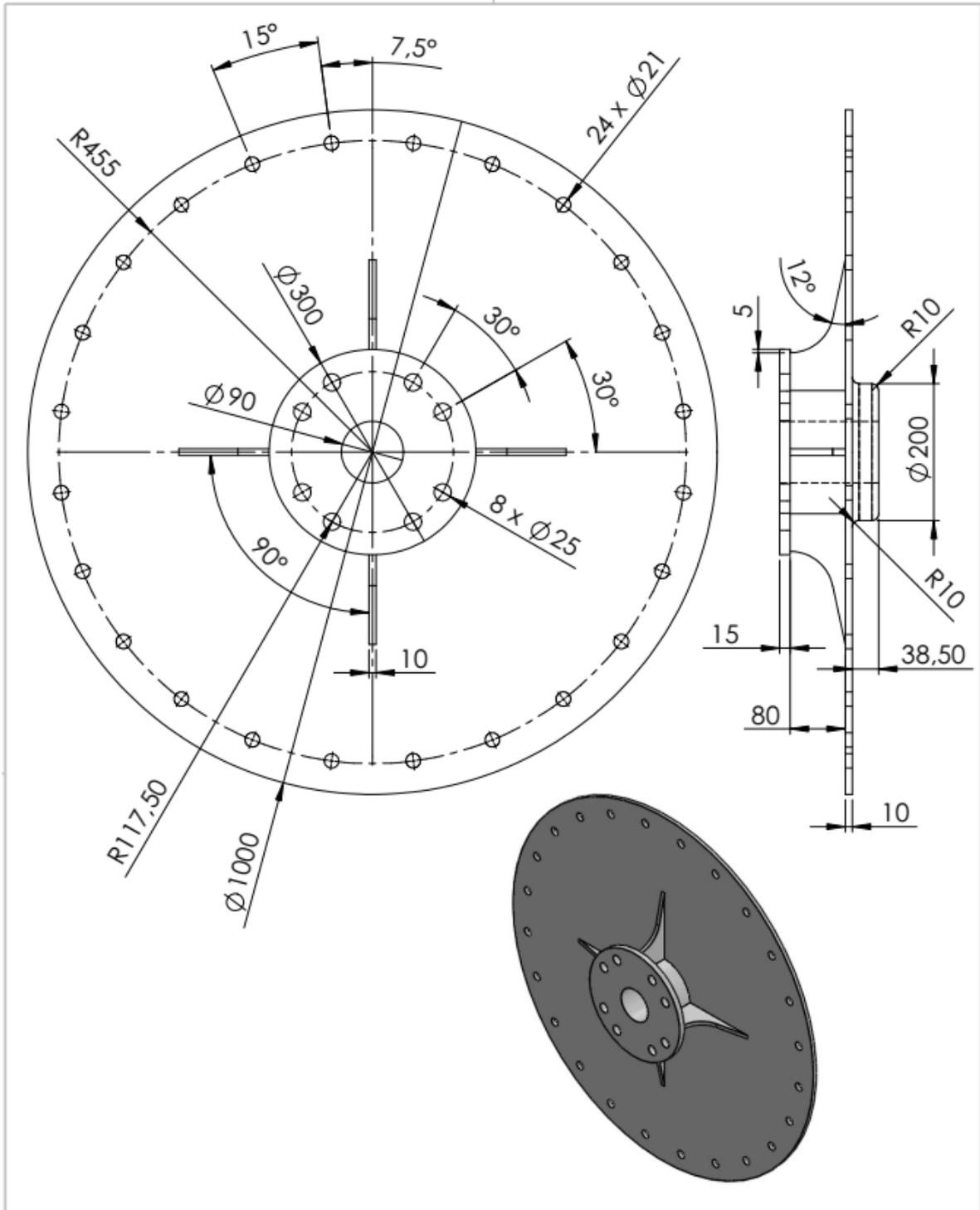
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Carcaça inferior da caixa de engrenagens "B"
				Código	Carcaça_inf_B
Nome	Assinatura	Data	Material	Ferro fundido cinzento	
Projetista	Henrique C. Moreira	16/08/2019	Descrição	Carcaça inferior da caixa de engrenagens do Sist. de Transmissão Turbina-Gerador	
Orientador	Alexandre A. Buenos	16/08/2019	Quantidade	1	
  A4	Dimensões em milímetros		Peso	91,9 kg	
	ESCALA: 1:7		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°	



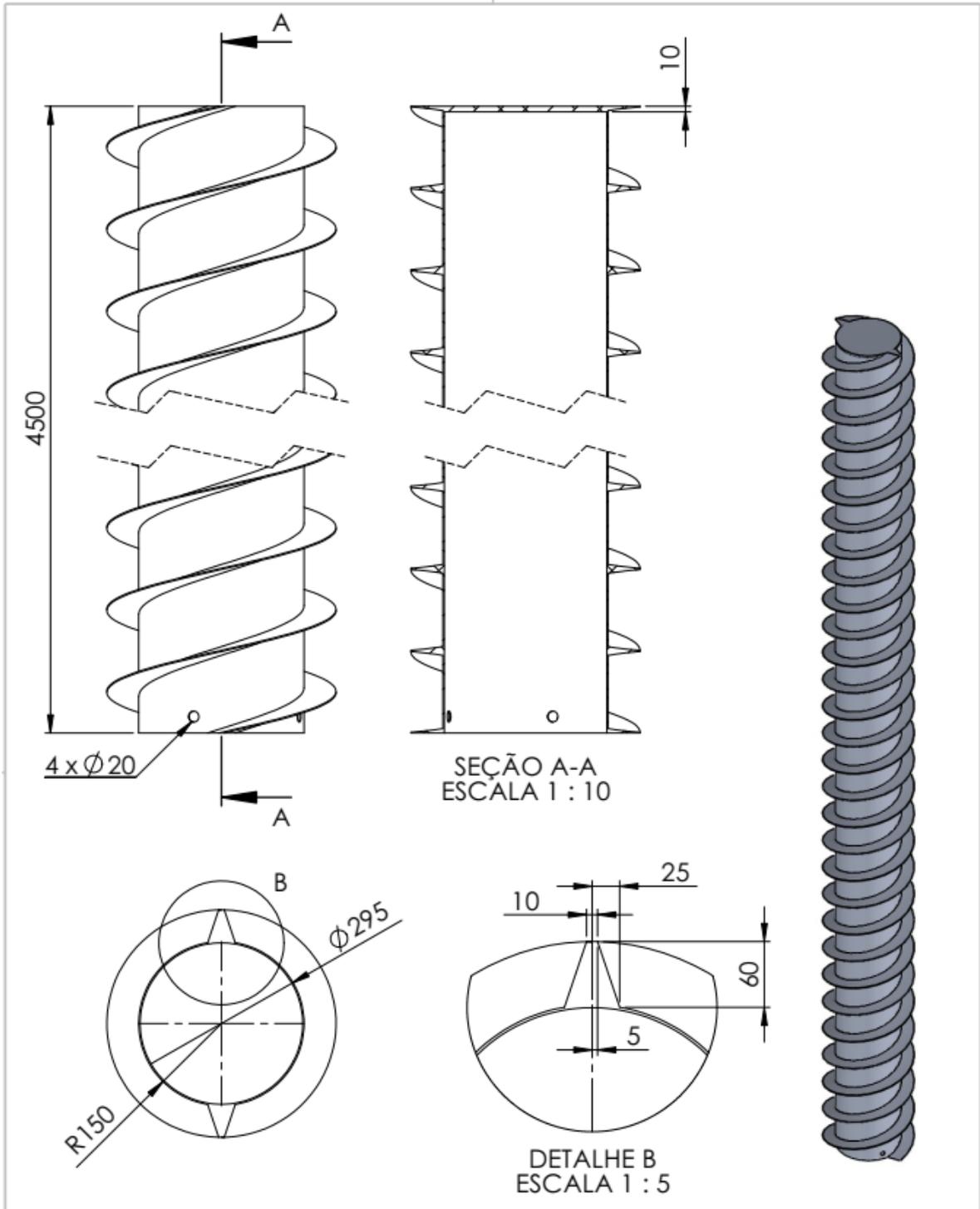
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Carcaça superior da caixa de engrenagens "B"
				Código	Carcaça_sup_B
Nome	Assinatura	Data	Material	Ferro fundido cinzento	
Projetista	Henrique C. Moreira	16/08/2019	Descrição	Carcaça superior da caixa de engrenagens do Sist. de Transmissão Turbina-Gerador	
Orientador	Alexandre A. Buenos	16/08/2019	Quantidade	1	
	A4	Dimensões em milímetros		Peso	56,7 kg
		ESCALA: 1:7		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

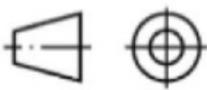


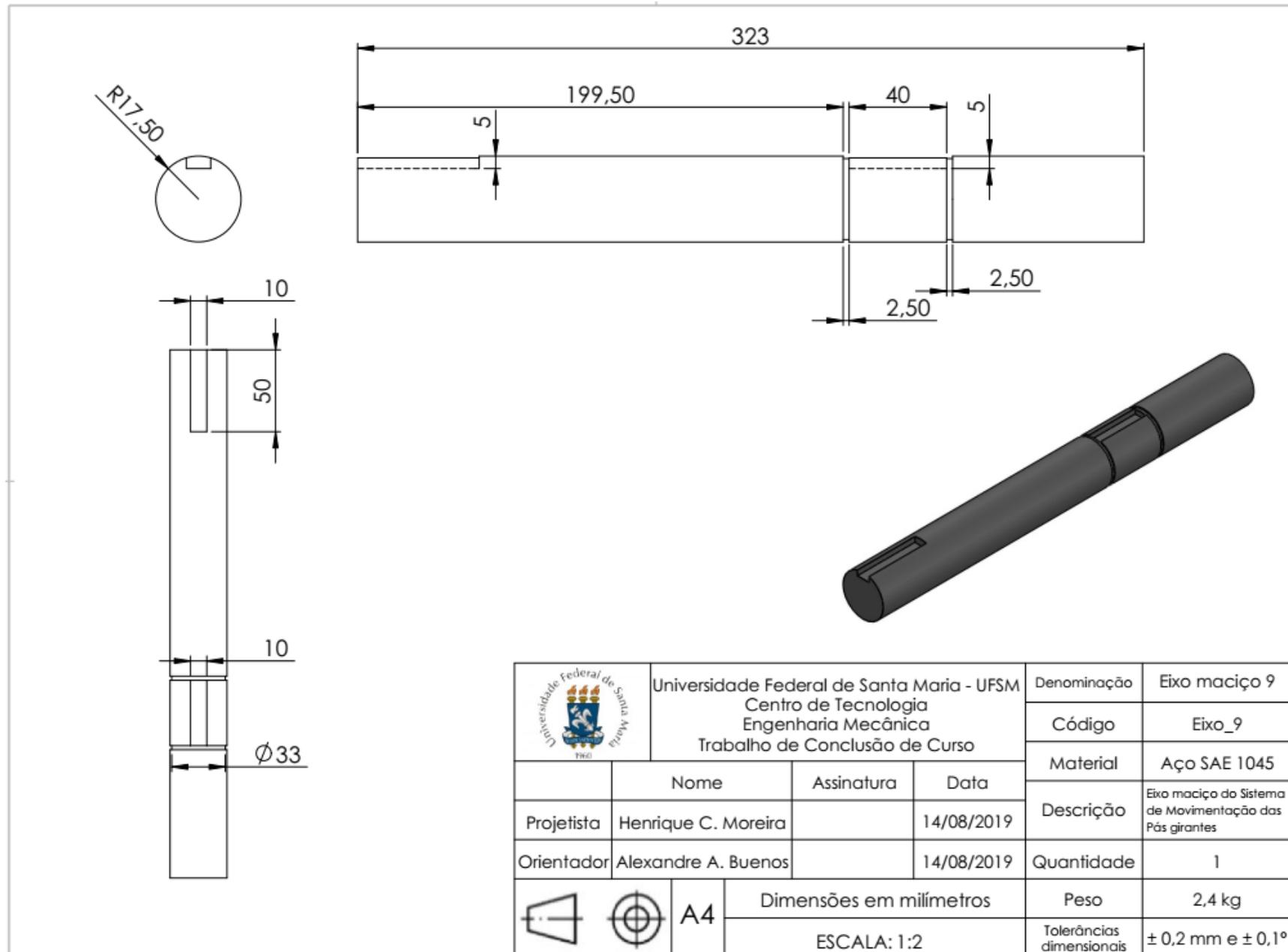
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Cubo da turbina eólica
				Código	Cubo
Nome	Assinatura	Data	Material	Alumínio 6061-T4	
Projetista	Henrique C. Moreira	15/08/2019	Descrição	Componente de sustentação das pás girantes	
Orientador	Alexandre A. Buenos	15/08/2019	Quantidade	1	
	A4	Dimensões em milímetros		Peso	134,5 kg
		ESCALA: 1:15		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

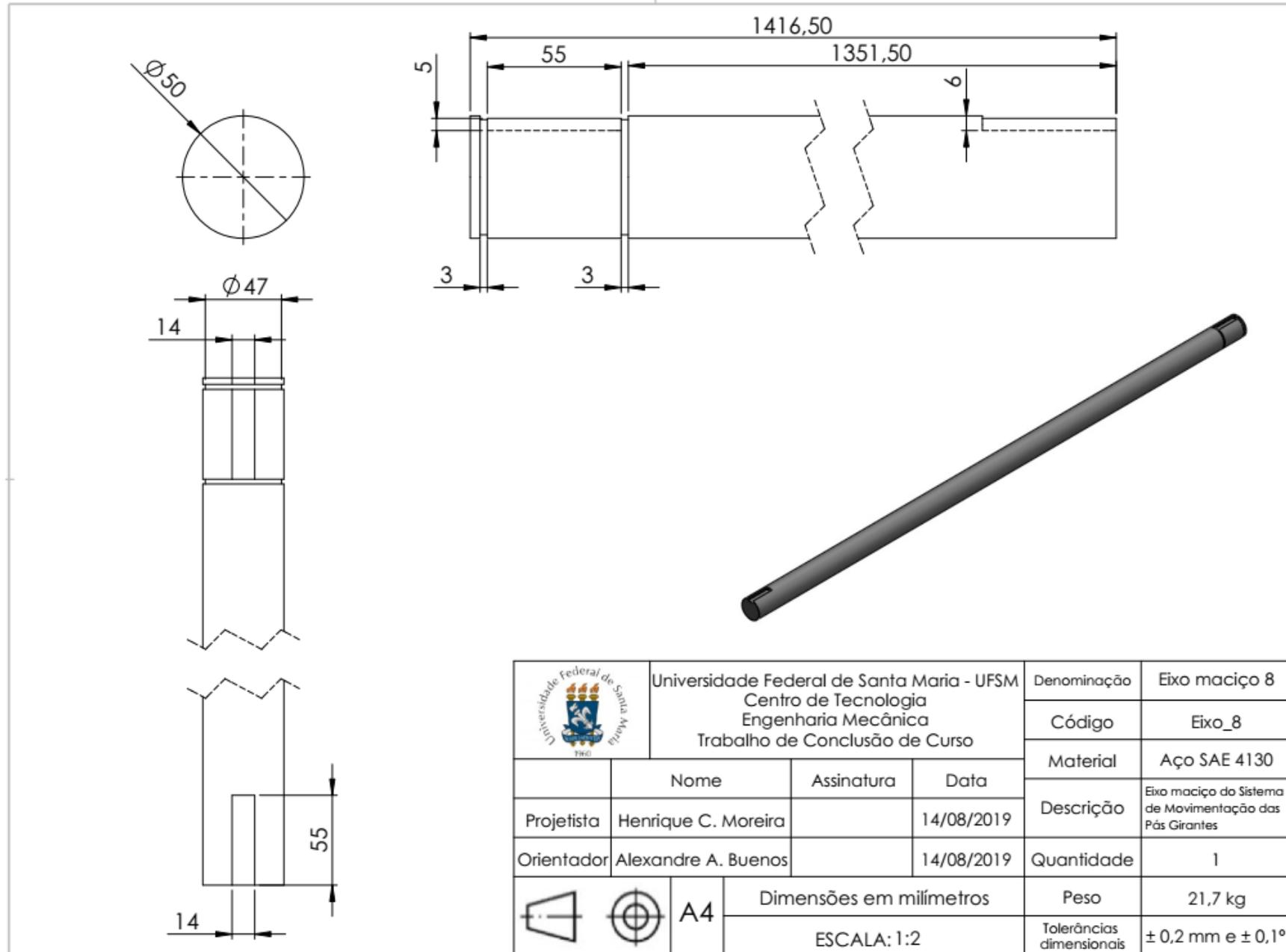


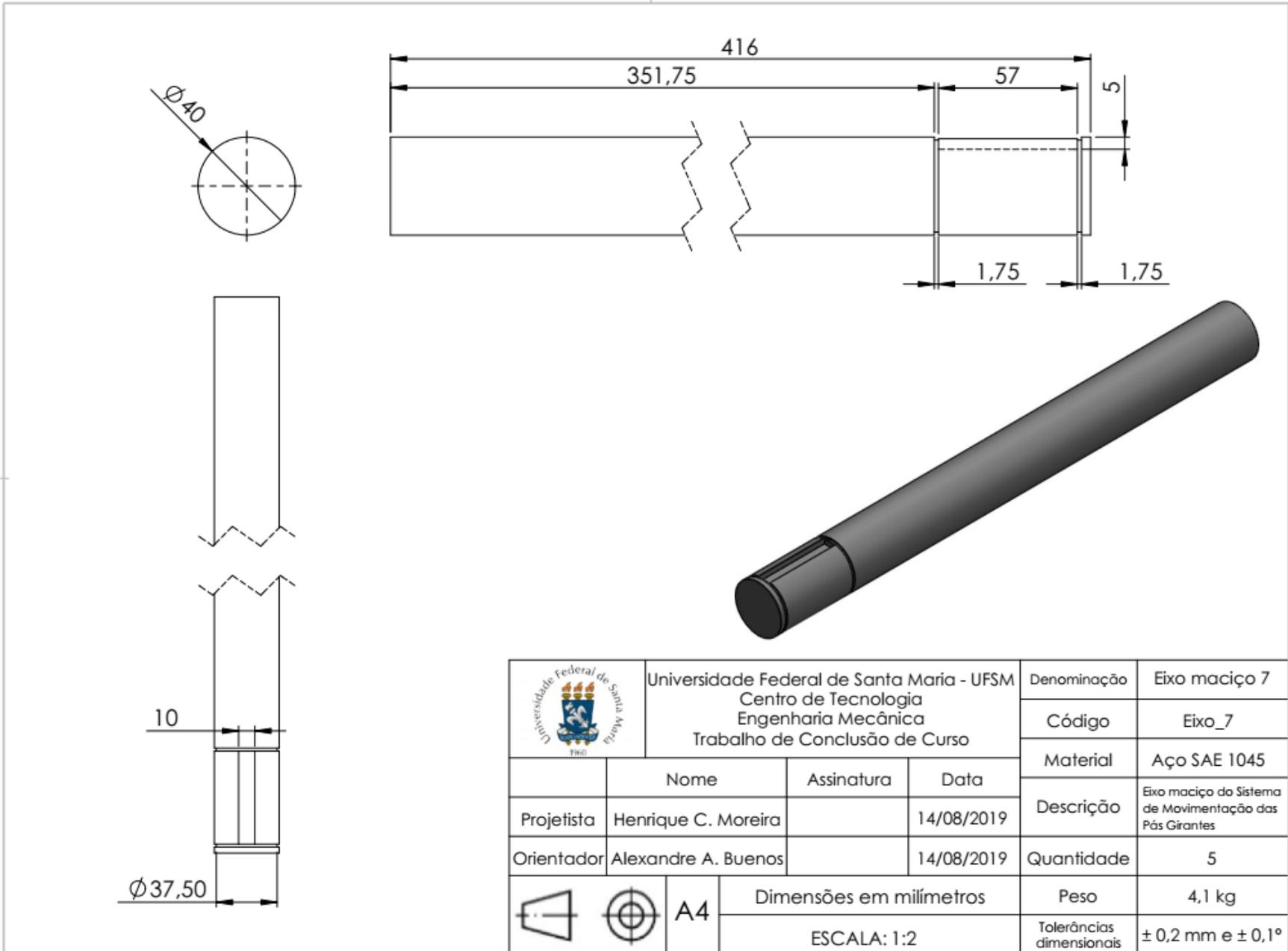
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Tampa do cubo
				Código	Tampa_cubo
				Material	Aço SAE 1020
Nome	Assinatura	Data	Descrição Tampa de fechamento do cubo do Sistema de Moviment. das Pás Gigantes	Quantidade	1
Projetista	Henrique C. Moreira	15/08/2019			
Orientador	Alexandre A. Buenos	15/08/2019			
	Dimensões em milímetros ESCALA: 1:8	Peso	88,5 kg		
		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°		



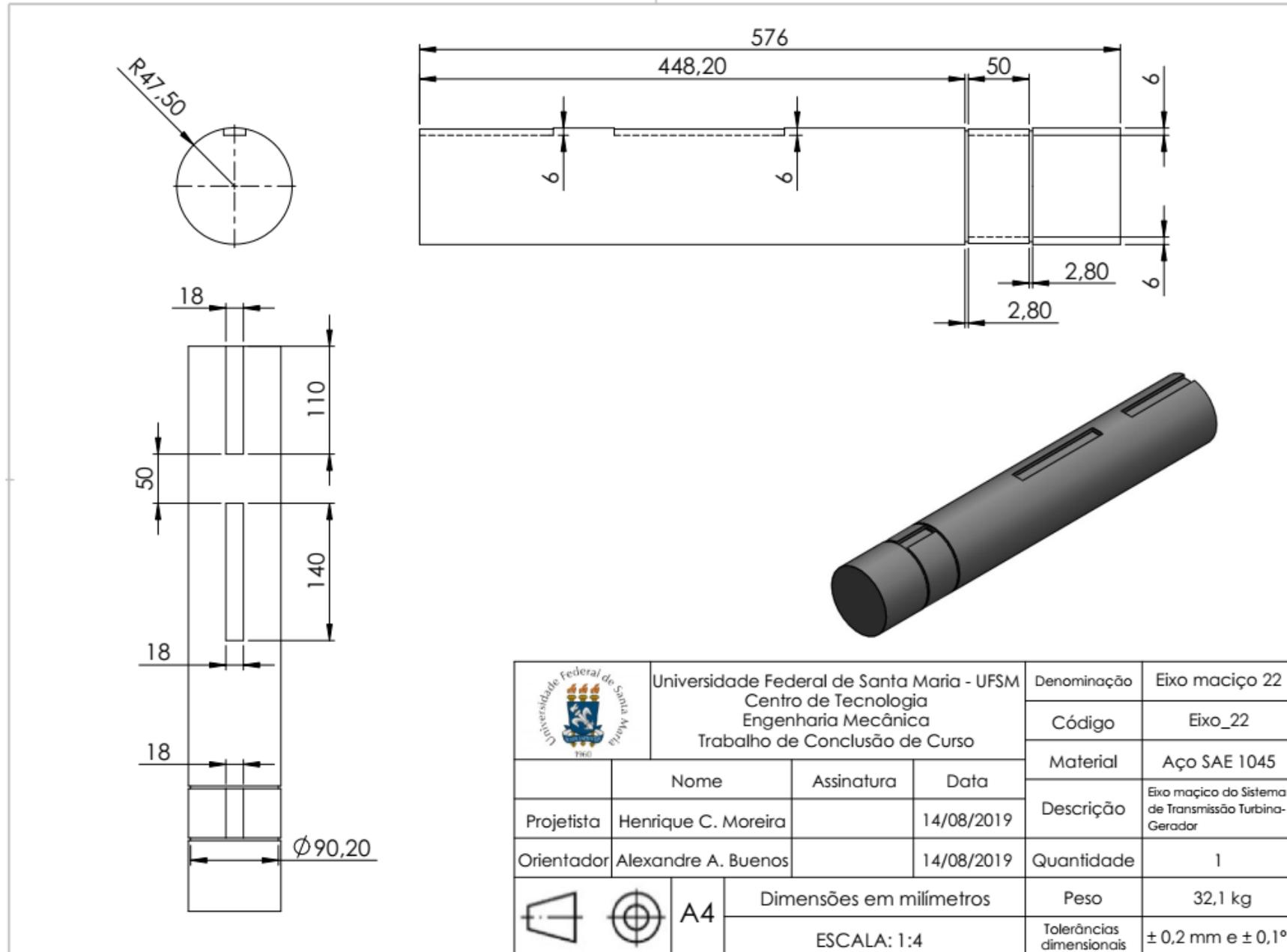
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Pá girante da turbina eólica
				Código	Pá_girante
Nome	Assinatura	Data	Material	Alumínio 6061-T4	
Projetista	Henrique C. Moreira	15/08/2019	Descrição	Cilindro vazado com rosca helicoidal sobre a superfície externa	
Orientador	Alexandre A. Buenos	15/08/2019	Quantidade	5	
	A4	Dimensões em milímetros		Peso	11,4 kg
		ESCALA:1:10		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

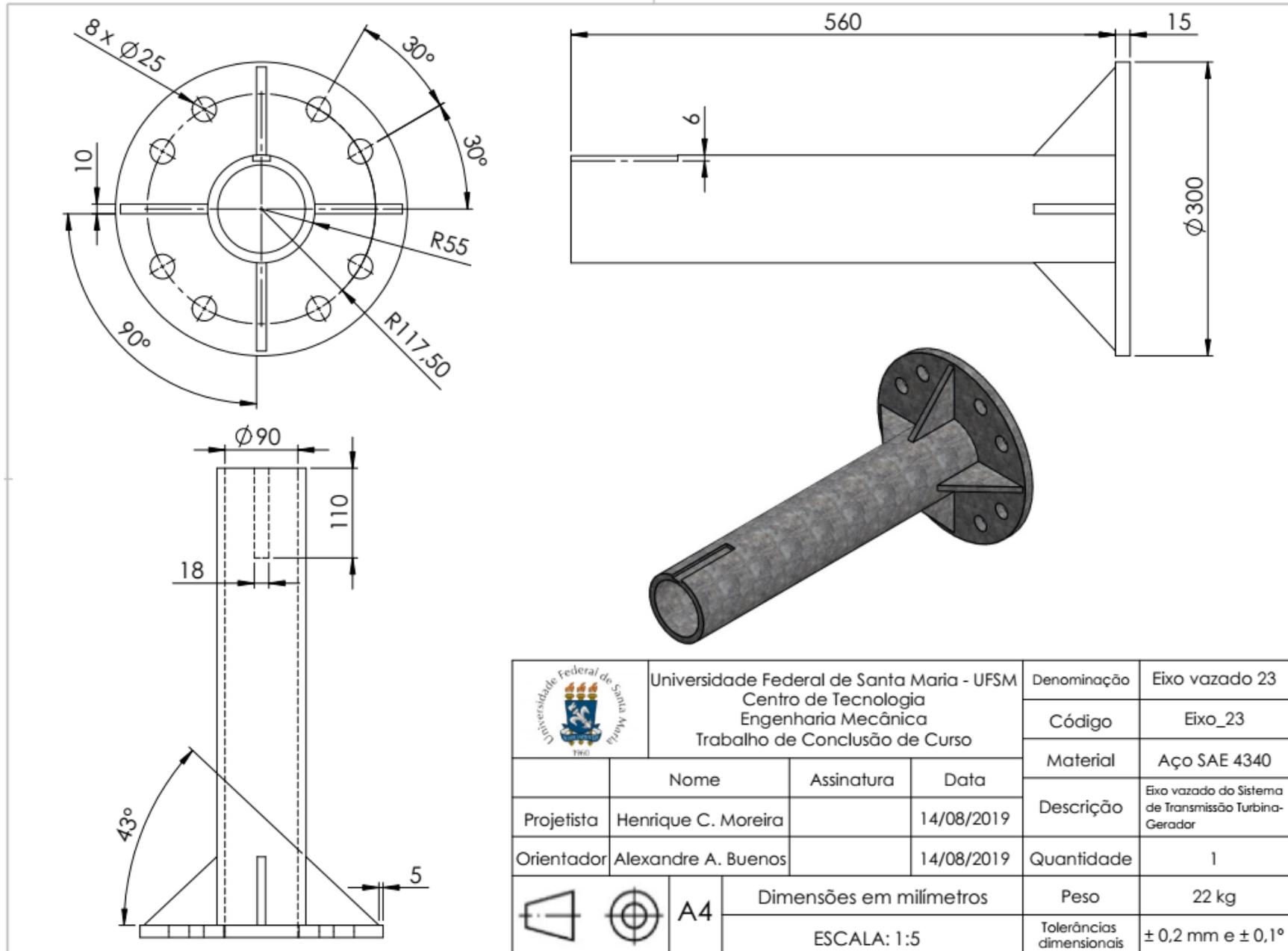


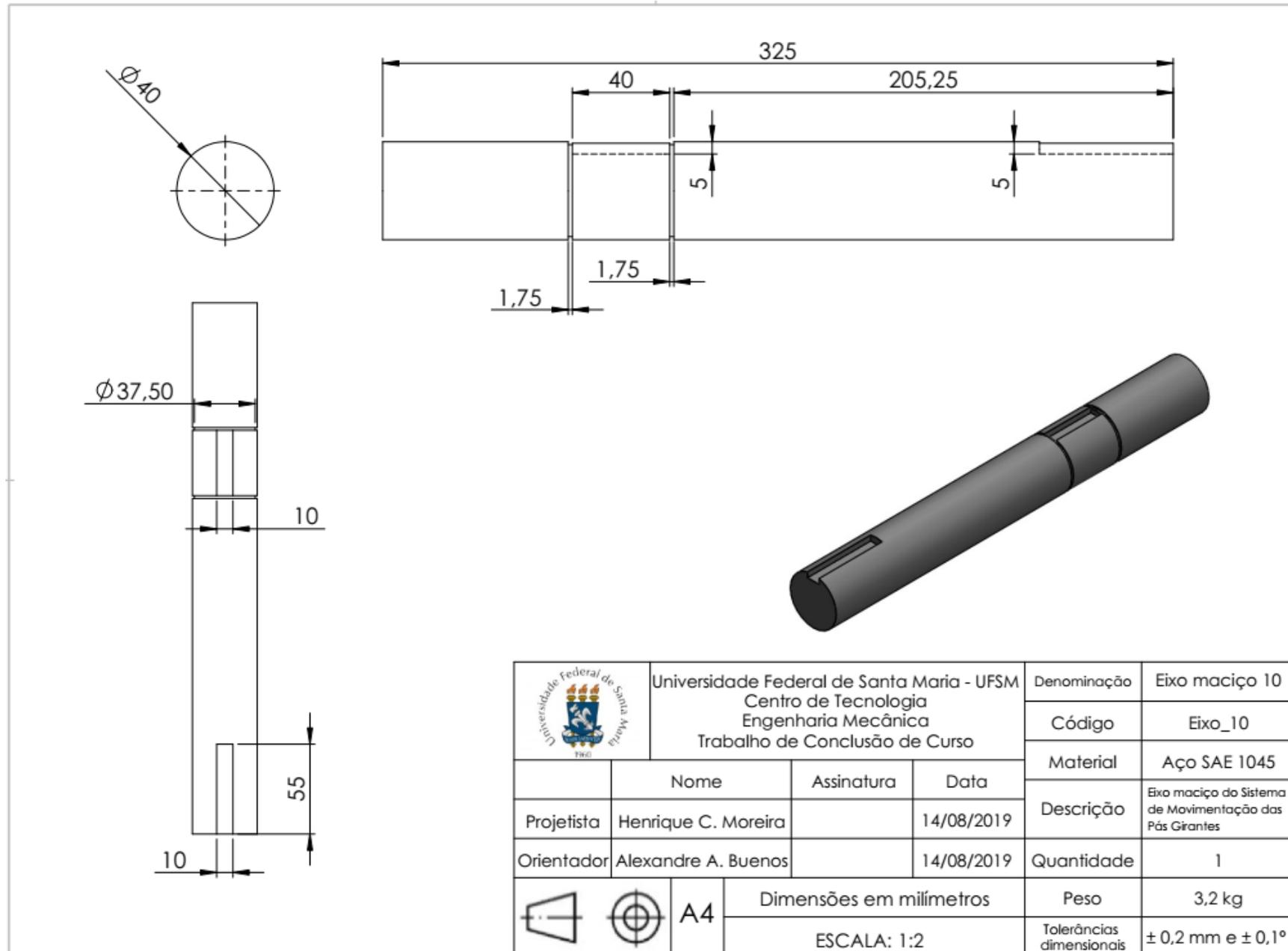


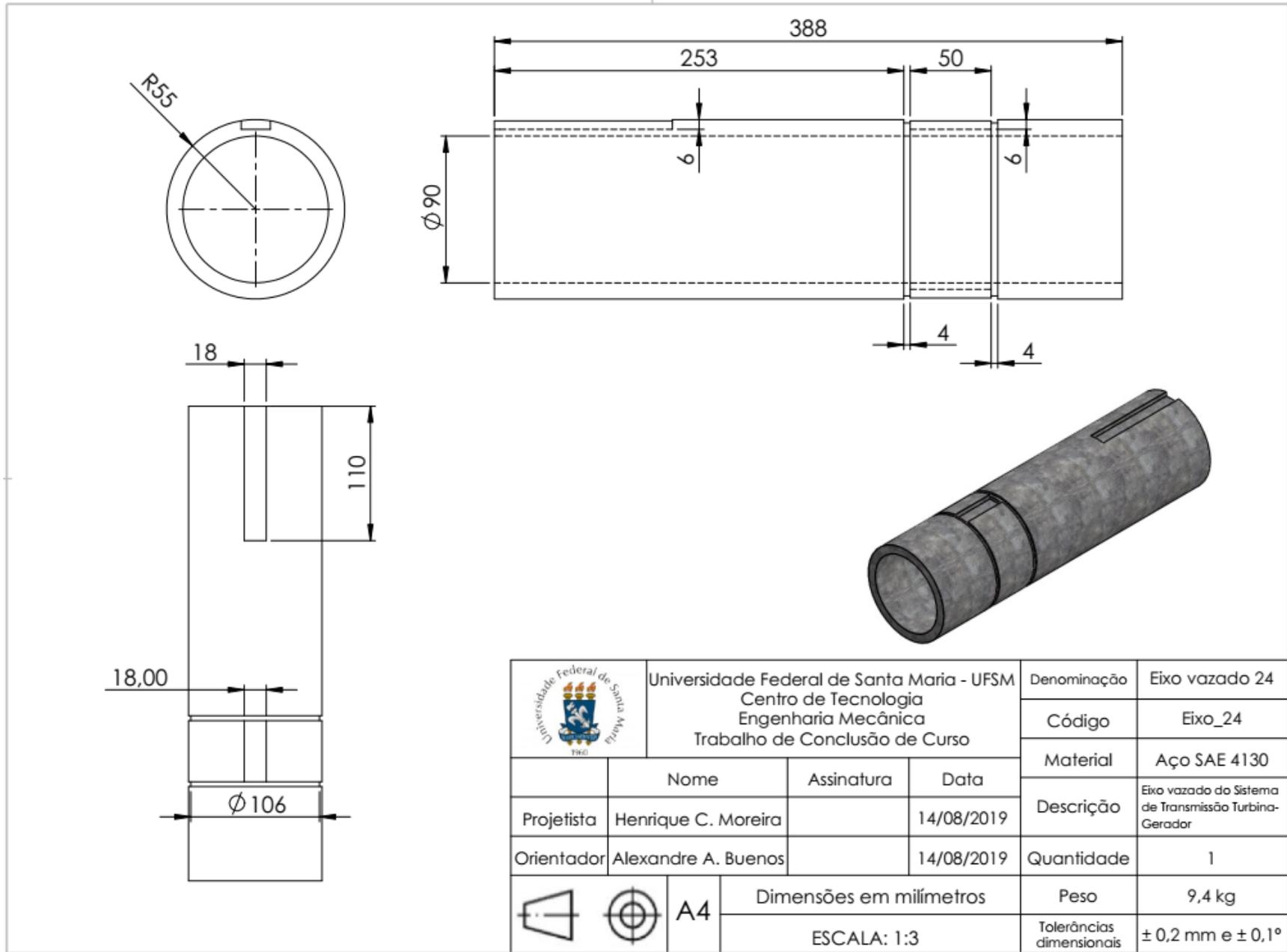


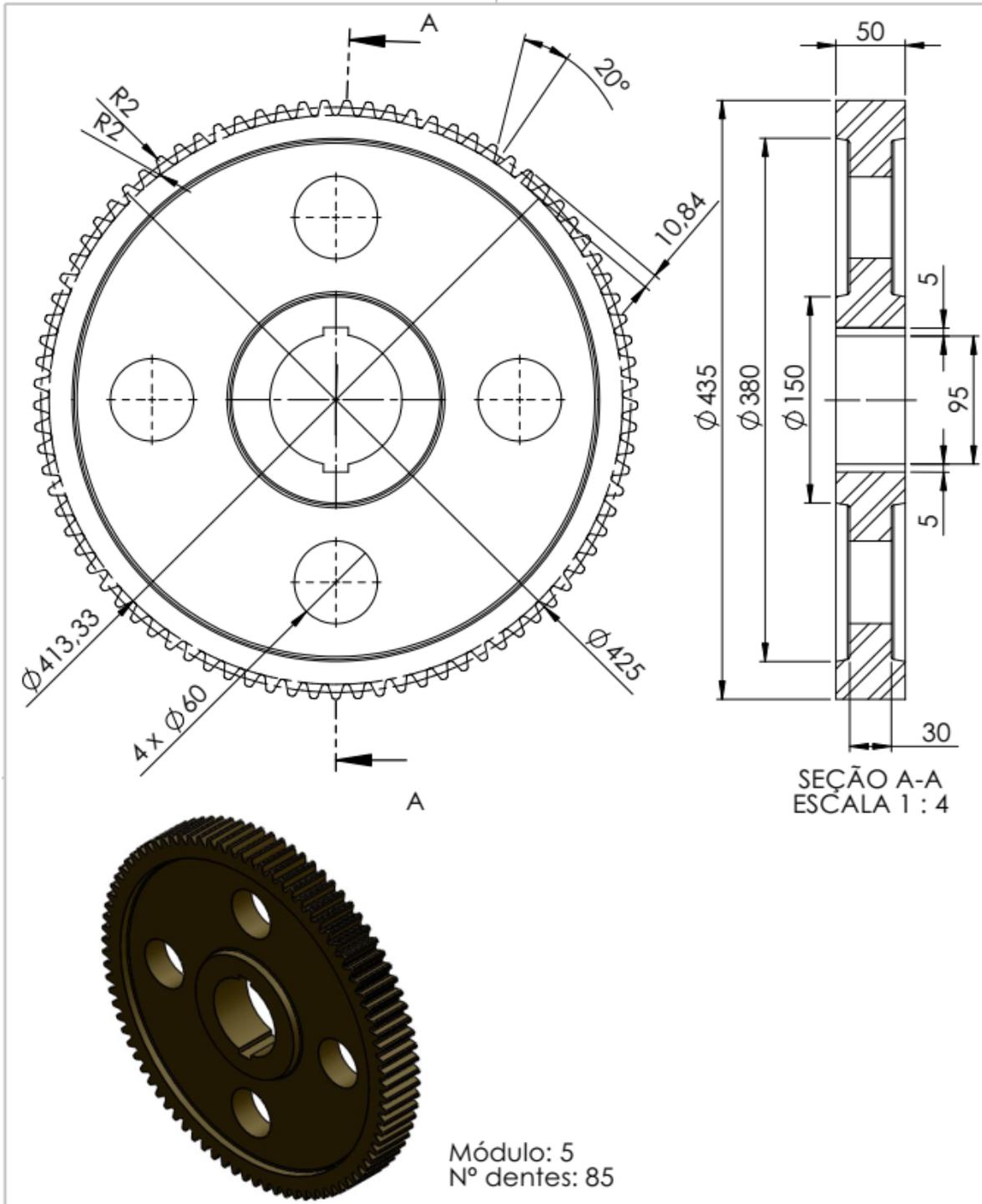
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Eixo maciço 7
				Código	Eixo_7
	Nome	Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Eixo maciço do Sistema de Movimentação das Pás Girantes
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	5
  A4	Dimensões em milímetros			Peso	4,1 kg
	ESCALA: 1:2			Tolerâncias dimensionais	$\pm 0,2 \text{ mm e } \pm 0,1^\circ$



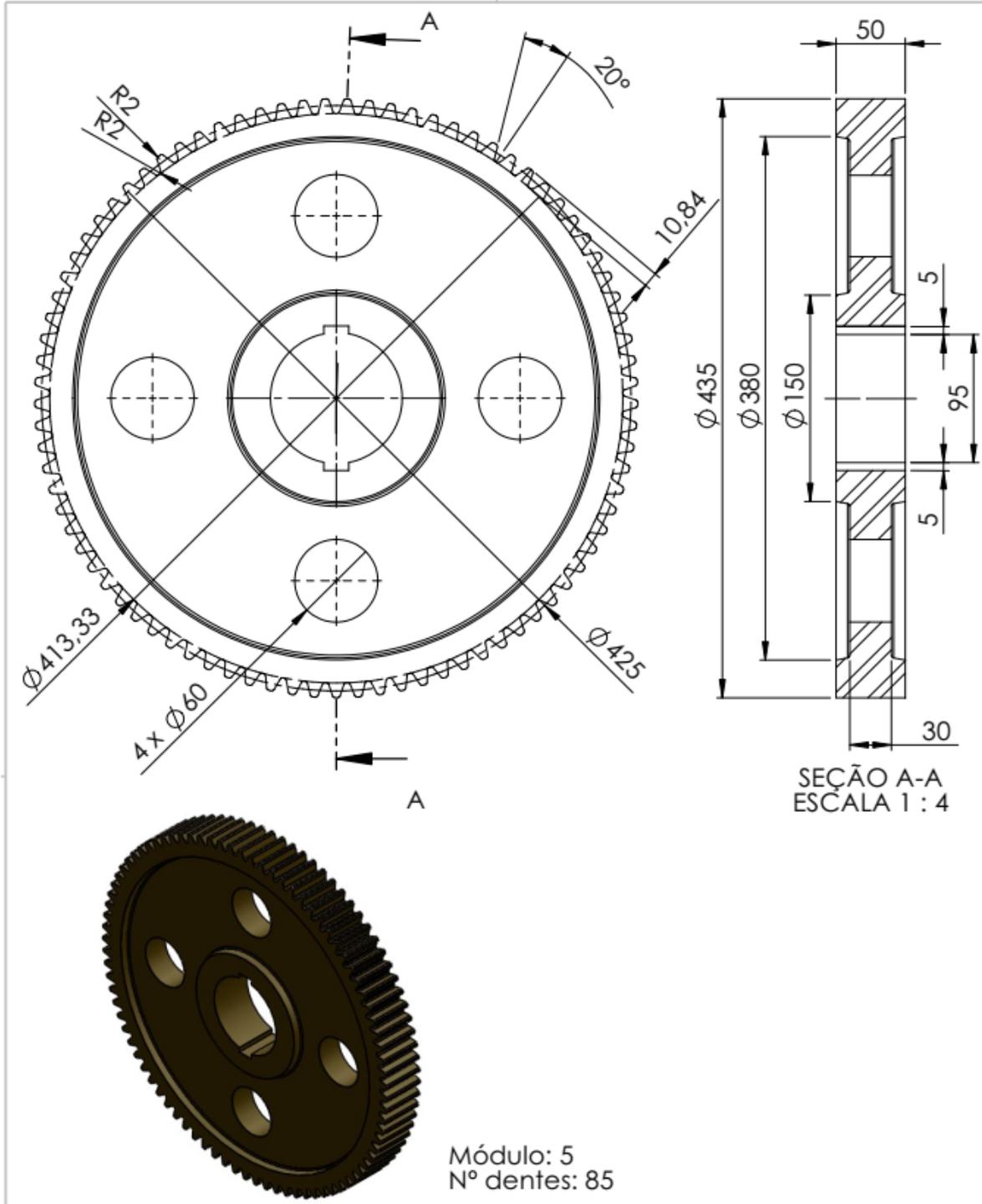




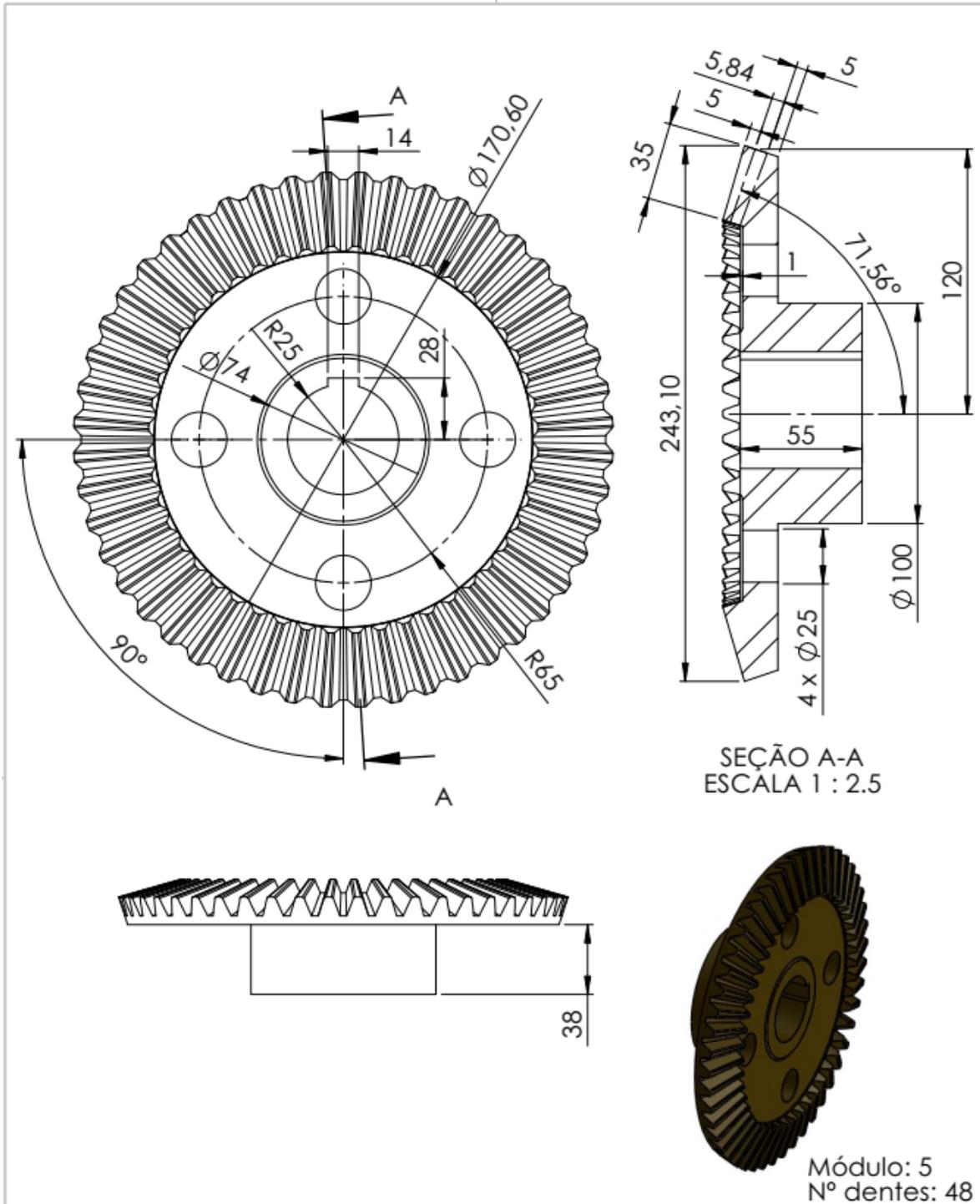




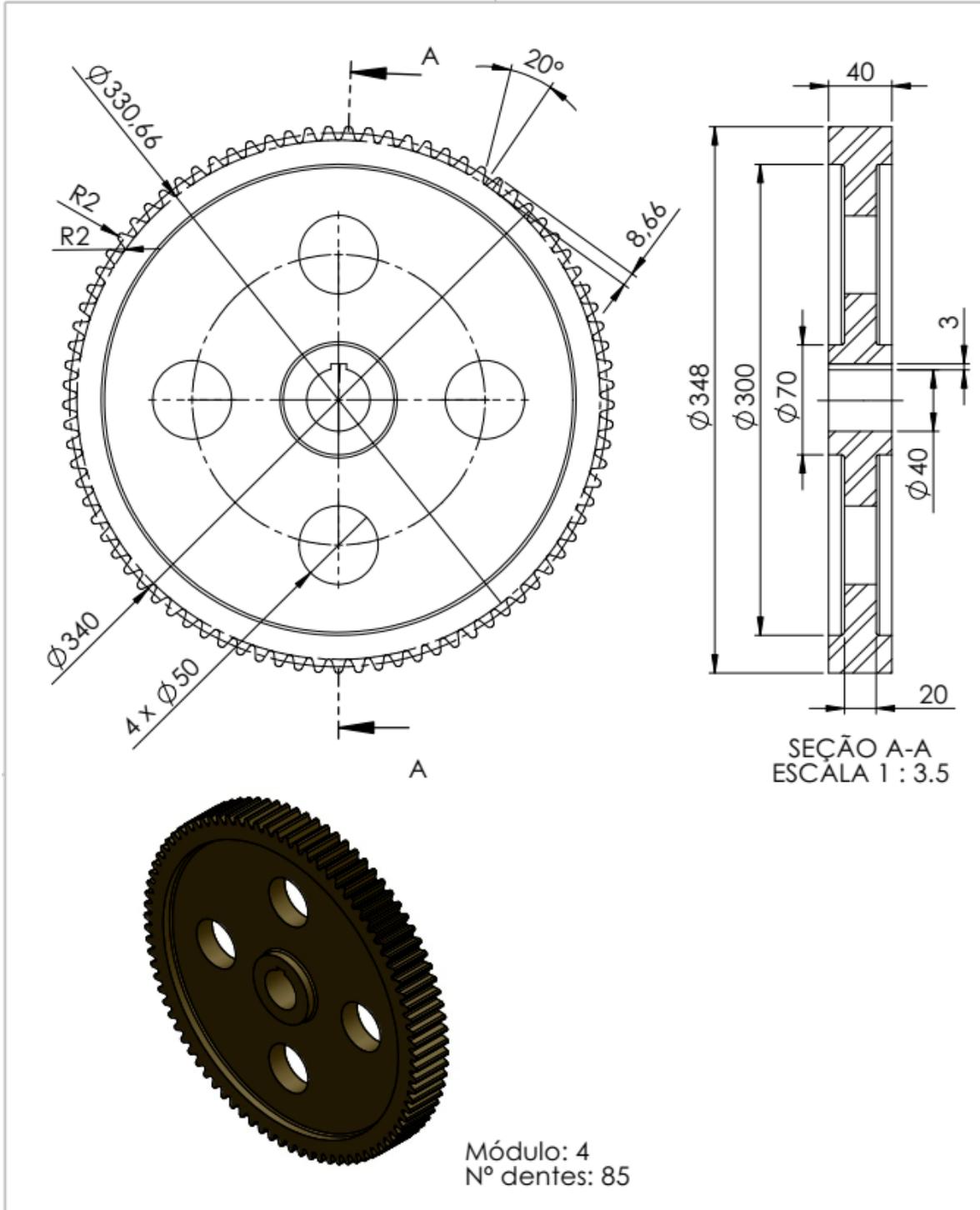
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Engrenagem cilíndrica de dentes retos "1"
				Código	Engren_i
Nome		Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Engrenagem cilíndrica de dentes retos do Sistema de Transm. Turbina-Gerador
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	1
  A4	Dimensões em milímetros			Peso	55,2 kg
	ESCALA:1:4			Tolerâncias dimensionais	±0,2 mm e ± 0,1°



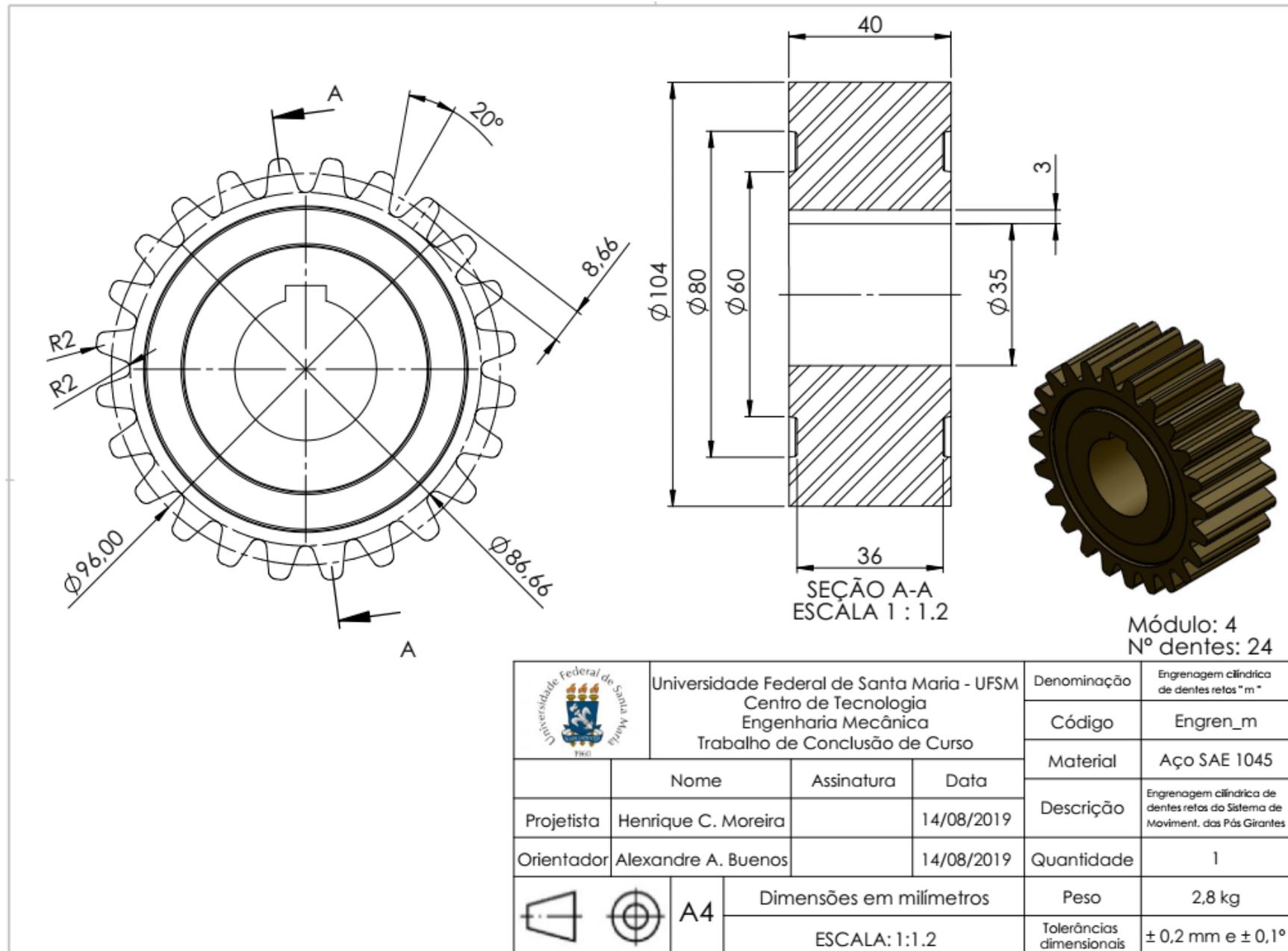
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Engrenagem cilíndrica de dentes retos "j"	
				Código	Engren_j	
	Nome	Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045	
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Engrenagem cilíndrica de dentes retos do Sistema de Transm. Turbina-Gerador	
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	1	
		A4	Dimensões em milímetros		Peso	55,2 kg
			ESCALA: 1:4		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

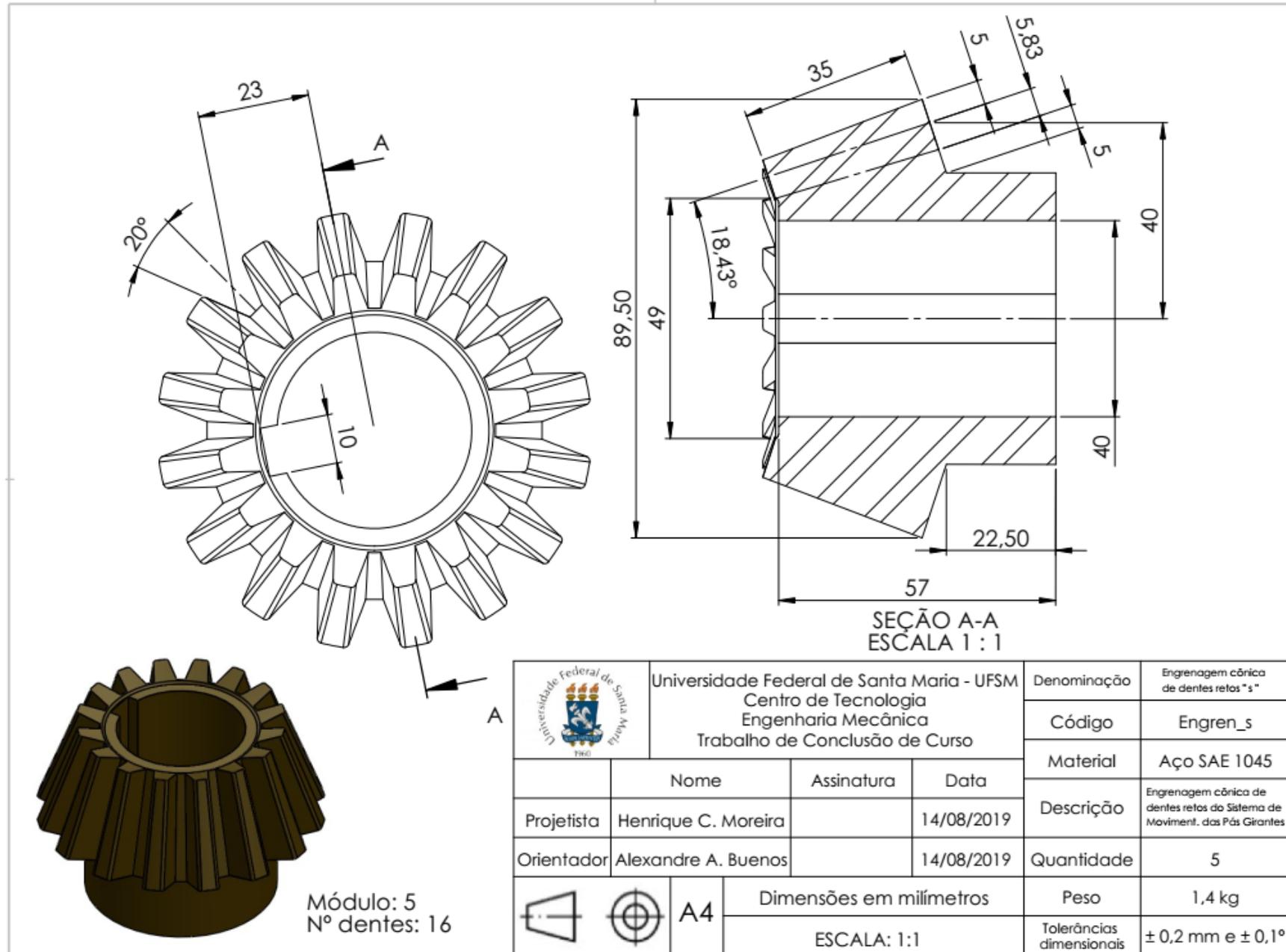


	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Engrenagem cônica de dentes retos "1"
				Código	Engren_t
	Nome	Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Engrenagem cônica de dentes retos do Sistema de Moviment. das Pás Gigantes
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	1
 	A4	Dimensões em milímetros		Peso	8,8 kg
		ESCALA: 1:2.5		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

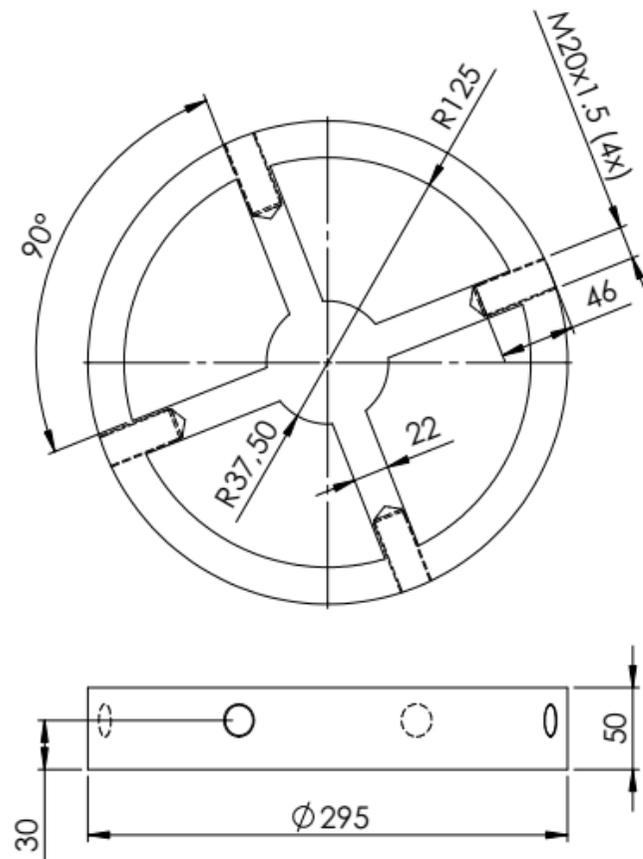


	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Engrenagem cilíndrica de dentes retos "n"
				Código	Engren_n
	Nome	Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Engrenagem cilíndrica de dentes retos do Sistema de Moviment. das Pás Girantes
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	1
 	A4	Dimensões em milímetros		Peso	28,2 kg
		ESCALA: 1:3.5		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°

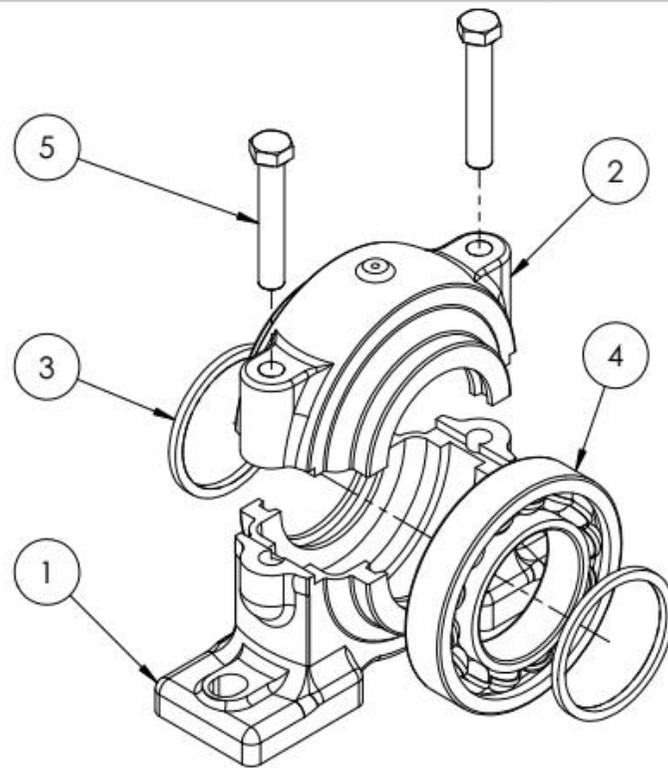




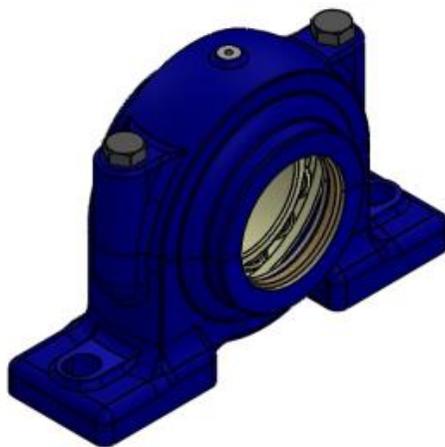
	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Engrenagem cônica de dentes retos "s"
				Código	Engren_s
			Material	Aço SAE 1045	
			Projeta	Descrição	Engrenagem cônica de dentes retos do Sistema de Moviment. das Pás Gigantes
			Assinatura		
			Data	Quantidade	5
			Projeta	Peso	1,4 kg
			Orientador		
			Assinatura	Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°
			Data		
			Projeta	Dimensões em milímetros	
			Orientador	ESCALA: 1:1	
			Projeta		
			Orientador		



	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Bosso de ligação
				Código	Bosso_lig.
	Nome	Assinatura	Data	Material	Aço SAE 1045
Projetista	Henrique C. Moreira		14/08/2019	Descrição	Bosso de ligação do Sistema de Moviment. das Pás Girantes
Orientador	Alexandre A. Buenos		14/08/2019	Quantidade	5
 	A4	Dimensões em milímetros		Peso	11,9 kg
		ESCALA: 1:4		Tolerâncias dimensionais	± 0,2 mm e ± 0,1°



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Mancal de rolamento - parte inferior	1
2	Mancal de rolamento - parte superior	1
3	Anel retentor	2
4	Rolamento NSK nº 1222 - autocompensador de esferas - 100x200x38	1
5	Parafuso sextavado ISO - M20x120	2



	Universidade Federal de Santa Maria - UFSM Centro de Tecnologia Engenharia Mecânica Trabalho de Conclusão de Curso			Denominação	Mancal de rolamento NSK - Caixa Standard nº 5N 3124	
				Código	Mancal_rolam.	
	Nome	Assinatura	Data	Material	—	
Projetista	Henrique C. Moreira		20/08/2019	Descrição	Mancal de rolamento do Sistema de Transmissão Turbina-Gerador	
Orientador	Alexandre A. Buenos		20/08/2019	Quantidade	2	
		A4	Dimensões em milímetros		Peso	—
			ESCALA: 1:5		Tolerâncias dimensionais	$\pm 0,2 \text{ mm e } \pm 0,1^\circ$

ANEXO A – CATÁLOGO DE MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICO IP55 WEG

Motor Trifásico IP55



CARACTERÍSTICAS ELÉTRICAS

Potência cv	kW	Carcaça	RPM	Corrente nominal em 220V (A)	Corrente com rotor bloqueado I _b /I _n	Conjugado nominal C _n (kgfm)	Conjugado com rotor bloqueado C _b /C _n	Conjugado máximo C _{max} /C _n	Rendimento η%			Fator de potência Cos φ			Fator de serviço F S	Momento de inércia J (kgm²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s) a quente	Nível médio de pressão sonora dB (A)	Peso aprox. (kg)
									50	75	100	50	75	1a00					

6 Pólos - 60 Hz

0,16	0,12	63	1130	1,17	3,3	0,10	2,4	2,4	36,0	42,0	46,3	0,46	0,52	0,58	1,15	0,00067	16	47	8
0,25	0,18	71	1090	1,35	3,0	0,16	2,0	2,0	45,0	51,0	56,4	0,46	0,54	0,62	1,15	0,00056	40	47	10
0,33	0,25	71	1100	1,85	3,3	0,22	2,2	2,3	50,0	56,0	58,1	0,45	0,54	0,61	1,15	0,00079	28	47	11
0,50	0,37	80	1150	2,51	4,3	0,31	2,6	2,8	46,0	55,4	62,3	0,44	0,53	0,62	1,15	0,00242	10	47	14
0,75	0,55	80	1150	3,49	4,9	0,47	3,0	3,1	56,0	63,3	65,6	0,44	0,54	0,63	1,15	0,00328	10	47	16
1,0	0,75	90S	1130	3,77	5,3	0,65	2,4	2,7	70,0	73,5	74,5	0,48	0,61	0,70	1,15	0,00504	14	49	19
1,5	1,1	90S	1130	5,50	5,3	0,95	2,5	2,7	70,0	73,0	75,0	0,48	0,60	0,70	1,15	0,00560	9	49	20
2,0	1,5	100L	1150	7,21	5,8	1,27	2,4	2,8	75,0	76,5	78,0	0,48	0,61	0,70	1,15	0,01121	14	48	29
3,0	2,2	100L	1140	10,2	5,5	1,88	2,4	2,7	75,0	77,0	78,5	0,54	0,64	0,72	1,15	0,01289	10	48	34
4,0	3,0	112M	1145	12,8	5,8	2,55	2,1	2,4	78,0	80,5	81,0	0,59	0,69	0,76	1,15	0,02243	7	52	42
5,0	3,7	132S	1160	15,4	6,8	3,11	2,0	2,4	82,5	84,0	84,0	0,55	0,66	0,75	1,15	0,04264	10	55	62
6,0	4,5	132S	1160	18,7	6,7	3,78	2,1	2,6	83,0	84,0	84,0	0,57	0,69	0,75	1,15	0,05039	9	55	65
7,5	5,5	132M	1160	22,1	7,0	4,62	2,2	2,6	83,0	84,5	85,0	0,58	0,70	0,77	1,15	0,05815	12	55	75
10	7,5	132M	1160	30,4	6,5	6,30	2,1	2,5	84,0	85,7	86,3	0,56	0,68	0,75	1,15	0,06590	10	55	76
12,5	9,2	160M	1160	33,5	6,0	7,72	2,3	2,5	86,0	87,0	88,0	0,66	0,77	0,82	1,15	0,12209	11	59	102
15	11	160M	1170	40,3	6,5	9,16	2,5	2,8	88,0	89,0	89,5	0,62	0,74	0,80	1,15	0,16518	9	59	125
20	15	160L	1170	56,4	7,5	12,5	2,6	2,9	88,5	89,0	89,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,18673	6	59	139
25	18,5	180L	1165	59,8	7,9	15,5	2,6	2,8	89,0	89,6	90,2	0,79	0,87	0,90	1,15	0,30337	7	59	180
30	22	200L	1175	74,6	6,0	18,2	2,1	2,3	89,5	90,7	91,0	0,75	0,81	0,85	1,15	0,41258	22	62	227
40	30	200L	1175	102	6,0	24,9	2,2	2,3	90,0	91,0	91,7	0,74	0,81	0,84	1,15	0,44846	15	62	244
50	37	225S/M	1180	126	8,4	30,5	3,2	3,3	88,0	90,8	91,7	0,71	0,79	0,84	1,00	1,08256	17	65	390
60	45	250S/M	1180	148	7,8	37,1	2,9	2,8	90,0	91,2	91,7	0,79	0,85	0,87	1,00	1,22377	17	65	438
75	55	250S/M	1185	183	7,6	45,2	3,0	3,0	90,5	92,0	93,0	0,71	0,80	0,85	1,00	1,55324	18	65	510
100	75	280S/M	1185	255	6,5	61,6	2,4	2,5	90,2	92,2	93,0	0,67	0,78	0,83	1,00	2,64298	28	70	651
125	90	280S/M	1185	302	6,0	74,0	2,3	2,4	91,5	92,5	93,0	0,70	0,80	0,84	1,00	3,10263	34	70	705
150	110	315S/M	1185	370	7,0	90,4	2,5	2,5	91,5	93,0	94,1	0,68	0,78	0,83	1,00	4,59649	31	73	950
175	132	315S/M	1185	449	7,0	108	2,6	2,6	92,0	93,4	94,1	0,67	0,78	0,82	1,00	5,28596	25	73	987
200	150	315S/M	1185	516	7,6	123	2,8	2,8	91,0	93,0	94,1	0,62	0,74	0,81	1,00	5,28596	21	73	992
200	150	355M/L	1190	523	6,5	123	1,8	2,2	91,8	93,5	94,1	0,66	0,76	0,80	1,00	8,57816	75	77	1303
250	185	355M/L	1190	638	6,2	151	1,9	2,1	92,7	93,7	94,0	0,69	0,78	0,81	1,00	9,53128	74	77	1480
300	220	355M/L	1190	754	6,9	180	1,9	2,2	93,0	94,2	94,5	0,65	0,75	0,81	1,00	10,96100	64	77	1590
350	260	355M/L	1190	877	6,5	213	2,0	2,1	93,0	94,7	94,9	0,71	0,79	0,82	1,00	13,82040	73	77	1795
400	300	355M/L	1190	1010	6,5	246	2,0	2,1	93,7	94,5	94,9	0,69	0,78	0,82	1,00	14,77350	63	77	1860
450	330	355M/L	1190	1130	6,2	270	1,8	1,9	93,9	94,7	95,0	0,68	0,76	0,81	1,00	15,48830	53	77	1915

8 Pólos - 60 Hz

0,16	0,12	71	805	1,16	2,5	0,15	2,0	2,2	40,7	45,2	50,2	0,39	0,48	0,54	1,15	0,00079	66	45	11
0,25	0,18	80	865	1,87	3,2	0,20	3,0	3,1	38,3	44,8	50,5	0,40	0,46	0,50	1,15	0,00242	20	46	14
0,33	0,25	80	860	2,34	3,5	0,28	2,9	3,0	39,0	46,5	52,0	0,43	0,49	0,54	1,15	0,00294	16	46	15
0,50	0,37	90S	850	2,51	3,8	0,42	2,0	2,1	52,0	58,5	62,3	0,42	0,53	0,62	1,15	0,00504	22	47	19
0,75	0,55	90L	830	3,39	3,6	0,65	1,9	2,0	58,0	63,0	64,5	0,45	0,56	0,66	1,15	0,00560	20	47	22
1,0	0,75	90L	820	4,39	3,6	0,89	1,8	2,0	62,5	64,0	66,0	0,45	0,60	0,68	1,15	0,00672	15	47	23
1,5	1,1	100L	860	6,33	4,2	1,25	1,9	2,4	65,0	72,0	73,5	0,40	0,50	0,62	1,15	0,01289	24	54	30
2,0	1,5	112M	855	7,55	5,0	1,71	2,4	2,6	75,0	78,0	79,0	0,45	0,57	0,66	1,15	0,01869	25	50	37
3,0	2,2	132S	860	9,75	6,0	2,49	2,1	2,6	77,0	79,5	80,0	0,53	0,66	0,74	1,15	0,06022	18	52	65
4,0	3,0	132M	865	13,4	7,3	3,38	2,5	3,0	77,0	80,0	81,3	0,53	0,65	0,72	1,15	0,08531	14	52	75
5,0	3,7	132M	865	16,1	6,9	4,17	2,4	2,8	77,7	81,5	82,7	0,55	0,67	0,73	1,15	0,08531	13	52	75
5,0	3,7	132M/L	865	16,0	7,3	4,17	2,3	3,0	79,0	82,0	83,0	0,53	0,65	0,73	1,15	0,09535	13	52	80
6,0	4,5	160M	875	19,4	5,2	5,01	2,1	2,5	81,0	83,5	84,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,12209	29	54	110
7,5	5,5	160M	875	23,6	5,2	6,12	2,2	2,6	82,5	85,0	86,0	0,50	0,63	0,71	1,15	0,14364	28	54	120
10	7,5	160L	875	31,2	5,3	8,35	2,2	2,5	84,0	86,6	87,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,16518	19	54	127
12,5	9,2	180M	875	33,5	7,6	10,2	2,4	2,7	86,0	87,3	88,0	0,68	0,76	0,82	1,15	0,24821	10	54	156
15	11	180L	875	39,3	7,9	12,2	2,4	2,7	86,5	87,5	88,5	0,70	0,77	0,83	1,15	0,26200	7	54	167
20	15	180L	870	53,0	7,6	16,8	2,4	2,7	86,5	88,0	89,5	0,71	0,79	0,83	1,15	0,33095	6	54	190
25	18,5	200L	880	73,7	4,8	20,5	2,0	2,0	86,5	88,2	89,0	0,56	0,68	0,74	1,15	0,41258	22	56	225
30	22	225S/M	880	77,1	8,0	24,4	2,2	2,8	86,5	89,5	90,2	0,68	0,78	0,83	1	0,84722	16	60	341
40	30	225S/M	880	103	7,7	33,2	2,1	2,7	88,8	89,6	90,2	0,72	0,81	0,85	1	0,98842	15	60	365
50	37	250S/M	880	129	8,6	41,0	2,4	3,0	89,5	90,3	91,0	0,65	0,76	0,83	1	1,22377	11	60	436
60	45	250S/M	880	158	8,0	49,8	2,3	2,9	89,5	90,3	91,0	0,67	0,77	0,82	1	1,36497	12	60	460
75	55	280S/M	890	194	7,6	60,2	2,2	2,3	90,5	91,5	92,0	0,66	0,76	0,81	1	2,64298	23	63	660
100	75	280S/M	890	278	8,3	82,1	2,5	2,5	90,5	91,5	92,0	0,60	0,70	0,77	1	3,44737	13	63	780
125	90	315S/M	890	323	8,3	98,5	2,4	2,4	91,0	91,8	92,5	0,65	0,75	0,79	1	4,36666	14	66	877
150	110	315S/M	890	395	8,4	120	2,6	2,6	91,0	91,8	92,5	0,65	0,75	0,79	1	5,28596	13	66	970
175	132	355M/L	890	456	6,3	144	1,1	2,1	91,0	93,1	93,8	0,65	0,75	0,81	1	11,93240	47	75	1444
200	150	355M/L	890	534	7,0	164	1,5	2,1	92,0	93,8	94,5	0,63	0,73	0,78	1	14,75850	42	75	1600
250	185	355M/L	890	654	7,0	202	1,4	2,1	91,5	92,9	93,9	0,62	0,74	0,79	1	16,32860	34	75	1690
300	220	355M/L	890	768	7,0	241	1,5	2,1	92,4	93,8	94,0	0,66	0,75	0,80	1	19,46870	36	75	1767
350	260	355M/L	890	901	7,2	285	1,5	2,1	91,2</										

ANEXO B – CATÁLOGO DE MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICO ALTO RENDIMENTO PLUS WEG

Motor Trifásico Alto Rendimento Plus



CARACTERÍSTICAS ELÉTRICAS

Potência		Carcaça	RPM	Corrente nominal em 220V (A)	Corrente com rotor bloqueado I _b /I _n	Conjugado nominal C _n (kgfm)	Conjugado com rotor bloqueado C _p /C _n	Conjugado máximo C _{max} /C _n	Rendimento η %			Fator de potência Cos φ			Fator de serviço FS	Momento de inércia J (kgm²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s) a quente	Nível médio de pressão sonora dB (A)	Peso aprox. (kg)
cv	kW								% da potência nominal										
					50	75	100	50	75	100									

6 Pólos - 60 Hz

0,25	0,18	71	1090	1,29	3	0,16	2,0	2,0	53,0	60,0	62,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,00056	40	47	10
0,33	0,25	71	1100	1,74	3,5	0,22	2,2	2,3	56,0	62,0	64,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,00079	28	47	11
0,5	0,37	80	1145	2,23	5	0,31	2,3	2,5	55,0	62,0	66,9	0,45	0,55	0,65	1,15	0,00242	10	47	14
0,75	0,55	80	1145	3,11	5,1	0,47	2,6	2,7	65,0	70,6	72,5	0,43	0,55	0,64	1,15	0,00328	9	47	16
1	0,75	90S	1150	3,51	5,7	0,64	2,5	2,8	77,0	79,5	80,0	0,48	0,60	0,70	1,15	0,00560	15	49	21
1,5	1,1	90S	1120	5,07	5,3	0,96	2,0	2,3	75,0	77,0	77,0	0,54	0,65	0,74	1,15	0,00560	10	49	20
2	1,5	100L	1150	6,73	6,5	1,27	2,4	2,8	80,0	82,3	83,5	0,48	0,60	0,70	1,15	0,01289	19	48	30
3	2,2	100L	1145	10,1	6,5	1,87	2,4	2,8	79,0	82,0	83,0	0,48	0,60	0,69	1,15	0,01457	11	48	32
4	3	112M	1150	12,5	6,5	2,54	2,7	2,8	85,0	86,0	86,5	0,55	0,67	0,73	1,15	0,02617	12	52	44
5	3,7	132S	1160	14,8	6	3,11	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,68	0,75	1,15	0,05039	23	55	62
6	4,5	132S	1160	18,2	6	3,78	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,67	0,74	1,15	0,05427	21	55	65
7,5	5,5	132M	1165	22,3	7	4,60	2,2	2,5	86,3	87,8	88,5	0,53	0,65	0,73	1,15	0,06590	13	55	75
10	7,5	132M/L	1160	28,9	6	6,30	2,2	2,4	87,0	88,0	88,5	0,58	0,70	0,77	1,15	0,08141	17	55	90
12,5	9,2	160M	1160	32,9	6	7,72	2,1	2,5	88,0	89,0	89,5	0,66	0,76	0,82	1,15	0,13645	11	59	122
15	11	160M	1170	40,5	6,5	9,16	2,5	2,8	89,5	90,0	90,2	0,60	0,72	0,79	1,15	0,16518	11	59	130
20	15	160L	1170	55,2	7	12,5	2,5	2,8	89,5	90,0	90,2	0,60	0,72	0,79	1,15	0,18673	7	59	139
25	18,5	180L	1170	60,2	8,5	15,4	2,6	3,2	91,0	91,5	91,7	0,75	0,84	0,88	1,15	0,30337	7	59	180
30	22	200L	1175	76,1	6	18,2	2,1	2,2	91,5	92,0	92,5	0,70	0,78	0,82	1,15	0,41258	27	62	232
40	30	200L	1175	103	6	24,9	2,2	2,2	92,0	92,6	93,0	0,68	0,77	0,82	1,15	0,44846	19	62	244
50	37	225S/M	1180	126	7	30,5	2,7	2,8	91,7	92,5	93,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,98842	26	65	370
60	45	250S/M	1180	154	7	37,1	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,66	0,76	0,82	1,15	1,22377	23	65	425
75	55	250S/M	1180	188	7	45,4	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,67	0,77	0,82	1,15	1,36497	18	65	453
100	75	280S/M	1185	249	6	61,6	2,1	2,4	93,0	93,6	94,1	0,72	0,80	0,84	1,15	3,10263	37	70	680
125	90	280S/M	1185	299	6	74,0	2,2	2,4	93,2	93,7	94,1	0,72	0,81	0,84	1,15	3,67719	33	70	760
150	110	315S/M	1185	362	6,5	90,4	2,2	2,5	94,0	94,5	95,0	0,73	0,81	0,84	1,15	4,36666	31	73	820
175	132	315S/M	1185	439	6,5	108,0	2,3	2,5	94,2	94,7	95,0	0,70	0,79	0,83	1,15	5,28596	30	73	987
200	150	315S/M	1185	499	7	123,0	2,3	2,5	94,0	94,6	95,0	0,67	0,77	0,83	1,15	5,28596	25	73	990
250	185	355M/L	1190	646	6,2	151,0	1,9	2,2	93,5	94,8	95,2	0,65	0,75	0,79	1,15	9,53128	74	77	1480
300	220	355M/L	1190	756	6	180,0	1,8	2,0	94,0	95,0	95,4	0,70	0,78	0,80	1,15	10,96100	64	77	1590
350	260	355M/L	1190	893	6,5	213,0	2,0	2,1	94,0	95,2	95,5	0,67	0,76	0,80	1,15	13,82040	73	77	1795
400	300	355M/L	1190	1040	6,5	246,0	2,0	2,1	94,3	95,3	95,7	0,65	0,75	0,79	1,15	14,77350	63	77	1860
450	330	355M/L	1190	1130	6,2	270,0	1,8	1,9	94,5	95,5	96,0	0,65	0,74	0,80	1,15	15,48830	53	77	1915

8 Pólos - 60 Hz

0,16	0,12	71	805	1,17	2,5	0,15	2,0	2,2	42,0	48,0	53,0	0,35	0,43	0,51	1,15	0,00079	66	45	11
0,25	0,18	80	865	1,77	3,2	0,20	3,0	3,1	39,5	46,5	53,5	0,38	0,44	0,50	1,15	0,00242	20	46	14
0,33	0,25	80	860	2,29	3,5	0,28	2,9	3,0	42,5	50,0	55,0	0,40	0,47	0,52	1,15	0,00294	16	46	16
0,50	0,37	90S	840	2,45	3,8	0,43	1,9	2,0	57,0	61,5	65,0	0,40	0,50	0,61	1,15	0,00504	27	47	19
0,75	0,55	90L	820	3,36	3,6	0,65	1,9	2,0	59,0	64,0	66,0	0,44	0,55	0,65	1,15	0,00560	21	47	22
1	0,75	90L	840	4,46	4,0	0,87	1,8	2,0	66,0	68,5	70,0	0,40	0,54	0,63	1,15	0,00672	18	47	23
1,5	1,1	100L	860	6,17	4,5	1,25	1,8	2,2	72,0	76,5	78,0	0,42	0,52	0,60	1,15	0,01289	19	54	30
2	1,5	112M	860	7,82	5,2	1,70	2,6	2,8	78,0	81,0	82,5	0,40	0,52	0,61	1,15	0,01869	19	50	37
3,0	2,2	132S	870	9,11	7,0	2,46	2,3	2,5	82,5	84,0	84,5	0,55	0,67	0,75	1,15	0,07527	27	52	65
4,0	3,0	132M	860	12,3	6,5	3,40	2,2	2,6	80,0	82,0	85,0	0,57	0,70	0,75	1,15	0,08531	17	52	75
5,0	3,7	132M/L	865	15,3	7,0	4,17	2,5	2,9	81,5	83,0	85,5	0,57	0,69	0,74	1,15	0,09535	13	52	80
6,0	4,5	160M	875	19,9	5,2	5,01	2,1	2,5	83,0	85,5	86,0	0,50	0,61	0,69	1,15	0,12209	29	54	110
7,5	5,5	160M	875	24,4	5,2	6,12	2,2	2,6	84,0	86,5	87,0	0,50	0,60	0,68	1,15	0,14364	28	54	120
10	7,5	160L	875	31,8	5,1	8,35	2,2	2,6	86,0	87,5	88,5	0,49	0,61	0,70	1,15	0,17955	23	54	135
12,5	9,2	180M	875	34,6	7,2	10,2	2,3	2,9	88,0	89,0	89,5	0,62	0,74	0,78	1,15	0,24821	12	54	156
15	11,0	180L	875	41,4	8,0	12,2	2,5	3,0	88,0	89,0	89,5	0,57	0,70	0,78	1,15	0,25759	6	54	170
20	15,0	180L	875	55,0	7,5	16,7	2,3	2,9	88,0	89,0	89,5	0,61	0,73	0,80	1,15	0,30337	7	54	177
25	18,5	200L	875	71,9	4,6	20,6	1,8	1,8	89,0	89,5	90,0	0,58	0,70	0,75	1,15	0,41258	28	56	225
30	22,0	225S/M	885	76,4	7,8	24,2	2,0	2,7	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,83	1,15	0,84722	16	60	341
40	30,0	225S/M	880	107	7,8	33,2	2,1	2,8	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,81	1,15	0,98842	11	60	365
50	37,0	250S/M	880	131	8,4	41,0	2,4	3,2	90,3	91,0	91,7	0,63	0,75	0,81	1,15	1,22377	13	60	436
60	45,0	250S/M	880	159	7,8	49,8	2,1	2,8	90,3	91,0	91,7	0,64	0,76	0,81	1,15	1,36497	10	60	460
75	55,0	280S/M	890	199	7,2	60,2	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,65	0,74	0,78	1,15	2,64298	25	63	660
100	75,0	280S/M	890	271	7,2	82,1	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,63	0,73	0,78	1,15	3,10263	18	63	689
125	90,0	315S/M	890	319	7,8	98,5	2,2	2,3	92,0	93,0	93,6	0,65	0,75	0,79	1,15	4,36666	18	66	877
150	110	315S/M	890	395	8,5	120	2,6	2,7	92,0	93,0	93,6	0,63	0,72	0,78	1,15	5,28596	16	66	970
175	132	355M/L	890	458	6,3	144	1,1	2,1	92,0	93,9	94,5	0,63	0,74	0,80	1,15	11,93240	47	75	1444
200	150	355M/L	890	537	7,0	164	1,5	2,1	93,0	94,2	95,2	0,61	0,72	0,77	1,15	14,75850	42	75	1600
250	185	355M/L	890	656	7,0	202	1,4	2,1	93,0	94,0	94,9	0,61	0,73	0,78	1,15	16,32860	34	75	1690
300	220	355M/L	890	767	7,0	241	1,5	2,1	93,4	94,8	95,3	0,63	0,74	0,79	1,15	19,46870	36	75	1767
350	260	355M/L	890	895	7,2	285	1,5	2,1	93,0	94,9	95,3	0,63	0,73	0,80	1,15	20,41070	30	75	1945

Obs: Valores sujeitos à tolerância da norma NBR 7094
 Rendimentos conforme norma NBR 5383
 Os valores apresentados estão sujeitos à alteração sem aviso prévio.

ANEXO C – CATÁLOGO DE CAIXAS MULTIPLICADORAS DE VELOCIDADES C80 BONFIGLIOLI

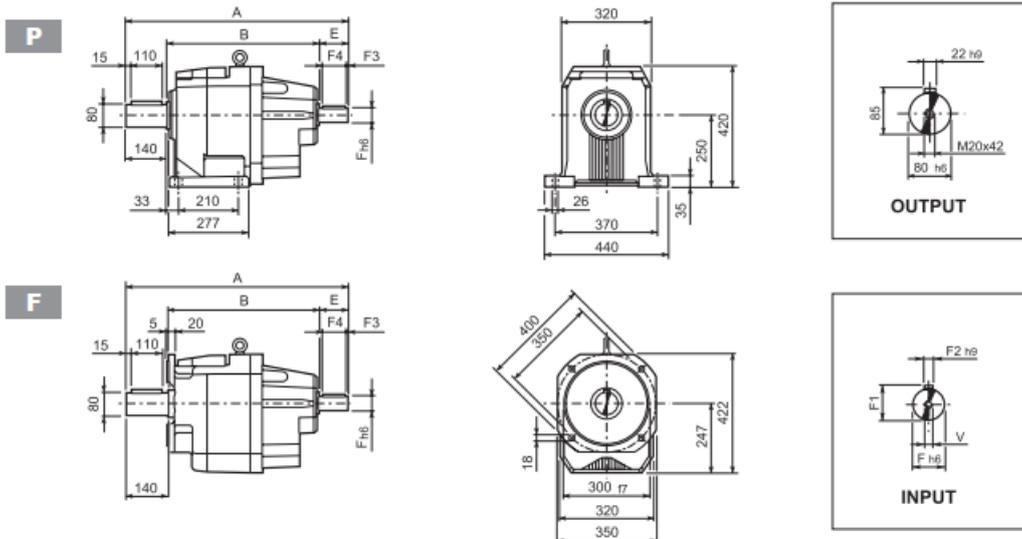


C 80 4000 Nm

i	n ₁ = 900 min ⁻¹					n ₁ = 500 min ⁻¹					
	n ₂ min ⁻¹	M _{n2} Nm	P _{n1} kW	R _{n1} N	R _{n2} N	n ₂ min ⁻¹	M _{n2} Nm	P _{n1} kW	R _{n1} N	R _{n2} N	
C 80 2_5.6	5.6	160	3500	62	1480	14400	89	3500	34	4970	21600
C 80 2_6.1	6.1	147	3600	58	2100	14400	82	3700	33	5270	21200
C 80 2_7.0	7.0	128	3500	49	2630	17000	71	3500	27	6130	24600
C 80 2_7.6	7.6	118	3650	47	3060	16800	66	3650	26	6550	24600
C 80 2_8.9	8.9	102	3500	39	3330	19900	56	3500	22	6800	27800
C 80 2_9.6	9.6	94	3700	38	3590	19400	52	3700	21	7000	27700
C 80 2_11.1	11.1	81	3500	31	4160	22800	45	3500	17.4	7000	31200
C 80 2_12.0	12.0	75	3700	31	4400	22500	42	3700	17.0	7000	31200
C 80 2_13.8	13.8	65	3500	25	4540	25700	36	3500	14.0	7000	34700
C 80 2_14.9	14.9	60	3700	25	4770	25500	34	3700	13.7	7000	34700
C 80 2_16.7	16.7	54	3500	21	5050	28500	30	3500	11.6	7000	35000
C 80 2_18.1	18.1	50	3700	20	5280	28400	27.7	3700	11.3	7000	35000
C 80 2_20.5	20.5	44	3550	17.2	5270	31400	24.4	3550	9.5	7000	35000
C 80 2_22.2	22.2	40	3700	16.5	5610	31600	22.5	3700	9.2	7000	35000
C 80 2_24.0	24.0	38	3550	14.7	5390	33800	20.9	3550	8.2	7000	35000
C 80 2_25.9	25.9	35	3700	14.1	5730	34200	19.3	3700	7.9	7000	35000
C 80 2_31.3	31.3	28.7	3700	11.7	5940	35000	16.0	3700	6.5	7000	35000
C 80 2_39.1	39.1	23.0	3200	8.1	7000	35000	12.8	3200	4.5	7000	35000



C 80...HS



		A	B	E	F	F1	F2	F3	F4	V	kg
C 80 2	HS	718.5	468.5	110	42	45	12	10	90	M12x28	154
C 80 3		718.5	468.5	110	42	45	12	10	90	M12x28	154
C 80 4		666.5	476.5	50	24	27	8	2.5	45	M8x19	141



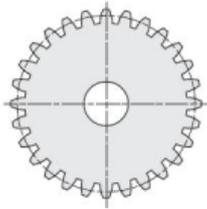
ANEXO D – CATÁLOGO DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS E CÔNICAS DE DENTES RETOS RETOS A.T.I. BRASIL



ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS

MÓDULO 4
Dentes retos
Ângulo de pressão 20°
Material aço SAE 1045
Sem tratamento
Qualidade 9-10
segundo DIN 3962

A	B
60(mm)	40(mm)

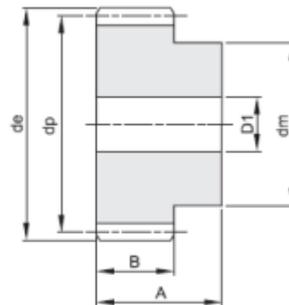
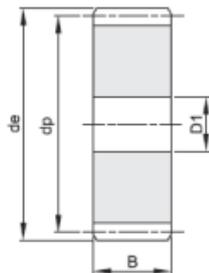


PRODUTO VENDIDO EM UNIDADE AVULSA

CÓDIGO	Z nº dentes	d _e	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE401040012	12	56	48	35	14	0,63
BE401040013	13	60	52	40	14	0,78
BE401040014	14	64	56	45	14	0,93
BE401040015	15	68	60	45	14	1,05
BE401040016	16	72	64	50	16	1,20
BE401040017	17	76	68	50	16	1,33
BE401040018	18	80	72	50	16	1,47
BE401040019	19	84	76	60	16	1,75
BE401040020	20	88	80	60	16	1,90
BE401040021	21	92	84	70	16	2,22
BE401040022	22	96	88	70	16	2,39
BE401040023	23	100	92	75	20	2,60
BE401040024	24	104	96	75	20	2,79
BE401040025	25	108	100	75	20	2,98
BE401040026	26	112	104	75	20	3,18
BE401040027	27	116	108	75	20	3,39
BE401040028	28	120	112	75	20	3,60
BE401040029	29	124	116	75	20	3,83
BE401040030	30	128	120	75	20	4,06
BE401040031	31	132	124	80	20	4,39
BE401040032	32	136	128	80	20	4,64
BE401040033	33	140	132	80	20	4,90
BE401040034	34	144	136	80	20	5,16
BE401040035	35	148	140	80	20	5,43
BE401040036	36	152	144	80	25	5,63
BE411040038	38	160	152	-	25	5,20
BE411040040	40	168	160	-	25	6,11
BE411040045	45	188	180	-	25	7,78
BE411040048	48	200	192	-	25	8,87
BE411040050	50	208	200	-	25	9,65
BE411040052	52	216	208	-	25	10,45
BE411040055	55	228	220	-	25	11,71
BE411040057	57	236	228	-	25	12,59
BE411040060	60	248	240	-	25	13,97
BE411040065	65	268	260	-	25	16,43
BE411040070	70	288	280	-	25	19,09

CÓDIGO	Z nº dentes	d _e	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE411040075	75	308	300	-	25	21,94
BE411040076	76	312	304	-	30	22,47
BE411040080	80	328	320	-	30	24,93
BE411040085	85	348	340	-	30	28,18
BE411040090	90	368	360	-	30	31,62
BE411040095	95	388	380	-	30	35,26
BE411040100	100	408	400	-	30	39,11
BE411040110	110	448	440	-	30	47,38
BE411040114	114	464	456	-	30	50,91

* Os produtos acima estão sujeitos a modificações técnicas ou dimensionais sem aviso prévio.

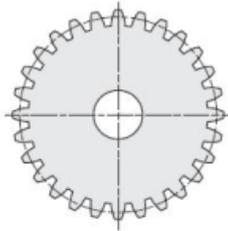


ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS



MÓDULO 5
 Dentes retos
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9-10
 segundo DIN 3962

A	B
75(mm)	50(mm)

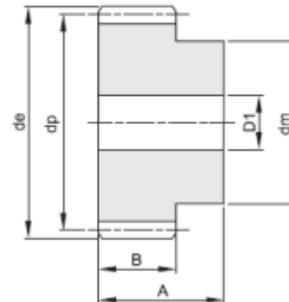
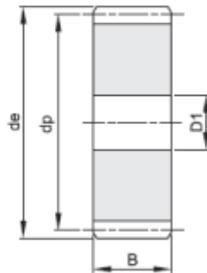


PRODUTO VENDIDO EM UNIDADE AVULSA

CÓDIGO	Z nº dentes	d _e	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE401050012	12	70	60	45	20	1,21
BE401050013	13	75	65	50	20	1,47
BE401050014	14	80	70	55	20	1,76
BE401050015	15	85	75	60	20	2,07
BE401050016	16	90	80	65	20	2,40
BE401050017	17	95	85	70	20	2,75
BE401050018	18	100	90	70	20	3,02
BE401050019	19	105	95	70	20	3,30
BE401050020	20	110	100	80	20	3,83
BE401050021	21	115	105	80	20	4,15
BE401050022	22	120	110	80	20	4,48
BE401050023	23	125	115	90	20	5,08
BE401050024	24	130	120	90	20	5,44
BE401040025	25	135	125	90	20	5,82
BE401050026	26	140	130	100	20	6,50
BE401040027	27	145	135	100	20	6,91
BE401050028	28	150	140	100	25	7,22
BE401040029	29	155	145	110	25	7,98
BE401050030	30	160	150	110	25	8,44
BE411050032	32	170	160	-	25	7,62
BE411050035	35	185	175	-	25	9,16

CÓDIGO	Z nº dentes	d _e	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE411050038	38	200	190	-	25	10,84
BE411050040	40	210	200	-	25	12,04
BE411050045	45	235	225	-	25	15,30
BE411050048	48	250	240	-	25	17,44
BE411050050	50	260	250	-	30	18,86
BE411050052	52	270	260	-	30	20,43
BE411050055	55	285	275	-	30	22,89
BE411050057	57	295	285	-	30	24,62
BE411050060	60	310	300	-	30	27,31
BE411050065	65	335	325	-	30	32,12
BE411050070	70	360	350	-	30	37,31
BE411050075	75	385	375	-	30	42,88
BE411050076	76	390	380	-	30	44,04
BE411050080	80	410	400	-	30	48,84
BE411050085	85	435	425	-	30	55,19
BE411050090	90	460	450	-	30	61,92
BE411050095	95	485	475	-	30	69,03
BE411050100	100	510	500	-	30	76,53
BE411050110	110	560	550	-	30	92,69
BE411050114	114	580	570	-	30	99,59

* Os produtos acima estão sujeitos a modificações técnicas ou dimensionais sem aviso prévio.

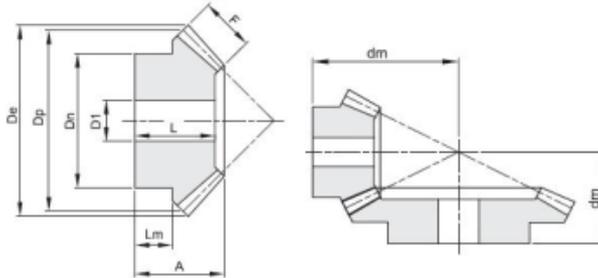




ENGRENAGEM CÔNICA DE DENTES RETOS

Ângulo entre eixos 90°
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9~10
 segundo DIN 3962

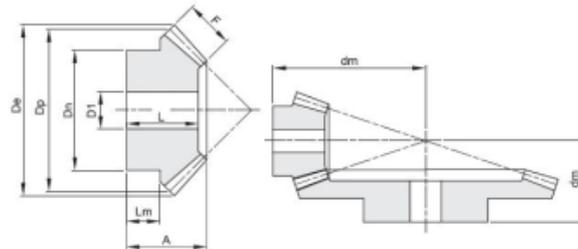
RELAÇÃO 1:2



CÓDIGO	M	Z N° dentes	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE422015016	1,5	16	26,7	24	18,5	8	21	10	34,9	17	10,3	0,04
BE422015032	1,5	32	49,3	48	20	8	32	12	27,5	17,5	10	0,14
BE422020016	2	16	35,6	32	23	10	27	10	45,4	21	12,2	0,09
BE422020032	2	32	65,8	64	25	10	40	12	35,2	22	10	0,14
BE422025016	2,5	16	44,4	40	27,5	12	34	12	56,0	25	14,4	0,16
BE422025032	2,5	32	82,2	80	30	12	50	15	43,0	26,5	15	0,59
BE422030016	3	16	53,4	48	28	15	40	15	61,6	25	11,6	0,23
BE422030032	3	32	98,7	96	35	15	60	15	50,4	30,5	15	1,05
BE422035016	3,5	16	62,3	56	33,5	18	48	15	72,3	30,5	14,4	0,40
BE422035032	3,5	32	115,1	112	40	18	70	20	57,7	35	19	1,57
BE422040016	4	16	71,1	64	36	20	50	20	80,8	32	13,4	0,49
BE422040032	4	32	132	128	45	20	80	20	65,5	39,5	23	2,29
BE422045016	4,5	16	80,1	72	39,5	22	60	20	90,4	35	15,4	0,75
BE422045032	4,5	32	148,0	144	50	22	80	25	73,2	43,5	24	2,99
BE422050016	5	16	88,9	80	50	25	60	20	106,1	45	21,1	1,07
BE422050032	5	32	164,5	160	55	25	85	25	80,6	48	27	3,95

Ângulo entre eixos 90°
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9~10
 segundo DIN 3962

RELAÇÃO 1:3



CÓDIGO	M	Z N° dentes	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE423015016	1,5	16	26,9	24	22	12	20	10	46,3	21	9,7	0,04
BE423015048	1,5	48	72,9	72	22	12	42	15	29,2	19	12	0,31
BE423020016	2	16	35,8	32	25,5	15	25	12	58,9	24	9,4	0,08
BE423020048	2	48	97,3	96	26	15	50	15	35,9	22	13	0,67
BE423025016	2,5	16	44,7	40	28	18	33	14	70,4	26	9,2	0,15
BE423025048	2,5	48	121,6	120	32	18	60	20	44,6	27	16	1,22
BE423030016	3	16	53,7	48	30	18	42	15	84,2	28	11,2	0,27
BE423030048	3	48	145,9	144	38	18	65	20	54,1	32	19	2,01
BE423035016	3,5	16	62,6	56	36,5	22	48	15	98,8	34	13,4	0,45
BE423035048	3,5	48	170,2	168	44	22	75	20	62,5	37	23	3,08
BE423040016	4	16	71,6	64	42	25	55	20	113,3	39	15,7	0,67
BE423040048	4	48	194,5	192	50	25	85	22	71,2	42	27	4,40
BE423045016	4,5	16	80,6	72	53	28	60	20	133,4	50	23,4	1,05
BE423045048	4,5	48	218,8	216	58	28	90	25	81,9	49	27	7,23
BE423050016	5	16	89,5	80	60	35	60	20	145,7	57	22,5	1,38
BE423050048	5	48	243,1	240	65	35	100	28	90,5	55	35	8,72

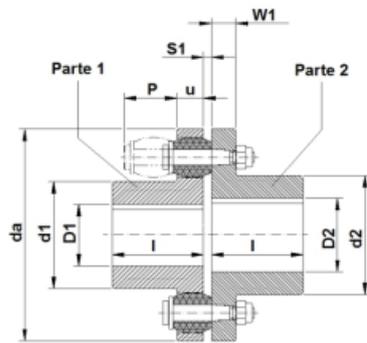
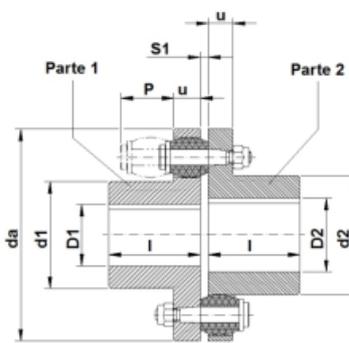
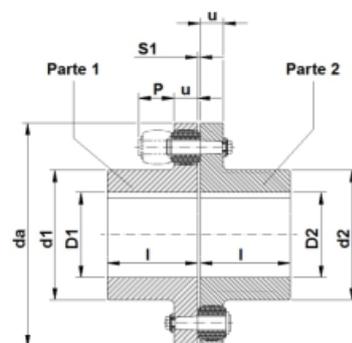
ANEXO E – CATÁLOGO DE ACOPLAMENTOS FLEX-TORQ ACOPLAST

Acoplamentos FLEX-TORQ®

ACOPLAST
BRASIL

1

Dimensões e Dados Técnicos

Tamanhos
105 - 360Tamanho
400Tamanhos
450 - 500

Tipo e Tamanho	Torque TN Nm	Rotação máxima N máx. rpm	Furo Min D1/D2 mm	Furo Máximo		Ø ext. da (mm)	d1 (mm)	d2 (mm)	l (mm)	GAP S1 (mm)	W1 (mm)	u (mm)	Peças				
				D1 (mm)	D2 (mm)								Momentos de inércia		Total Kg		
													1 Kgm²	2 Kgm²	1 Kg	2 Kg	Total Kg
105	200	5000	-	32	38	105	53	59	45	2 ... 4	12	13	0.001	0.001	0.96	1.2	2.16
125	350	5000	-	40	48	125	65	68	50	2 ... 4	15	16	0.003	0.003	1.60	1.9	3.5
144	500	5000	-	50	60	144	70	84	55	2 ... 4	15	16	0.004	0.006	2.20	3.1	5.3
162	750	5000	-	55	65	162	85	92	60	2 ... 5	18	20	0.007	0.013	3.20	4.6	7.8
178	950	4900	-	70	75	178	102	108	70	2 ... 5	18	20	0.014	0.022	4.80	6.7	11.5
198	1300	4600	-	80	85	198	120	128	80	2 ... 5	18	20	0.023	0.031	7.00	8.6	15.6
228	2200	4400	-	85	95	228	129	140	90	2 ... 5	24	26	0.04	0.074	9.10	14	23.1
252	2750	4200	38	100	110	252	150	160	100	2 ... 5	24	26	0.07	0.12	13.00	18.5	31.5
285	4300	3900	48	110	120	285	164	175	110	3 ... 6	30	32	0.13	0.22	19.00	26.5	45.5
320	5500	3500	55	125	130	320	180	192	125	3 ... 6	30	32	0.24	0.33	27.00	35	62
360	7800	3100	65	135	140	360	200	210	140	3 ... 6	42	42	0.42	0.71	37.00	52	89
400	12500	2800	75	150	150	400	230	230	160	3 ... 6	-	42	0.95	0.95	63.00	63	126
450	18500	2500	85	170	170	450	260	260	180	4 ... 7	-	52	1.8	1.8	93.00	93	186
500	25000	2200	95	190	190	500	290	290	200	4 ... 7	-	52	2.9	2.9	125.00	125.0	250

Onde não indicado, considerar unidades em mm.

Obs.: - Informações sujeitas a alterações sem aviso prévio.



Av. Cel. Benjamin Guimarães, 1861 32230-000 Bairro Industrial
Contagem - MG BRASIL Tel: (31) 3361-2599 / Fax: 3361-2916

ANEXO F – CATÁLOGO DE TUBOS ESTRUTURAIS VALLOUREC

Tabela Padrão de Tubos Mecânicos Laminados

Standard Hot Rolled Mechanical Tubes Table

MEDIDA NOMINAL NOMINAL DIAMETER		MEDIDA DE FORNECIMENTO HOT ROLLING DIMENSIONS				MEDIDAS GARANTIDAS APÓS USINAGEM* ASSURED DIMENSIONS AFTER MACHINING*				PESO WEIGHT	COMPRIMENTO** LENGTH**
						COM CENTRAGEM EXTERNA WITH OUTSIDE CENTERING		COM CENTRAGEM INTERNA WITH INSIDE CENTERING			
Ext. Outer	Int. Inner	D. Ext. O.D.	(+/-) mm	Parede Wall	(+/-) %	D. Ext. O.D.	D. Int. I.D.	D. Ext. O.D.	D. Int. I.D.	Kg/m	Metros Meters
100	87	101,60	0,80	8,70	10,0	99,6	87,9	97,9	86,7	19,90	8,0 a 12,0
	85			10,00		99,6	85,6	97,6	84,4	22,60	
	80			12,30		99,6	81,0	97,6	79,8	27,10	
	79			12,70	8,0	99,6	80,2	97,6	79,0	27,80	
	72			16,90		99,6	72,5	96,9	71,3	35,30	
	64			20,80		99,6	65,3	96,3	64,1	41,40	
	57			24,80		99,6	58,0	95,6	56,8	47,00	
106	93	108,00	0,80	9,00	10,0	106,0	93,8	104,2	92,6	22,00	8,0 a 12,0
	88			11,50	106,0	88,8	104,2	87,6	27,40		
	82			14,60	106,0	83,1	103,7	81,9	33,60		
	78			17,00	8,0	106,0	78,7	103,3	77,5	38,10	
	75			18,60		106,0	75,8	103,0	74,6	41,00	
	73			19,60		106,0	73,9	102,9	72,7	42,70	
	68			22,40		106,0	68,8	102,4	67,6	47,30	
	66			23,50		106,0	66,8	102,2	65,6	48,90	
	65			23,70		106,0	66,4	102,2	65,2	49,30	
	62			25,80		106,0	62,5	101,9	61,3	52,30	
	59			27,00		106,0	60,3	101,7	59,1	53,90	
112	99	114,30	0,90	9,50	10,0	112,0	99,5	110,1	98,1	24,60	8,0 a 12,0
	95			11,30	112,0	95,8	110,2	94,4	28,70	6,0 a 10,0	
	90			14,00	112,0	90,8	109,8	89,4	34,60		
	89			14,50	112,0	89,9	109,7	88,5	35,70		
	83			17,60	8,0	112,0	84,2	109,2	82,8	42,00	8,0 a 12,0
	80			19,40		112,0	80,9	108,9	79,5	45,40	
	78			20,50		112,0	78,9	108,7	77,5	47,40	
	76			21,40		112,0	77,2	108,6	75,8	49,00	
	66			26,60		112,0	67,7	107,7	66,3	57,50	
119	104	121,00	0,90	10,00	10,0	118,7	105,3	116,7	103,9	27,40	6,0 a 10,0
	99			12,60	118,7	100,1	116,7	98,7	33,70	8,0 a 12,0	
	98			12,90	118,7	99,6	116,6	98,2	34,40		
	95			15,00	118,7	95,7	116,3	94,3	39,20		
	91			17,10	118,7	91,8	116,0	90,4	43,80		
	89			18,00	8,0	118,7	90,2	115,8	88,8	45,70	6,0 a 10,0
	84			20,70		118,7	85,2	115,4	83,8	51,20	
	81			22,50		118,7	81,9	115,1	80,5	54,70	
	76			25,00		118,7	77,3	114,7	75,9	59,20	
	69			29,00		118,7	69,9	114,1	68,5	65,80	