



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL LINHARES BALDO

**PROJETO E ANÁLISE COMPARATIVA DE SOLUÇÕES
HIDRÁULICAS PARA CONTROLE DE POTÊNCIA, YAW E PASSO
EM AEROGERADORES**

FLORIANÓPOLIS

2019

Gabriel Linhares Baldo

**PROJETO E ANÁLISE COMPARATIVA DE SOLUÇÕES HIDRÁULICAS PARA
CONTROLE DE POTÊNCIA, YAW E PASSO EM AEROGERADORES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Victor Juliano De Negri.

Florianópolis

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Linhares Baldo, Gabriel
PROJETO E ANÁLISE COMPARATIVA DE SOLUÇÕES HIDRÁULICAS
PARA CONTROLE DE POTÊNCIA, YAW E PASSO EM AEROGERADORES /
Gabriel Linhares Baldo ; orientador, Victor Juliano De
Negri, 2019.
187 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2019.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Aerogerador. 3. Transmissão
Hidrostática. 4. Sistema de atuação do Passo. 5. Sistema de
atuação do Yaw. I. De Negri, Victor Juliano. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Gabriel Linhares Baldo

**Projeto e Análise Comparativa de Soluções Hidráulicas para Controle de Potência, Yaw
e Passo em Aerogeradores**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Dr. Acires Dias.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Eduardo Yuji Sakurada.

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina

Prof. Dr. Henrique Simas.

Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr.(a) Jonny Carlos da Silva

Coordenador(a) do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Dr.(a) Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Orientador

Florianópolis, 19 de dezembro de 2019.

Dedico este trabalho ao meus pais Odila Maria Linhares Baldo e Pedro Baldo e à minha irmã Giselle Linhares Baldo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família por sempre me passar confiança durante todo o mestrado e principalmente nesta dissertação.

Ao meu orientador Victor Juliano De Negri, por todo o suporte e persistência ao projeto. Além de acompanhar a monografia e a escrita. Sempre demonstrando as melhores formas de realizar o projeto.

Agradeço também ao Henrique Raduenz por me auxiliar no desenvolvimento do sistema e conhecimento em outras pesquisas da área já realizadas.

A todos os amigos do LASHIP, em especial a Marcos Paulo Nostrani, João Pedro da Silva Duarte, Artur Tozzi, Alexandre de Carvalho, Ivan Júnior Mantovani, Gregori Picolotto, Nelson Walter da Silva Neto, Talles Augusto Bragagnolo Spada, Mauricio Merino Pérez, Ruham Victor de Souza Jacy, Túlio Burgos, além dos amigos Gustavo Queiroz e Theodor Rucker van Caspel por sempre me ajudarem durante todo o mestrado.

A estrutura disponibilizada pelo Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) durante toda a pesquisa.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) pela oportunidade de realizar o mestrado, além da contribuição de todos os professores e funcionários que me auxiliaram quando necessário.

Um trabalho te dá um propósito e um significado. A vida é vazia sem ambos. (Stephen Hawking).

RESUMO

A presente dissertação apresenta o projeto e análise do comportamento de uma solução hidráulica que incorpora transmissão hidrostática, atuação do ângulo de passo ou *pitch*, além da atuação de *yaw* em um aerogerador de eixo horizontal. Tem como objetivo projetar uma solução hidráulica que possa integrar o controle de potência por meio das três atuações descritas, sendo possível reduzir o peso da nacelle devido a redução do número de componentes instalados no seu interior. Adicionalmente, o sistema não requer o uso de inversor de frequência e caixa de transmissão, otimizando a viabilidade econômica da solução. Em pesquisas anteriores foram desenvolvidas concepções de transmissões hidrostáticas aplicadas em aerogeradores. Porém, estas soluções, destinam-se apenas para o controle de potência do aerogerador até a região de operação onde não há a necessidade da atuação do ângulo de passo, sendo assim necessária a aplicação de outro sistema de atuação para realizar o deslocamento das pás da turbina. Além do controle de ângulo de passo, há a necessidade do controle do ângulo *yaw* que também requer um sistema de atuação isolado do sistema da transmissão. Visando obter uma concepção, que englobe todas as faixas de operação do aerogerador, esta dissertação apresenta uma solução integrada que emprega cilindros hidráulicos para o controle do *pitch*, motor hidráulico para controlar o *yaw*, e transmissão hidrostática para regulação de potência para o gerador. O sistema projetado foi modelado em Amesim® incluindo o controle simultâneo das três atuações. Os resultados obtidos indicam a operação condizente em uma situação real de vento para todas as regiões de operação, obtendo uma eficiência energética máxima de 85 %.

Palavras-chave: Aerogerador. Transmissão hidrostática. Sistemas hidráulicos, Regulação de potência.

ABSTRACT

This master's thesis presents the design and behavior analysis of a hydraulic solution that incorporates hydrostatic transmission and pitch angle and yaw controls on a horizontal axis wind turbine. The focus is to design a hydraulic solution that can integrate the power control through these three actuation systems and therefore reducing the nacelle weight due to the reduction of the number of components which are installed inside it. Additionally, the system does not require the use of frequency inverter and gearbox, optimizing the cost of the solution. Previous researches developed hydrostatic transmission applied to wind turbines. However, these solutions were only intended to control the power of the wind turbine through the operating condition where there is no need to actuate the pitch angle, requiring the application of another actuation system to perform the displacement of the turbine blades. In addition to pitch angle control, there is also a need for yaw angle control, which requires an actuation system isolated from the transmission system. To achieve a design solution that is able to provide all operating ranges of the wind turbine, this master's thesis presents an integrated solution that employs hydraulic cylinders for pitch control, hydraulic motor for yaw control and hydrostatic transmission for power regulation of the generator. The designed system was modeled in Amesim® including simultaneous control of the three actuations. The obtained results indicate that the operation in a real wind situation for all operating regions, obtaining a maximum energy efficiency of 85%.

Keywords: Wind Turbine. Hydrostatic Transmission. Hydraulic Systems. Power Regulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Conceito desenvolvido por Farbood & Taherian-Fard.	30
Figura 2.1 - Aerogeradores de eixo horizontal.	35
Figura 2.2 – Principais componentes de um aerogerador.	37
Figura 2.3 - Modelo de turbinas eólicas: <i>upwind</i> (a) e <i>downwind</i> (b).	39
Figura 2.4 - Topologia de gerador de indução conectado diretamente à rede.	41
Figura 2.5 – Arranjo de aerogerador PMSG.	42
Figura 2.6 - Transmissão hidrostática desenvolvida por Schmitz.	42
Figura 2.7 - Concepção desenvolvida por Umayya <i>et. al.</i> 2013.	43
Figura 2.8 - Ilustração do ângulo de passo numa turbina eólica.	44
Figura 2.9 - Cilindros hidráulicos controlando posição da alavanca.	46
Figura 2.10 - Atuador hidráulico rotativo.	46
Figura 2.11 - Disposição no rotor da turbina.	47
Figura 2.12 - Componente eletromecânico.	48
Figura 2.13 - Exemplo de união rotativa hidráulica em aerogerador.	49
Figura 2.14 – Anel deslizante eletromecânico.	50
Figura 2.15 - Representação do ângulo <i>yaw</i> em turbinas eólicas.	50
Figura 2.16 – Concepção de uma transmissão hidrostática.	51
Figura 2.17 – Relação entre coeficiente de potência e taxa de velocidade da ponta da pá.	52
Figura 3.1 – Conceito de transmissão hidrostática desenvolvida por Raduenz (2018).	55
Figura 3.2 - Circuito hidráulico para atuação de passo.	65
Figura 3.3 - Forças e velocidades aplicadas nos elementos de um perfil de pá de turbina.	67
Figura 3.4 - Ilustração de comprimento de corda (a) e o raio local (b) para um elemento qualquer de um perfil de pá.	69
Figura 3.5 - Esforços aerodinâmicos atuantes.	70
Figura 3.6 - Força centrífuga numa turbina eólica.	71
Figura 3.7 - Ação da gravidade sobre as pás.	73
Figura 3.8 – Relação posição do cilindro x posição de passo da pá.	76
Figura 3.9 - Circuito hidráulico para sistema de controle do ângulo <i>yaw</i>	81
Figura 3.10 - Vista interna da nacelle do aerogerador projetado.	84
Figura 3.11 - Rolamento de rolos cônicos de dupla fileira.	85
Figura 3.12 - Circuito hidráulico da solução completa.	89
Figura 3.13 - Regiões de operações do aerogerador.	90

Figura 3.14 - Fluxograma dos controladores.....	92
Figura 3.15 - Controlador A.	93
Figura 3.16 – Bloco “ <i>Ideal Pressure</i> ”.	94
Figura 3.17 - Controlador B.	97
Figura 3.18 - Controle de velocidade.	98
Figura 3.19 - Controlador C (Controlador da potência nominal).	99
Figura 3.20 - Controlador D (controlador do ângulo de passo).....	101
Figura 3.21 - Implementação dos esforços do atuador do passo.	102
Figura 3.22 - Controlador E (controlador do ângulo <i>yaw</i>).	103
Figura 3.23 - Interação entre gerador elétrico e rede elétrica.	105
Figura 3.24 - Interação entre rotor e vento.	106
Figura 3.25 - Transmissão hidrostática no Amesim ®.	107
Figura 4.1 - Procedimento de projeto da transmissão hidrostática.....	109
Figura 4.2 - Procedimento de projeto do sistema de passo.	110
Figura 4.3 - Procedimento de projeto do sistema de <i>yaw</i>	111
Figura 4.4 - Procedimento de projeto do sistema completo.	112
Figura 5.1 - Velocidade do vento (gráfico a) e pressão na entrada do motor 0M1 (gráfico b).	116
Figura 5.2 - Velocidade do vento (gráfico a) e pressão na entrada da bomba 0P1 sem acumulador (gráfico b).	116
Figura 5.3 - Variação do perfil do vento (gráfico a) variação da rotação do rotor (gráfico b).	120
Figura 5.4 - Variação da pressão na entrada do motor hidráulico p/ sistema de 540 kW.	120
Figura 5.5 - Momento total aplicado sobre uma pá da turbina.....	123
Figura 5.6 - Modelo de atuador hidráulico rotativo aplicável a este projeto.....	126
Figura 5.7 - Modelo de atuador eletromecânico para turbina de 300 kW.	126
Figura 5.8 - Concepção desenvolvida por Yao e Shan.....	128
Figura 5.9 - Comportamento do (<i>cp</i>) (gráfico a) em relação a velocidade do vento (gráfico b) e frequência rotacional do rotor (gráfico c).	135
Figura 5.10 - Comportamento do (<i>Dm</i>) (gráfico 1) e (<i>TR</i>) (gráfico 2) para entrada em degrau da velocidade do vento (gráfico 3).	136
Figura 5.11 - Eficiência global do aerogerador na região I.	137
Figura 5.12 - Potência extraída do vento x Potência entregue à rede.....	137

Figura 5.13 – Pressão na entrada da bomba 0P1 (a), pressão na entrada do motor 0P1 (b) e condição de velocidade do vento (c).	138
Figura 5.14 - Velocidade do vento (gráfico a), atuação do <i>yaw</i> (gráfico b) e velocidade de atuação (gráfico c) e C_p (gráfico d).....	139
Figura 5.15 – a) Velocidade do vento; b) Potência extraída x Potência entregue.....	140
Figura 5.16 - Entrada de vento (gráfico a) e velocidade do rotor (gráfico b).....	140
Figura 5.17 - Pressão na entrada da bomba 0P1 (gráfico a) e pressão na entrada do motor OM1 (gráfico b) e condição do vento (gráfico c).	141
Figura 5.18 - Sinal de referência x resposta do sistema (gráfico a) e velocidade de atuação no (gráfico b).	142
Figura 5.19 - Atuação do <i>yaw</i> (gráfico a), vazão na saída da bomba 0P1 (gráfico b) e vazão na entrada do motor OM1 (gráfico c).....	143
Figura 5.20 - Deslocamento volumétrico do motor OM1 (gráfico a), potência entregue para a rede (gráfico b) e frequência entregue (gráfico c).	144
Figura 5.21 - Eficiência global do sistema na região de operação (gráfico a), velocidade de vento (gráfico b) e atuação do <i>yaw</i> (gráfico c).	145
Figura 5.22 - Velocidade do vento (gráfico a), ângulo de passo em graus (gráfico b) e potência entregue (gráfico c).....	146
Figura 5.23 - Vazão na saída da bomba 0P1 (gráfico a), Vazão na entrada do motor OM1 (gráfico b), deslocamento volumétrico do motor OM1 (gráfico c) e pressão na entrada do motor OM1 (gráfico d).	147
Figura 5.24 - a) Velocidade do vento; b) ângulo de passo em graus; c) potência entregue. .	148
Figura 5.25 - Velocidade do vento (gráfico a) e frequência entregue (gráfico b).	149
Figura 5.26 - Frequência rotacional do rotor da turbina.....	150
Figura 5.27 - Ângulo de passo em graus (gráfico a), ângulo <i>yaw</i> em graus (gráfico b), potência entregue (gráfico c) e eficiência do aerogerador (gráfico d).	150
Figura 5.28 - Velocidade do vento (gráfico a), torque aerodinâmico sobre o rotor (gráfico b) e velocidade do rotor (gráfico c).	152
Figura 5.29 - Velocidade do vento (gráfico a), coeficiente de potência (gráfico b) e pressão controlada na saída da bomba 0P1 (gráfico c).....	153
Figura 5.30 - Velocidade do vento (gráfico a) e ângulo de passo em graus (gráfico b).....	154
Figura 5.31 - Ângulo de <i>yaw</i> em graus (gráfico a), velocidade de atuação (gráfico b) e velocidade do vento (gráfico c).	155
Figura 5.32 - Velocidade do vento (gráfico a) e potência entregue (gráfico b).	156

Figura 5.33 - Comportamento da potência no estudo de Freitas.	156
Figura 5.34 - Potência entregue, no aerogerador analisado por (BURTON <i>et al.</i> , 2011).	157
Figura 5.35 - Aerogerador analisado no estudo de Hau (2005).....	157
Figura 5.36 - Velocidade do vento (gráfico a) e eficiência global (gráfico b).	158
Figura 5.37 - Comportamento da frequência para condições reais de vento.....	159
Figura D.1 - Processo iterativo de (a).....	186

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Descrição dos itens da Figura 2.10 (a).	47
Tabela 3.1 – Componentes da transmissão hidrostática.	56
Tabela 3.2 – Características do material selecionado para tubulações.	60
Tabela 3.3 - Parâmetros para seleção do filtro de retorno.	64
Tabela 3.4 - Lista de componentes do circuito de passo.	65
Tabela 3.5 - Parâmetros de dimensionamento de válvula e cilindro.	77
Tabela 3.6 - Componentes do circuito hidráulico de yaw.	80
Tabela 3.7 - Componentes da solução completa.	88
Tabela 3.8 - Ganhos do controlador A.	95
Tabela 3.9 - Ganhos do controlador B.	98
Tabela 3.10 - Ganhos do controlador C.	100
Tabela 3.11 - Deslocamento do cilindro x ângulo de passo.	100
Tabela 3.12 - Ganhos do controlado D.	102
Tabela 3.13 - Ganhos do controlador E.	103
Tabela 5.1 - Características de projeto do motor hidráulico selecionado para transmissão de 300 kW.	114
Tabela 5.2 - Bombas de engrenagens selecionada para sistema de preenchimento para transmissão de 300 kW.	115
Tabela 5.3 - Característica do trocador de calor para projeto de 300 kW.	117
Tabela 5.4 - Motor hidráulico para projeto de 540kW.	118
Tabela 5.5 - Outras características do motor hidráulico para projeto de 540kW.	118
Tabela 5.6 - Características da bomba do sistema de preenchimento para transmissão de 540 kW.	119
Tabela 5.7 - Deslocamento volumétrico da bomba do sistema de preenchimento para transmissão hidrostática de 540 kW.	119
Tabela 5.8 - Momentos envolvidos para uma pá de 20 m com perfil NACA63-418.	122
Tabela 5.9 - Dimensionamento do cilindro para sistema de passo de 300kW.	123
Tabela 5.10 – Resultados de parâmetros da válvula direcional proporcional.	124
Tabela 5.11 - Característica do modelo de válvula direcional proporcional selecionada.	125
Tabela 5.12 – Atuadores dos catálogos Cod:76111/08.07 e HY03-1800-2US aplicáveis numa turbina de 300 kW.	127
Tabela 5.13 - Relação de componentes e massas para um aerogerador de 300kW.	129

Tabela 5.14 – Momentos máximos atuantes de <i>yaw</i> para aerogerador de 300kW.....	130
Tabela 5.15 - Características técnicas do motor selecionado para o sistema de <i>yaw</i>	130
Tabela 5.16 - Característica da servoválvula para circuito de atuação do <i>yaw</i>	131
Tabela 5.17 - Comparação de parâmetros de projeto para os 4 sistemas apresentados.	134
Tabela A.6.1 - Valores de <i>CD</i> <i>CL</i> e <i>CM</i>	171

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EWEA	Associação Europeia de Energia Eólica
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
PMSG	Gerador Síncrono conectado a rede via conversor com imãs permanentes e sem caixa de engrenagens
UE	União Europeia

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

a	Fator de interferência de escoamento axial	[1]
a'	Fator de interferência rotacional	[1]
a_G	Fator de interferência Glauber	[1]
A_C	Área da coroa do atuador de passo	[m ²]
A_p	Área do pistão do atuador de passo	[m ²]
$A_{pá}$	Área da superfície da pá	[m ²]
A_{passo}	Posição angular da pá	[°]
A_r	Área do rotor	[m]
B	Número de pás	[1]
c	Comprimento da corda de um elemento da pá	[m]
C	Ponto de centro de pressão sobre a pá	[1]
C_c	Sobreespessura de corrosão	[m]
C_D	Coefficiente de arrasto	[1]
C_I^G	Constante de inércia	[1]
C_L	Coefficiente de sustentação	[1]
C_M	Coefficiente de momento	[1]
C_{Lopt}	Coefficiente ótimo de sustentação	[1]

c_p	Coeficiente de potência	[1]
c_{pmax}	Coeficiente de potência máxima	[1]
C_{Tr}	Relação empírica de Glauber	[1]
$dhcil$	Diâmetro da haste do atuador de passo	[m]
dFa	Força axial infinitesimal	[N]
dF_{aMT}	Força infinitesimal segundo método de Newton	[N]
dF_D	Força infinitesimal de arrasto	[N]
dF_L	Força infinitesimal de sustentação	[N]
dF_R	Força resultante infinitesimal	[N]
dF_t	Força infinitesimal tangencial	[N]
d_r	Espessura do elemento da pá	[m]
D_{myaw}	Deslocamento volumétrico do motor de yaw	[m ³ /rad]
d_{min}	Diâmetro mínimo da torre	[m]
D_{mR}	Diâmetro médio do rolamento do passo	[m]
D_{mry}	Diâmetro médio do rolamento de yaw	[m]
D_p	Deslocamento volumétrico da bomba	[m ³ /rad]
D_{ps}	Deslocamento volumétrico suprimento	[m ³ /rad]
D_{pr}	Diâmetro primitivo	[m]
d_t	Diâmetro da tubulação	[m]
D_y	Força de arraste aplicada pelo vento	[N]
E	Coeficiente de eficiência na solda	[1]
e	Espaço percorrido por uma rotação	[m]
ey	Coeficiente de perda de carga em curvas	[1]
f	Coeficiente de atrito na tubulação	[1]
f_s	Coeficiente de segurança para a torre	[1]
F_a	Força axial atuando sobre a pá	[N]
F_{acr}	Força axial sobre os dentes da cremalheira	[N]
F_{aR}	Força axial atuando sobre o rolamento	[N]

F_{ayaw}	Força axial total no rolamento de yaw	[N]
F_{max}	Força máxima aplicada pelo vento	[N]
F_{avyaw}	Força axial influenciada pelo vento	[N]
F_{rR}	Força radial atuando sobre o rolamento	[N]
f_s	Fator de segurança sobre a torre	[1]
f_{stat}	Fator de carregamento	[1]
F_{co}	Força corrigida sobre o dente	[N]
F_T	Força tangencial sobre a pá	[N]
F_{Tcil}	Força total do cilindro	[N]
F_{tyaw}	Força tangencial no rolamento de yaw	[N]
F_{ttotal}	Força tangencial total sobre a pá	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
i	Fator de perda de carga	[1]
I	Momento de inércia	[m ⁴]
I_{max}	Momento máximo de inércia	[m ⁴]
I_{min}	Momento mínimo de inércia	[m ⁴]
J_R	Momento de inércia do rotor	[kgm ²]
J^{MG}	Momento de inércia do conjunto gerador e motor hidráulico	[kgm ²]
L	Comprimento da tubulação	[m]
L_c	Curso do cilindro	[m]
k	Ângulo resultante	[1]
K_A	Coefficiente de torque de amortecedor	[1]
K_G	Coefficiente de torque sincronizante	[1]
k_c	Fator de correção de força sobre a Cremalheira	[1]
m	Massa da pá	[kg]
M_{tyaw}	Massa total (nacele+hub+pás)	[kg]
M_{ayaw}	Momento axial no rolamento de yaw	[Nm]
M_k	Momento resultante sobre o rolamento	[Nm]

M_y	Momento fletor aplicada sobre a torre	[Nm]
n_{aero}	Eficiência do aerogerador	[1]
nc	Número de curvas da tubulação	[1]
n_e	Numero de elementos da pá	[1]
n_{gm}	Eficiência do gerador	[1]
$n_{globalm}$	Eficiência global do motor hidráulico	[1]
η_g	Eficiência do gerador elétrico	[1]
n_{gp}	Eficiência global da bomba	[1]
nm_{me}	Eficiência mecânica do motor elétrico	[1]
η_{mM}	Eficiência mecânica do motor de <i>yaw</i>	[1]
n_{mp}	Eficiência mecânica da bomba	[1]
n_{mps}	Eficiência mecânica preenchimento	[1]
$n_{pás}$	Número de pás da turnina	[1]
$n_{trocador}$	Eficiência do trocador de calor	[1]
n_{gps}	Eficiência global bomba Preenchimento	[1]
η_T	Eficiência do transformador elétrico	[1]
n_{vp}	Eficiência volumétrica da bomba	[1]
n_{vm}	Eficiência volumétrica do motor	[1]
n_{vps}	Eficiência volumétrica preenchimento	[1]
η_{vmy}	Eficiência volumétrica do motor de <i>yaw</i>	[1]
P_{aM}	Potência de acionamento do motor hidráu	[W]
P_{aP}	Potência de acionamento da bomba hidráulica	[W]
p_{cal}	Pressão calculada	[bar]
P_e	Potência entregue a rede	[W]
P_{ext}	Potência extraída do vento	[W]
p_{ideal}	Pressão ideal na linha de alta pressão	[Pa]
p_c	Variação da pressão máxima do sistema	[Pa]
p_{cs}	Pressão no sistema de preenchimento	[Pa]

pc_{t1}	Perda de pressão ao longo da tubulação	[Pa]
pct_2	Perda de pressão nas curvas da Tubulação	[Pa]
pc_{total}	Perda de carga total na tubulação	[Pa]
p_{po}	Pressão medida na saída da bomba	[Pa]
P_{otas}	Potência do motor elétrico	[W]
P_{otd}	Potência dissipada pelo aerogerador	[W]
P_{ottoc}	Potência do trocador de calor	[W]
P_{ots}	Potência hidráulica bomba de Preenchimento	[W]
$p_{p,i}$	Pressão medida na entrada da bomba	[Pa]
P_r	Potência extraída do vento	[W]
P_t	Potência aproveitada pelo vento	[W]
P_{uM}	Potência útil que deve ser fornecido ao gerador	[W]
P_v	Potência disponível do vento	[W]
q_{vm}	Vazão máxima do motor hidráulico	[m ³ /s]
qv_{maxmy}	Vazão máxima do motor hidráulico	[m ³ /s]
q_{vp}	Vazão na bomba hidráulica	[m ³ /s]
q_{vs}	Vazão da bomba de preenchimento	[m ³ /s]
r	Raio local da pá	[m]
R_R	Raio total da pá	[m]
Re	Numero de Reynolds	[1]
Res	Volume do reservatório	[1]
r_{axial}	Distância horizontal do centro de massa	[m]
r_g	Deslocamento do centro de massa	[m]
r_{giro}	Raio de giro da alavanca	[m]
r_0	Raio local inicial da pá	[m]
r_R	Raio do rotor	[m]

r_t	Raio de curvatura da tubulação	[m]
s	Variável de Laplace	[1]
Sh	Tensão admissível do material	[MPa]
t	Espessura da tubulação	[m]
t_a	Tempo de atuação de giro	[s]
T_a	Momento axial atuando sobre a pá	[Nm]
T_{aero}^Z	Momento total resultante ao longo do Perfil	[Nm]
T_B^G	Torque base do gerador	[Nm]
T_{CI}	Momento centrífugo resultante	[Nm]
T_e^G	Torque elétrico do gerador	[Nm]
T_{fr}	Momento devido ao atrito nos Rolamento	[Nm]
T_{fry}	Torque de atrito sofrido pelo rolamento de yaw	[Nm]
T_g	Momento máximo de gravidade sobre a Pá	[Nm]
T_{hM}	Torque hidráulico do motor hidráulico do yaw	[Nm]
T_I	Momento de inércia de giro de pá	[Nm]
T_{mG}	Torque mecânico no gerador	[Nm]
T_p	Torque aplicado na bomba	[Nm]
T_R	Torque do rotor	[Nm]
$T_{r,ideal}$	Torque ideal	[Nm]
T_t	Torque total produzido pelo vento	[Nm]
T_T	Momento tangencial sobre a pá	[Nm]
T_{Tyaw}	Torque total aplicado de giro da nacele	[Nm]
v	Velocidade do vento	[m/s]
v_n	Velocidade nominal	[m/s]
v_{cil}	Velocidade do cilindro	[m/s]
v_{ext}	Vento extremo	[m/s]
v_f	Velocidade do fluido	[m/s]

v_{maxcil}	Velocidade máxima do cilindro	[m/s]
v_p	Velocidade de passo da pá	[°/s]
v_t	Velocidade tangencial do vento sobre a Pá	[radm/s]
v_r	Velocidade relativa do vento	[m/s]
V_r	Volume do reservatório	[L]
V_{val}	Tensão da válvula proporcional do motor	[V]
w_g	Velocidade do gerador	[rad/s]
Y	Coefficiente de redução	[1]
y_{cg}	Distância entre centro de massa ao eixo de	[m]
z	Número de dentes	[1]
ZC	Distância entre o centro de pressão e o ponto de intersecção	[m]

Alfabeto grego:

α	Ângulo ataque	[°]
α_{opt}	Ângulo de ataque ótimo	[°]
β	Ângulo de passo	[°]
β_0	Ângulo Twist	[°]
θ	Ângulo de curvatura da tubulação	[°]
θ_{cg}	Ângulo de variação do centro de massa	[°]
θ_{max}	Ângulo máximo de passo	[°]
θ_{min}	Ângulo mínimo de passo	[°]
λ_{ideal}	Velocidade específica ideal	[radm/s]
λ_r	Velocidade específica para cada seção da pá	[radm/s]
μ	Relação de raio local com raio total da pá	[1]
μ_{friy}	Coefficiente de atrito do rolamento de Yaw	[1]
\ddot{u}	Aceleração do movimento de variação de	[°/s ²]

	Passo	
μ_r	Coefficiente de atrito do rolamento do passo	[1]
ρ	Massa específica do ar	[kg/m ³]
$\rho_{pá}$	Massa específica da pá	[kg/m ³]
ρ_{fluido}	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
$\sigma_{material}$	Tensão suportada pelo material	[MPa]
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima aplicada sobre a torre	[MPa]
φ	Ângulo total até o plano de rotação	[°]
$\omega^{-\Omega}$	Variações de velocidade angular do gerador	[1]
ω_r	Velocidade angular do rotor	[rad/s]
$\omega_{r,ideal}$	Velocidade ideal do rotor	[rad/s]
ω_m	Velocidade do motor elétrico	[rad/s]
ω_{yaw}	Velocidade de giro da nacelle	[rad/s]
ω_{myaw}	Velocidade do motor hidráulico do sistema de yaw	[rad/s]
ω_n^G	Velocidade nominal do gerador	[rad/s]
ω_t	Posição angular da pá em relação ao tempo	[rad]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	29
1.1	OBJETIVO.....	32
1.1.1	Objetivo Geral	32
1.1.2	Objetivos Específicos.....	32
1.2	JUSTIFICATIVA.....	32
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	33
2.	AEROGERADORES	34
2.1	CONCEITO DE AEROGERADOR	34
2.2	COMPONENTES DO AEROGERADOR	35
2.3	MODELOS DE TURBINAS CONFORME DIREÇÃO DO VENTO	38
2.3.1	Modelos de Aerogeradores	39
2.3.2	Gerador de indução conectado diretamente à rede	40
2.3.3	Gerador Síncrono conectado à rede via conversor com ímãs permanentes (PMSG) e sem caixa de engrenagens	41
2.3.4	Gerador Síncrono com transmissão hidrostática	42
2.4	CONCEITO DE ÂNGULO DE PASSO.....	43
2.5	CONTROLE INDIVIDUAL E COLETIVO	44
2.5.1	Força aplicada nas alavancas	45
2.5.2	Sistemas hidráulicos para o controle	45
2.5.3	Sistemas Eletromecânicos.....	47
2.5.4	União Rotativa	48
2.5.4.1	União Rotativa Hidráulica.....	48
2.5.4.2	Junta elétrica rotativa.....	49
2.6	CONCEITO DE ÂNGULO YAW EM TURBINAS EÓLICAS	50
2.7	TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	51
3.	SISTEMAS HIDRÁULICOS PARA CONTROLE DE PASSO, YAW E TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	54

3.1	CONCEPÇÃO SELECIONADA PARA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	54
3.1.1	Cálculos para seleção de componentes	57
3.1.1.1	Dimensionamento do motor hidráulico	57
3.1.1.2	Seleção da bomba hidráulica	58
3.1.1.3	Dimensionamento da tubulação	59
3.1.1.4	Perdas de Carga nas Tubulações	60
3.1.1.5	Dimensionamento para o sistema de preenchimento	61
3.1.1.6	Trocador de calor.....	63
3.1.1.7	Acumuladores de pressão	63
3.1.1.8	Dimensionamento dos filtros.....	64
3.2	SISTEMA HIDRÁULICO PARA VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE PASSO.....	64
3.2.1	Teoria Aerodinâmica	66
3.2.2	Esforços atuantes na variação do ângulo de passo.....	69
3.2.2.1	Momento aerodinâmico.....	69
3.2.2.2	Momento devido a inércia centrífuga.....	71
3.2.2.3	Momento devido as forças de gravidade sobre a pá.....	72
3.2.2.4	Momento devido a inércia polar da pá	73
3.2.2.5	Momento devido ao atrito dos rolamentos	74
3.2.3	Dimensionamento da válvula e cilindro	76
3.2.4	Dimensionamento do sistema cremalheira-pinhão	78
3.2.5	Dimensionamento da bomba hidráulica para sistema de passo	78
3.2.6	Dimensionamento dos outros componentes presentes no circuito de passo.....	79
3.3	SISTEMA HIDRÁULICO PARA VARIAÇÃO DO ÂNGULO YAW.....	79
3.3.1	Momentos atuantes em mecanismos de variação de ângulo yaw	82
3.3.1.1	Momento de atrito no rolamento de giro da nacele.....	83
3.3.2	Dimensionamento da válvula proporcional e motor hidráulico para sistema de yaw	85

3.3.3	Dimensionamento dos outros componentes presentes no circuito de yaw	86
3.4	MODELO DINÂMICO PARA SOLUÇÃO HIDRÁULICA COMPLETA (POTÊNCIA, YAW E PASSO)	86
3.4.1	Controladores	92
3.4.1.1	Controlador A	92
3.4.1.2	Controlador B	95
3.4.1.3	Controlador C	98
3.4.1.4	Controlador D	100
3.4.1.5	Controlador E	102
3.4.2	Interação entre o gerador elétrico e a rede elétrica	103
3.4.3	Interação entre vento e rotor	105
3.4.4	Transmissão hidrostática implementada no Amesim®	107
4.	PROCEDIMENTO DE PROJETO	108
4.1	PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	108
4.2	PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA DE PASSO	110
4.3	PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA DE YAW	110
4.4	PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA COMPLETO	112
5.	ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS MODELOS	113
5.1	ANÁLISE DA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	113
5.1.1	Análise de uma transmissão hidrostática para 300 kW	113
5.1.2	Análise de uma transmissão hidrostática para 540kW	117
5.2	ANÁLISE DA SOLUÇÃO HIDRÁULICA PARA ATUAÇÃO DO PASSO	122
5.2.1	Análise da solução hidráulica para variação do ângulo de passo num aerogerador de 300 kW	122
5.3	ANÁLISE DOS ESFORÇOS E SOLUÇÕES PARA O ÂNGULO DE YAW	128
5.3.1	Análise da atuação do sistema de variação do ângulo yaw para aerogerador com potência de 300 kW	129
5.4	ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DA SOLUÇÃO COMPLETA	132

5.4.1	Verificação da solução completa nas regiões de operações	134
5.4.2	Comportamento do aerogerador para uma situação real de vento	151
6.	CONCLUSÃO	160
	REFERÊNCIAS	163
	APÊNDICE A – Processo iterativo para obter valor do fator de fluxo (a).....	171
	APÊNDICE B – Modelo dinâmico desenvolvido em AMESIM ®	178
	APÊNDICE C - AEROGERADOR PROJETADO	182
	APÊNDICE D – MÉTODO ITERATIVO PARA O CÁLCULO DO VALOR DE (a)	184

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, a utilização da energia eólica ganhou evidência no esforço global em direção à produção de energia renovável. Hoje, a energia eólica é uma fonte de produção de energia de crescimento mais rápida. Somente no Brasil a capacidade instalada aumentou em 133% a partir de março de 2014 até março de 2015, resultando em uma capacidade total de 6,2 GW e a Associação Europeia de Energia Eólica, EWEA, espera que a capacidade instalada na UE (União Europeia) passe para 192 GW até 2020. Isso corresponde a um crescimento de 49% da capacidade atualmente instalada de 128,8 GW na UE (EWEA, 2014).

O desafio tecnológico está em converter eficientemente a energia cinética do vento em outras formas úteis de energia, como energia mecânica ou elétrica. O mais comum é transformá-la em movimento rotativo do rotor (BUSBY, 2012).

Três sistemas importantes de um aerogerador são a transmissão, o sistema de controle de ângulo de passo e de ângulo *yaw*. A transmissão é responsável pela transferência da potência extraída do vento para o gerador elétrico. Segundo Dai *et al.* (2001), o sistema de controle de ângulo de *yaw* é utilizado para movimentar o conjunto nacele + *hub* + pás conforme a direção do vento. Enquanto que o sistema de controle no ângulo de passo é atuado para situações onde a velocidade do vento é elevada, reduzindo o coeficiente de sustentação. Grande parte das aplicações utilizam servomotores e atuadores hidráulicos para atuação dos movimentos dos ângulos de passo e *yaw* (ACKERMAN, 2005).

Em aerogeradores de eixo horizontal, a tecnologia PMSG aparenta ser uma das que tem maior perspectiva de crescimento. Contudo, tem o risco da monopolização chinesa das terras raras para construção de ímãs permanentes, deixando menor a viabilidade para outras nações (SADDEN, 2011). Em contrapartida, a transmissão hidrostática é uma alternativa que vem sendo desenvolvida e já conta com aplicações em turbinas eólicas.

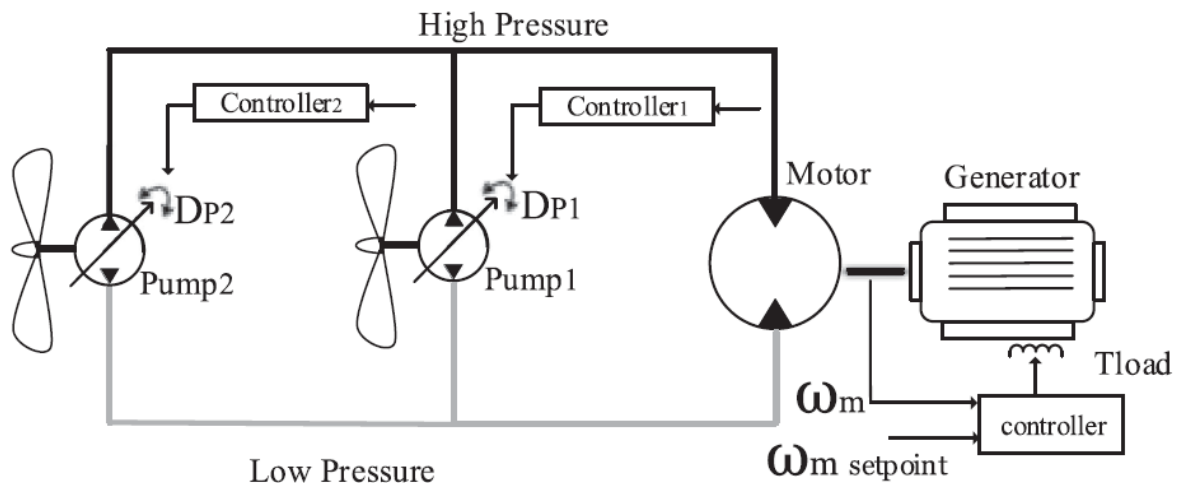
No laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) da Universidade Federal de Santa Catarina, já foi desenvolvida uma bancada de um protótipo de transmissão hidrostática para aerogeradores, descrito no trabalho de Raduenz (2018), bem como foi realizado estudos sobre transmissão hidrostática para esta aplicação pelos mestrandos Flesch (2012), Rapp e Turesson (2015) além de estudos dos ângulos de passo por Gonzalez (2012).

Por meio do mapeamento tecnológico aplicado ao setor de energia eólica desenvolvido por Ibarra e Ogliari (2012) foi realizado um estudo das tecnologias utilizadas nos sistemas de

atuação dos aerogeradores. No entanto, não foi realizado um estudo de viabilidade de diferentes tecnologias para geração de potência do aerogerador, nem para as movimentações dos ângulos das pás e ângulos da nacele.

Dentre os projetos que já foram concluídos ou estão em andamento relacionados à incorporação de uma transmissão hidrostática à aerogeradores, podem ser destacados os estudos realizados por Farbood & Taherian-Fard (2018), onde esses pesquisadores desenvolveram um conceito utilizando duas bombas com deslocamento variável, acopladas no mesmo eixo do rotor e um motor hidráulico com deslocamento fixo conectado ao gerador, conforme Figura 1.1.

Figura 1.1 - Conceito desenvolvido por Farbood & Taherian-Fard.



Fonte: Farbood & Taherian-Fard (2018).

O estudo realizado por Do *et. al.* (2018) também é destacado nesta dissertação por se tratar de um sistema utilizando bomba e motor hidráulico com deslocamento variável. Contudo, nesse sistema, há uma engrenagem planetária entre a bomba e o rotor. A vantagem deste é a possibilidade de utilizar bombas com deslocamento menores, sendo mais possível encontrar bombas de componentes de prateleiras. Porém, os custos de aquisição e manutenção desta engrenagem podem inviabilizar este sistema.

A pesquisa de Deldar & Izadian (2016) foi proposto uma estratégia de aumentar a eficiência de extração de energia por meio de transmissão hidrostática em aerogeradores. Sendo esta transmissão com uma bomba de deslocamento fixo, sem caixa de engrenagem e um motor com deslocamento variável. Neste artigo foi relatado um aumento de eficiência de 8% para turbinas de 750 kW e 10% para turbinas de 1500 kW. Vásquez *et al.* (2019) apresenta um sistema hidráulico e um estudo de diagnóstico de falhas para apenas o controle individual do ângulo de passo das pás das turbinas, não integrando a outros sistemas.

De acordo com o artigo publicado por Umayá *et. al.* (2013), empresas como Artemis/Mitsubishi já desenvolveram e implantaram soluções hidráulicas em aerogeradores, utilizando hidráulica digital na bomba acoplada ao rotor. No entanto, nenhuma pesquisa foi encontrada na literatura, de uma solução completa, que possa integrar a transmissão hidrostática a sistemas hidráulicos que controlem os movimentos de *yaw* e *pitch* da turbina eólica, podendo controlar o aerogerador para uma ampla gama de condições de ventos.

Em trabalhos realizados no LASHIP, (Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos) foram desenvolvidos modelos de aerogeradores com transmissão hidrostática para faixas de geração de potência de 0 a 150 kW. De acordo com os estudos já realizados, este tipo de tecnologia para a transmissão da potência tem um limite de viabilidade se utilizar apenas componentes de prateleiras, sendo necessário realizar superdimensionamento em alguns componentes, o que tornaria inviável a solução, contudo, este limite ainda não foi analisado. Conforme cresce a potência nominal do aerogerador, é necessário aumentar significativamente a vazão do sistema e conseqüentemente, o tamanho dos componentes, sendo necessário o desenvolvimento de componentes especiais.

Nesta dissertação foi realizado um estudo de mapeamento da utilização de diferentes tecnologias como elétrica, hidráulica e mecânica para as atuações de *yaw* e passo para diferentes faixas de aplicações de potência gerada em aerogeradores. A partir deste estudo, foi desenvolvido um sistema hidráulico único acoplado a transmissão hidrostática que possa movimentar o conjunto nacelle, além da variação ângulo das pás.

Para a realização do estudo foram desenvolvidos modelos matemáticos e computacionais do comportamento dos sistemas e simulações em software (Amesim ® e Matlab ®). Os resultados obtidos permitiram as análises dos comportamentos dos sistemas desenvolvidos e indicaram as faixas de viabilidade das tecnologias aplicadas, além da funcionalidade da solução completa.

1.1 OBJETIVO

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo projetar uma solução hidráulica integrada para aerogeradores que inclua controle de ângulo das pás e da nacele, bem como a transmissão hidrostática entre rotor e gerador. Além da concepção do circuito hidráulico, o trabalho envolve a análise de viabilidade considerando a utilização de componentes disponíveis de mercado.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para alcançar o objetivo geral deste trabalho, faz-se necessário a realização dos seguintes objetivos específicos:

- Realizar estudo dos esforços aplicados nas pás, o torque extraído do vento para geração de potência e o torque aplicado para movimentação da nacele em aerogeradores;
- Desenvolver modelos matemáticos que auxiliem no dimensionamento e na análise de projetos de aerogeradores;
- Analisar o limite técnico de utilizar a concepção hidrostática desenvolvidas pelos pesquisadores do LASHIP, citados anteriormente;
- Modelar uma solução hidráulica completa, envolvendo as três atuações (transmissão, *yaw* e passo);
- Implementar os esforços mecânicos e hidráulicos na modelagem, de forma que sejam calculados em tempo real;
- Projetar controladores que possam coordenar todas funções de atuações para todas as condições iniciais estabelecidas;
- Averiguar se a solução hidráulica projetada controla de forma condizente a potência gerada, a velocidade do rotor, além da correta atuação dos ângulos passo e *yaw*.

1.2 JUSTIFICATIVA

Interesses governamentais em aumentar a porcentagem de extração de energia por meio de fontes alternativas, junto com interesses de empresas fornecedoras destas tecnologias, promovem o surgimento de oportunidades no desenvolvimento de soluções tecnológicas com melhor eficiência na extração dos recursos energéticos. Assim, empresas fornecedoras buscam alternativas que possam melhorar sua competitividade no mercado.

Nestas circunstâncias, percebe-se a importância de desenvolver sistemas eficientes a um preço competitivo. Isso poderá ser realizado se os dimensionamentos e parâmetros sejam definidos adequadamente. Sendo assim, esta pesquisa define alguns destes requisitos (como bomba hidráulica, motor hidráulico, trocador de calor, válvulas direcionais proporcionais e cilindros hidráulicos) e os analisa detalhadamente.

Observou-se que na literatura há soluções de transmissões hidrostáticas para aerogeradores, além de sistemas hidráulicos para atuações de passo e yaw . Contudo, nenhuma solução que integrasse os três sistemas. Assim, decidiu-se pelo desenvolvimento de um sistema que pudesse reduzir peso na nacela além de ser uma solução competitiva de mercado. Neste sistema estará integrado com o conceito de transmissão hidrostática já desenvolvida e validada por Flesch (2012) Rapp e Turesson (2015) e Raduenz (2018).

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A estrutura deste trabalho está organizada da seguinte forma:

No capítulo 2 é feita a fundamentação teórica abordando sobre conceitos de aerogeradores, principais modelos de aerogeradores, conceitos e atuações de ângulo de passo, conceitos de ângulo yaw , além de uma abordagem de transmissão hidrostática aplicada em aerogeradores.

No capítulo 3 são apresentadas soluções hidráulicas para atuações do ângulo de passo e yaw , além da solução de transmissão hidrostática implementada por Raduenz (2018). Neste capítulo também são apresentadas as equações que regem os esforços envolvidos, além do dimensionamento dos componentes hidráulicos. No capítulo também é apresentada a solução hidráulica completa.

O capítulo 4 apresenta o procedimento de projeto para o dimensionamento dos sistemas hidráulicos. São desenvolvidos fluxogramas a fim de facilitar o entendimento ao leitor.

No capítulo 5 estão as análises estáticas e dinâmicas das soluções apresentadas para um aerogerador que entrega potência de 300 kW à rede elétrica.

As conclusões finais e as sugestões de futuros trabalhos são apresentadas no capítulo 6.

Nos apêndices, estão os dados numéricos do perfil da pá utilizada, além dos programas e modelos desenvolvidos nos softwares.

2. AEROGERADORES

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os principais conceitos relativos as teorias aerodinâmicas que envolvem a variação do controle de giro (mecanismo *yaw*) e o mecanismo de passo. São abordados também os conceitos de transmissão hidrostática para geração de potência em aerogeradores.

2.1 CONCEITO DE AEROGERADOR

Uma turbina eólica é um meio de extrair energia cinética do vento. A massa de ar afetada é aquela que passa através do rotor, sendo que esta massa, ao passar pela área varrida do rotor, sofrerá uma redução de velocidade. O ar que atravessa o rotor, devido as características construtivas deste, sofre uma queda de pressão tal que resulta numa condição de pressão abaixo da pressão atmosférica. Estas regiões de diferentes pressões criam forças que atuam sobre o rotor que podem ser aproveitadas de uma maneira conveniente, de modo a transmitir a energia cinética contida no vento para alguma outra forma de energia (AHLSTROM, 2002).

As máquinas que aproveitam a energia disponível no vento, convertendo-a em potência mecânica, são denominadas de turbinas eólicas. Quando estas são conectadas a um gerador elétrico, de modo a produzir energia elétrica, são denominadas de aerogeradores (CUSTÓDIO, 2009).

Em relação aos modelos de aerogeradores, a classificação da orientação do eixo da turbina, podem ser de eixo horizontal ou de eixo vertical, sendo que os aerogeradores que são de eixo horizontal constituem o tipo dominante a nível mundial (HAU, 2005). Nesta pesquisa serão abordados os estudos relativos à aerogeradores de eixo horizontal. A Figura 2.1 exemplifica aerogeradores de eixo horizontal.

Uma descrição de classificação de turbinas eólicas pode ser encontrada na literatura citada em Gonzalez (2012). Na próxima seção será descrito uma breve definição dos principais componentes de um aerogerador.

Figura 2.1 - Aerogeradores de eixo horizontal.



Fonte: Sedaghat & Mirhosseini (2012).

2.2 COMPONENTES DO AEROGERADOR

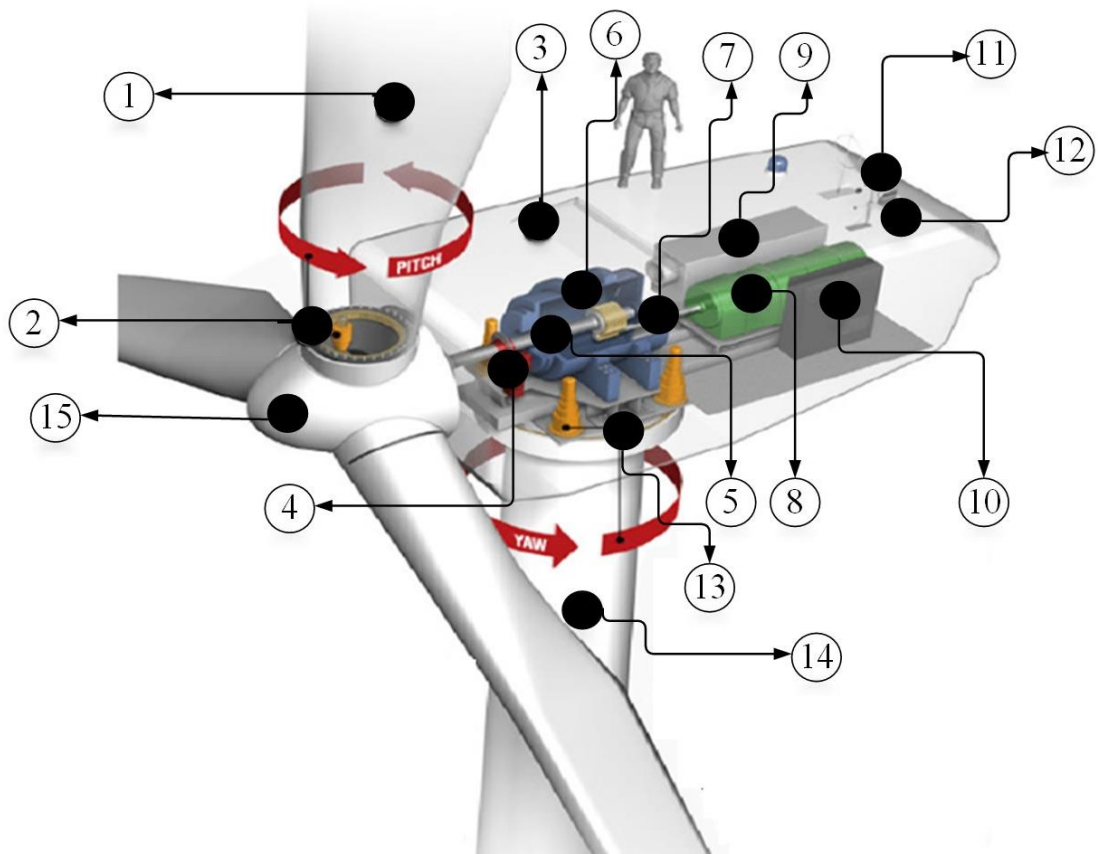
Independentemente da forma construtiva do aerogerador, este é composto de alguns componentes essenciais, sendo eles, o gerador, atuadores para movimento da nacele, as pás da turbina eólica, além dos componentes estruturais como *hub*, nacele, rotor e torre. A Figura 2.2 apresenta as principais partes de um modelo de aerogerador com caixa multiplicadora, quais sejam:

1. rotor: O termo rotor geralmente se refere ao conjunto das pás com o *hub* (que é descrito no item 15). O raio do rotor abrange o comprimento da pá e o raio do hub da nacele. A área varrida pelo rotor é o círculo definido pela revolução das pás (RAPP & TURESSON, 2015);
2. atuador de passo: Também chamado de regulador de *pitch*, este é responsável pelo movimento de rotação das pás, de forma a posicionar o ângulo de passo das pás para diferentes condições de operações (JAMIESON, 2011). O sistema de atuador de passo será melhor explicado na seção 2.4;
3. nacele: A nacele contém os principais componentes da turbina eólica, incluindo a caixa de engrenagens e o gerador elétrico. A nacele é geralmente feita de GRP (plástico reforçado de fibra de vidro) ou aço. Em turbinas eólicas de médio a grande porte é possível que um homem possa entrar no interior da nacele para realizar manutenções (AHLSTROM, 2002);

4. Freio mecânico: Para colocar o rotor numa parada completa, o freio mecânico é montado no eixo de transmissão. É desejável ajustar o freio entre o rotor e a caixa de engrenagens em caso de falha na caixa de velocidades. O disco de freio é feito de uma liga especial de metal para suportar altas temperaturas que possam atingir até 700 °C (MUYEEN et al., 2009);
5. Eixo rotor-gerador: Este eixo é responsável por transmitir energia cinética do rotor à caixa multiplicadora (JAMIESON, 2011);
6. Caixa multiplicadora de engrenagens: A velocidade de rotação de um gerador de turbina eólica padrão é de cerca de 188,5 rad/s (1800 rot/min) enquanto a velocidade típica da turbina é de 2,09 rad/s (20 rot/min) a 15,09 rad/s (144 rot/min). Portanto, uma caixa multiplicadora é necessária entre o gerador e o rotor. Contudo, existem sistemas que não utilizam este componente (AHLSTROM, 2002);
7. Eixo de alta velocidade: é o eixo responsável por transmitir velocidade da caixa multiplicadora ao gerador (WOOD, 2011);
8. Gerador: O gerador de turbina eólica converte energia mecânica em energia elétrica. O tamanho do gerador é determinado pela potência nominal. A eficiência do sistema elétrico gerador geralmente cai rapidamente abaixo de sua potência de saída nominal. A fim de tornar a turbina eólica o mais eficiente possível, os fabricantes desenvolveram técnicas para aumentar a eficácia mesmo em baixas rotações (SHEPHERD e ZHANG, 2011);
9. Sistema de resfriamento para gerador: Responsável por manter o gerador em temperatura de operação e evitar uma possível parada de funcionamento (HAU, 2005);
10. Hardware de controle: Um sistema de controle é instalado no interior da nacela, sendo este sistema responsável por controlar a transmissão de potência, atuadores de passo e *yaw* dentre outras funções (BURTON et al., 2011);
11. Anemômetro de velocidade do vento: Responsável por realizar a medição de velocidade do vento e passar as informações para o hardware de controle (SHEPHERD & ZHANG, 2011);
12. Anemômetro de direção do vento: Realiza medição da direção do vento e emite informação para o hardware de controle para controlar o ângulo *yaw* (HANSEN, 1992);
13. Mecanismo de giro: Mais conhecido como mecanismo de *yaw*, a maioria das turbinas eólicas de eixo horizontal usam um controle de *yaw*. Um sistema elétrico ou hidráulico é usado para alinhar a direção do vento com o rotor (HANSEN, 1992). Este sistema será melhor explicado na seção 2.6;

14. Torre: Os tipos mais comuns de torres são os tipos de treliça e tubular construídos de aço ou concreto. A torre pode ser projetada de duas maneiras, rígida e não rígida. Uma torre rígida tem frequência natural acima da frequência de rotação das pás. Contudo, torres não rígidas são mais leves e mais baratas, mas sofrem maiores níveis de alta tensão no material (AHLSTROM, 2002);
15. *Hub*: Esta peça da turbina eólica conecta as pás da turbina ao eixo principal. As pás são fixadas aos flanges do *hub* por buchas roscadas em sua base. O *hub* pode ser rígido ou oscilante e dependendo de sua forma que costuma ser muitas vezes complexo, é conveniente produzir em ferro fundido. O *hub* também deve ser altamente resistente a fadigas, o que é difícil de conseguir em uma construção soldada. No entanto, o ferro fundido tem a desvantagem de ser bastante frágil e pode fraturar sob cargas do tipo impacto (AHLSTROM, 2002);

Figura 2.2 – Principais componentes de um aerogerador.



Fonte: Schubel (2012).

Na Seção 2.3 será descrita a classificação de turbinas eólicas, além de alguns arranjos de aerogeradores.

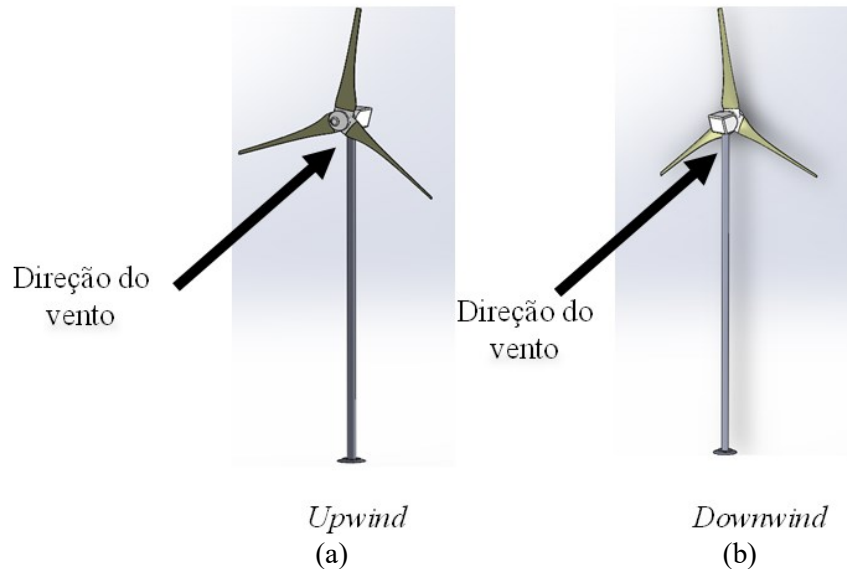
2.3 MODELOS DE TURBINAS CONFORME DIREÇÃO DO VENTO

As turbinas eólicas são classificadas conforme a direção do vento que incide sobre a área de varredura do rotor, sendo classificadas nos tipos *upwind* e *downwind* (BURTON *et al.*, 2011).

As turbinas eólicas do tipo *upwind* o vento incide primeiramente na área de varredura do rotor e após sob a nacele. Este modelo apresenta como principal vantagem, quando comparado ao modelo *downwind*, a redução do efeito da sombra eólica causado pela torre. Neste modelo as pás precisam ter uma resistência maior sob efeito de deformação, pois elas sofrerão maiores deformações causadas pela flexão (HAU, 2005). Nesta dissertação, as modelagens e análises serão baseadas num modelo *upwind*, conforme visto na Figura 2.3 (a).

Ao contrário das turbinas do tipo *upwind*, nos modelos de turbinas eólicas *downwind* o vento incide primeiramente na nacele e posteriormente nas pás, tendo como principal desvantagem a constante sombra da torre, a qual deriva em cargas periódicas transmitidas com variações da potência no eixo do rotor, este efeito torna-se inadmissível para geradores de potências superiores a média, porque a variação das cargas sobre as pás deriva num efeito significativo de fadiga (BURTON *et al.*, 2011). Contudo, a principal vantagem deste modelo, quando comparado ao modelo *upwind*, é não precisar de um sistema de orientação devido sua forma construtiva, no entanto esta orientação passiva ocorre numa dinâmica muito lenta. Então, para atingir o ponto de máxima eficiência da turbina é preciso implementar um sistema ativo de variação do ângulo *yaw* (YANG, 2013). A Figura 2.3 (b) mostra um modelo *downwind*.

Figura 2.3 - Modelo de turbinas eólicas: *upwind* (a) e *downwind* (b).



Fonte: Adaptado de Yang (2013).

2.3.1 Modelos de Aerogeradores

Nesta seção será descrito brevemente alguns modelos de aerogeradores presentes na indústria eólica, sendo possível ter melhor compreensão dos modelos presentes e em desenvolvimento. Contudo, o estudo aqui presente é sobre esforços envolvidos para variação dos ângulos de passo e *yaw*, além do controle de potência da turbina eólica. Sendo possível aplicar nos diferentes arranjos de modelos apresentados.

É possível desenvolver aerogeradores com velocidade fixa e variável. No aerogerador de velocidade variável a frequência de geração é desacoplada da frequência de potência entregue à rede, utilizando um dispositivo de eletrônica de frequência. Enquanto o modelo com velocidade fixa, a variação da rotação do rotor é transmitida diretamente à variação da frequência do gerador, podendo ter uma desvantagem em relação ao modelo de velocidade variável, por ocorrer flutuações na frequência entregue pelo aerogerador à rede elétrica (ACKERMANN, 2005).

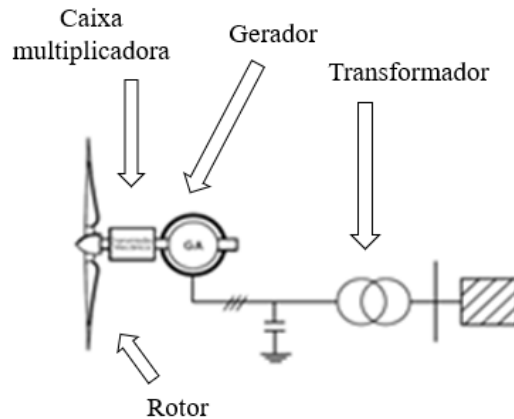
2.3.2 Gerador de indução conectado diretamente à rede

Este arranjo de sistema está sendo descrito nesta dissertação por se tratar de um modelo que costuma ser utilizado em potências de aerogeradores de 100 kW à 1,5 MW, conforme citado em Burton *et al.* (2011). Nesta dissertação as análises de esforços são feitas dentro desta faixa.

Neste sistema é utilizado um gerador assíncrono com rotor em gaiola, cujo estator é conectado diretamente à rede elétrica. Neste arranjo é preciso uma caixa multiplicadora para atingir a velocidade angular nominal do gerador. A velocidade angular do gerador pode variar cerca de 1% devido a frequência da rede e tensão do estator. Assim sendo, este tipo de configuração recebe o nome de Aerogerador de Velocidade Fixa. A alta demanda de energia reativa no gerador elétrico faz com que seja preciso proporcionar ao sistema um banco de capacitores para compensar este consumo de energia reativa. Tem como principal vantagem a simplicidade e robustez do sistema e tendo um custo menor de instalação. Contudo, como desvantagem encontram-se o mencionado consumo elevado da potência reativa da rede e o baixo coeficiente aerodinâmico. Com isto, as variações nas condições do vento são refletidas na qualidade da potência gerada (BURTON *et al.*, 2011).

É comum este tipo de gerador contar com duas velocidades angulares fixas as quais se conseguem utilizando dois geradores com diferentes números de polos e comutando a operação entre eles para ficar mais perto do ótimo funcionamento da turbina, porém isto aumenta os custos do aerogerador (CABALLERO, 2001). A Figura 2.4 mostra a topologia deste aerogerador.

Figura 2.4 - Topologia de gerador de indução conectado diretamente à rede.



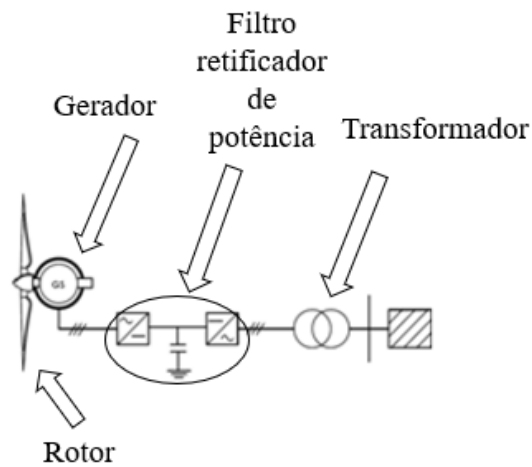
Fonte: Gonzalez (2012).

2.3.3 Gerador Síncrono conectado à rede via conversor com ímãs permanentes (PMSG) e sem caixa de engrenagens

Esta configuração é importante de ser destacada porque é a tecnologia que apresenta maior perspectiva de crescimento, porém encontra-se com um grande risco de monopolização chinesa das terras raras para produção de ímãs permanentes, o que pode inviabilizar o investimento desta tecnologia em outros países (SADDEN, 2011).

Este arranjo de aerogerador, com velocidade variável, possui um gerador síncrono com elevado número de polos, desta forma a velocidade angular nominal do gerador é da ordem da velocidade angular nominal do rotor, não sendo preciso uma caixa multiplicadora de velocidade. Neste sistema não é necessária excitação do rotor porque o campo magnético é obtido diretamente com a utilização de ímãs permanentes. Contudo, este sistema necessita de um conversor de potência que deve suportar 100% da potência nominal (GONZALES, 2012). A Figura 2.5 mostra a topologia deste arranjo.

Figura 2.5 – Arranjo de aerogerador PMSG.

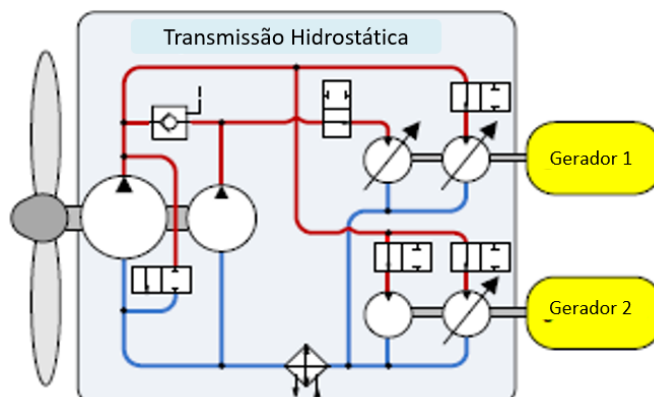


Fonte: Gonzalez (2012).

2.3.4 Gerador Síncrono com transmissão hidrostática

Esta tecnologia está em desenvolvimento, porém algumas concepções já foram testadas em bancadas experimentais, como a concepção desenvolvida por Schmitz *et al.* (2011) que tem como princípio a ideia de utilizar duas bombas de pistão radial com um deslocamento total de $0,0105 \text{ m}^3/\text{rad}$ (66 L/rev) acionando três motores hidráulicos de deslocamento variável e um constante. Os quatro motores são montados em dois geradores. Em carga parcial, a bomba com 80% do deslocamento total pode ser desligada abrindo uma válvula para baixa pressão. A Figura 2.6 mostra esta concepção desenvolvida.

Figura 2.6 - Transmissão hidrostática desenvolvida por Schmitz.

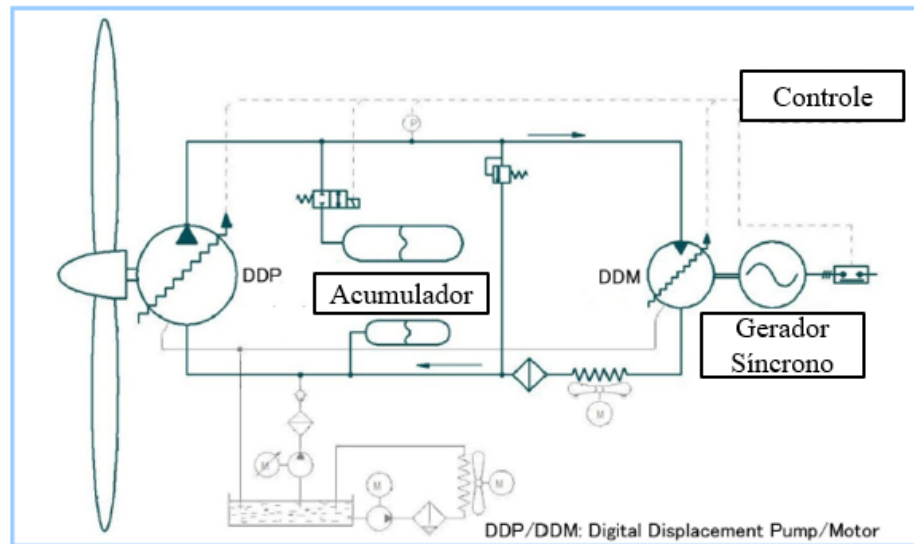


Fonte: adaptado de Schmitz et al. (2011), traduzido pelo autor (2019).

Empresas como Mitsubishi/Artemis desenvolveram e implantaram transmissão hidrostática em aerogeradores de 2,4 MW e 7MW, cuja a tecnologia empregada foi a hidráulica

digital na bomba e no motor hidráulico. O artigo de Umayá *et. al.* (2013) apresenta a solução desenvolvida, sendo esta mostrada na Figura 2.7.

Figura 2.7 - Concepção desenvolvida por Umayá *et. al.* 2013.



Fonte: adaptado de Umayá *et. al.* (2013) traduzido pelo autor (2019).

O conceito de transmissão hidrostática também sendo desenvolvido no LASHIP desde 2012 com o mestrado de Eduardo Flesch (FLESCH, 2012). A concepção de transmissão hidrostática desenvolvida no LASHIP e conseqüentemente a analisada nesta dissertação, será apresentada na seção 2.7.

2.4 CONCEITO DE ÂNGULO DE PASSO

Ângulo de passo ou *pitch angle control*, refere-se a modificar o ângulo de ataque das pás de um rotor em relação a direção do vento, a fim de controlar a produção ou a absorção de energia. As turbinas eólicas utilizam isso para ajustar a velocidade de rotação e a potência gerada. Este ajuste é muito importante para obter a eficiência máxima da turbina para determinada condição de vento, além de evitar danos estruturais quando estiver em condições extremas de ventos (NIGAM *et al.*, 2016). A Figura 2.8 ilustra o que se refere a variação do ângulo de passo em turbinas eólicas, este ângulo geralmente é representado pela letra grega β .

Figura 2.8 - Ilustração do ângulo de passo numa turbina eólica.



Fonte OWNERS ROUNDTABLE (2018).

Em turbinas eólicas de passo regulados, as pás são montadas no cubo do rotor com rolamentos de prato giratório. Eles podem ser girados em torno do seu eixo longitudinal durante a operação. Em ventos abaixo da velocidade de vento nominal (v_n), a configuração do *pitch* é continuamente ajustada para longe do ponto de *stall* para aumentar a força de sustentação (*lift*) e reduzir a força de arraste (*drag*) ajustando ativamente a potência gerada. Porém, para ventos acima da velocidade nominal o ângulo de ataque é reduzido de forma a reduzir a força de sustentação. Contudo, o tempo de reação para variar o ângulo de passo em aerogeradores costuma ser lento, onde de acordo com Miller *et al.* (2003) a velocidade máxima do sistema de regulação é 10°/s para turbinas de até 3,6 MW.

Para entender o mecanismo de variação de ângulo de passo é preciso explicar a teoria aerodinâmica de conversão de energia cinética do vento em energia mecânica do eixo do rotor. Esta teoria será brevemente explicada na seção 3.2.1, sendo que será uma síntese do que foi abordado na dissertação de Gonzalez (2012). A partir das equações descritas nestas teorias, foram desenvolvidos modelos matemáticos para simulação dos esforços envolvidos na variação do ângulo de passo e *yaw*.

2.5 CONTROLE INDIVIDUAL E COLETIVO

Independente do mecanismo de atuação de passo selecionado, o controle de atuação pode ser realizado por meio de um atuador comum para todas as pás ou um atuador individual para cada pá.

No controle coletivo, apenas um atuador transmite movimento rotativo para todas as pás, tendo como vantagem diminuir o número de componentes e mecanismo. Porém se este atuador falhar, transmitirá a falha para todas as hélices porque todas elas seguem as mesmas referências do atuador.

No controle individual cada pá terá uma referência própria, apesar de todos os controles serem projetados igualmente, é possível projetar sistemas de segurança para caso ocorram falhas num dos controladores, aumentando assim a confiabilidade da turbina. Nesta dissertação, o sistema projetado será por meio do controle individual.

2.5.1 Força aplicada nas alavancas

O sistema de forças aplicadas na alavanca é utilizado para gerar a força necessária para rotacionar a pá do aerogerador. Sendo que estas forças são decorrentes dos momentos ao atrito nos rolamentos, momento aerodinâmico, momento pelo peso da pá, momento de inércia centrífuga e ao momento de inércia polar.

As forças aplicadas na alavanca podem ser de diversas maneiras: por cilindros hidráulicos controlando força e posição, conforme Figura 2.9, pode ser também um ou mais atuadores hidráulicos rotativos, conforme Figura 2.10 (a) e outra opção é utilizar servomotores para controle da posição da alavanca, conforme Figura 2.11. Nas próximas seções serão apresentados alguns atuadores que podem ser projetados para este controle.

2.5.2 Sistemas hidráulicos para o controle

Os sistemas de ajuste de passo por meio da hidráulica são caracterizados por forças de atuação elevadas, restrições de espaço e alta confiabilidade. Válvulas direcionais proporcionais fornecem funcionalidade de controle, mantendo a alta regulação dinâmica, combinando controle proporcional com mecânica. As válvulas lógicas padrão fornecem proteção confiável para todas as situações de desligamento de emergência (REXROTH, 2010).

A hidráulica é o método mais utilizado para o controle do ângulo de passo de aerogeradores (HAU, 2005). Um dos motivos é que a hidráulica tem como vantagens deslocar cargas elevadas com atuadores reduzidos, além de poderem ser projetados para realizar controles de posição com alta precisão e com velocidades expressivas.

Geralmente nestes sistemas a unidade hidráulica é instalada na nacele do aerogerador. Contudo, como todo sistema hidráulico, apresenta desvantagens de ter uma eficiência média de 35%, além da possibilidade de vazamentos.

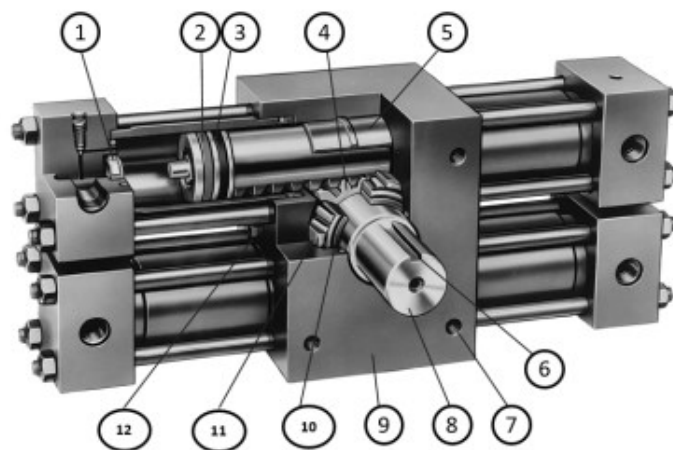
Figura 2.9 - Cilindros hidráulicos controlando posição da alavanca.



Fonte: Rexroth (2003).

Atuadores hidráulicos rotativos, conforme Figura 2.10, podem ser uma opção válida para esta atuação porque estes transformam movimento linear do cilindro em movimento rotativo, por meio de um conjunto cremalheira – pinhão, não sendo necessário projetar um conjunto alavanca para rotacionar a hélice. A Tabela 2.1 apresenta a descrição dos itens do atuador hidráulico rotativo da Figura 2.10. A Figura 2.10 mostra a instalação deste atuador.

Figura 2.10 - Atuador hidráulico rotativo.



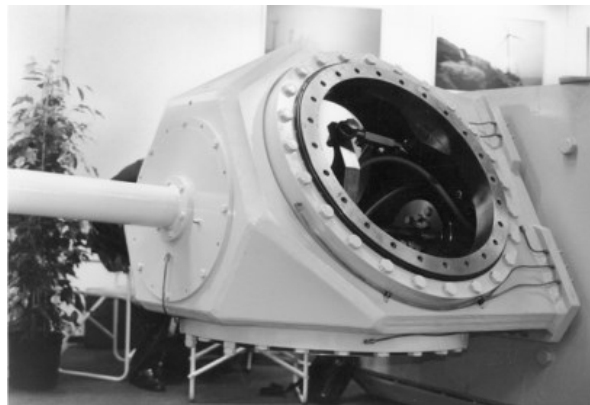
Fonte: (a) adaptado de PARKER, 2017.

Tabela 2.1 - Descrição dos itens da Figura 2.10 (a).

Item	Componente
1	Batente de fim de curso
2	Vedação do êmbolo de Polypak
3	Vedação do êmbolo de Teflon
4	Cremalheira e Pinhão
5	Rolamento de bronze
6	Chaveta de acoplamento
7	Furos com montagem com rosca
8	Eixo com chave macho padrão
9	Corpo do atuador de aço 1020
10	Vedações do pinhão
11	Rolamento de rolos cônicos
12	Válvula de alívio

Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 2.11 - Disposição no rotor da turbina.



Fonte: HAU, 2005.

2.5.3 Sistemas Eletromecânicos

Segundo García & Tcherniak (2019), os atuadores eletromecânicos rotativos e lineares também podem ser uma alternativa para a variação de ângulo de passo. Esta alternativa apresenta características de alta eficiência (cerca de 95%), baixo nível de ruídos, cerca de 2.000 relações de transmissão, podendo obter diversas combinações de relação de torque e velocidade ideal, além de terem dimensões menores quando comparado com um sistema com cilindro hidráulico. Contudo, estes atuadores costumam apresentar custos maiores de aquisição e manutenção, principalmente pelo fato de terem um sistema de engrenagens planetárias. A Figura 2.12 mostra estes atuadores instalados no interior do *hub*.

Figura 2.12 - Componente eletromecânico



Fonte: (a) Rexroth, 2010.

2.5.4 União Rotativa

Com a união rotativa, há a vedação entre o tubo de alimentação estacionário e um tambor ou cilindro giratório para permitir que o fluxo de material entra ou saia do rolo giratório (KADANT, 2018). As uniões rotativas são projetadas para suportar uma ampla gama de temperaturas e pressões para uma variedade de condições operacionais. Além disso, as uniões rotativas podem integrar múltiplas passagens e lidar com diferentes tipos de fluidos simultaneamente (DSTI, 2019).

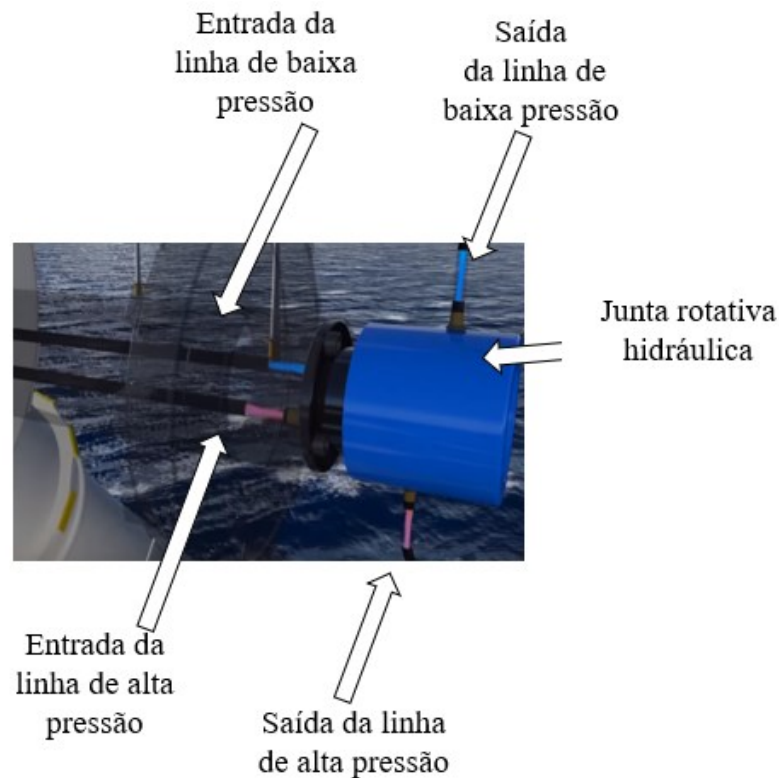
As uniões rotativas utilizadas em turbinas eólicas podem ser hidráulicas e elétricas. As duas próximas seções apresentam algumas características de cada uma.

2.5.4.1 União Rotativa Hidráulica

De acordo com DSTI (2019) união rotativa hidráulica (ou articulação giratória) é um mecanismo usado para transferência de fluido (sob pressão) de uma entrada fixa para uma saída rotativa.

A Figura 2.13 mostra uma união rotativa hidráulica sendo utilizada numa turbina eólica entre o *hub* e a nacele, transferindo o fluido hidráulico da unidade de potência para o atuador e vice versa.

Figura 2.13 - Exemplo de união rotativa hidráulica em aerogerador.



Fonte: DSTI (2015).

2.5.4.2 Junta elétrica rotativa

Um anel deslizante é um dispositivo eletromecânico que permite a transmissão de energia e sinais elétricos de uma estrutura estacionária para uma rotativa. Também chamado de junta elétrica giratória, coletor ou giratória elétrica, este possui um anel deslizante que pode ser utilizado em qualquer sistema eletromecânico que exija rotação contínua, intermitente ou contínua durante a transmissão de energia. Ele pode melhorar o desempenho mecânico, simplificar a operação do sistema e eliminar fios propensos a danos pendurados em juntas móveis (MOOG, 2018).

A Figura 2.14 mostra um anel deslizante eletromecânico que pode ser aplicado em turbinas eólicas para acionar componentes eletromecânicos para movimento do ângulo de passo ou ângulo *yaw*.

Figura 2.14 – Anel deslizante eletromecânico.

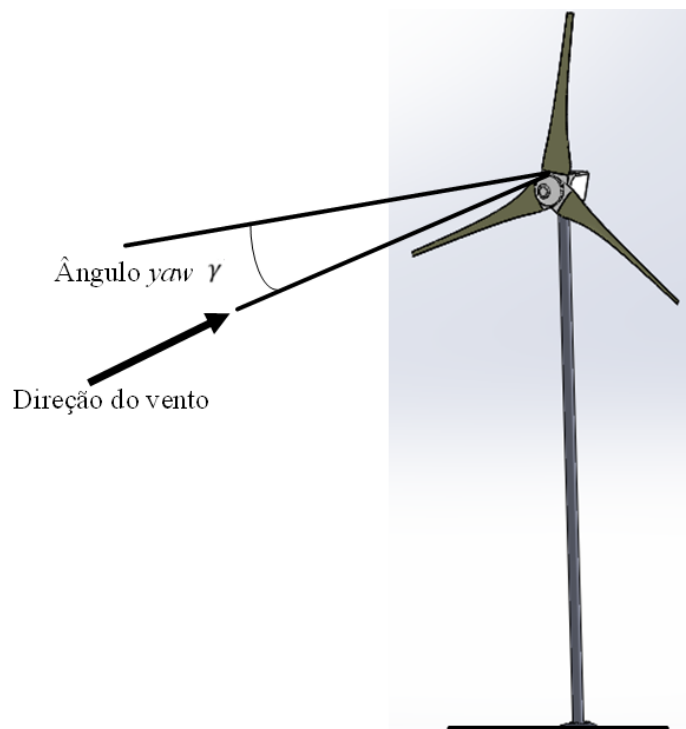


Fonte: DSTI (2019).

2.6 CONCEITO DE ÂNGULO YAW EM TURBINAS EÓLICAS

Turbinas eólicas em operação nem sempre estarão com vento perpendicular ao plano do rotor. Muitas vezes o perfil de vento presente será oblíquo como mostrado na Figura 2.15.

Figura 2.15 - Representação do ângulo yaw em turbinas eólicas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido à entrada oblíqua, as pás da turbina eólica sofrerão cargas excessivas de flexão, podendo danificá-las. Quando o plano do rotor em uma turbina não é perpendicular ao vento, a eficiência diminuirá. Portanto, a maioria das turbinas eólicas atuais tem um sistema de controle de yaw (LOLAND & KROGSTAD, 2011).

Para que o mecanismo de variação de ângulo de *yaw* possa exercer sua função, este deve superar os momentos atuantes. Estes momentos explicados na seção 3.3.1. Outro tema de estudo nesta dissertação é a geração de potência do aerogerador por meio de um sistema de transmissão hidrostática. Os conceitos deste sistema são explicados na seção 2.7.

2.7 TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Neste sistema é obtido a transmissão de potência mecânica rotacional entre um eixo de uma máquina/sistema acionador e o eixo de uma máquina/sistema acionado. Um exemplo é o acoplamento entre um motor de combustão com o eixo do rodado do veículo (LINSINGEN, 2016).

Conforme apresentado na Figura 2.16, uma bomba hidráulica converte a energia mecânica (frequência rotacional e torque) do eixo da máquina/sistema para energia hidráulica (pressão e vazão). O motor hidráulico converte a energia hidráulica em energia mecânica rotacional novamente na saída da transmissão (FIALHO, 2013).

Figura 2.16 – Concepção de uma transmissão hidrostática.



Fonte: Raduenz (2015).

O uso de componentes com deslocamento variável confere ao sistema a capacidade de manter a frequência rotacional do rotor variável e a frequência rotacional do gerador constante. A velocidade do rotor deve mudar de acordo com as variações da velocidade do vento com o objetivo de alcançar a máxima eficiência aerodinâmica e então extrair a máxima potência do vento. O coeficiente de potência C_p determina a potência extraída do vento (BURTON *et al.*, 2011). A potência extraída do vento é calculada por meio de

$$P_r = C_p \cdot P_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_r \cdot C_p \cdot v^3, \quad (2.1)$$

sendo P_v potência disponível no vento, ρ massa específica do ar, A_r a área varrida do rotor e v velocidade do vento.

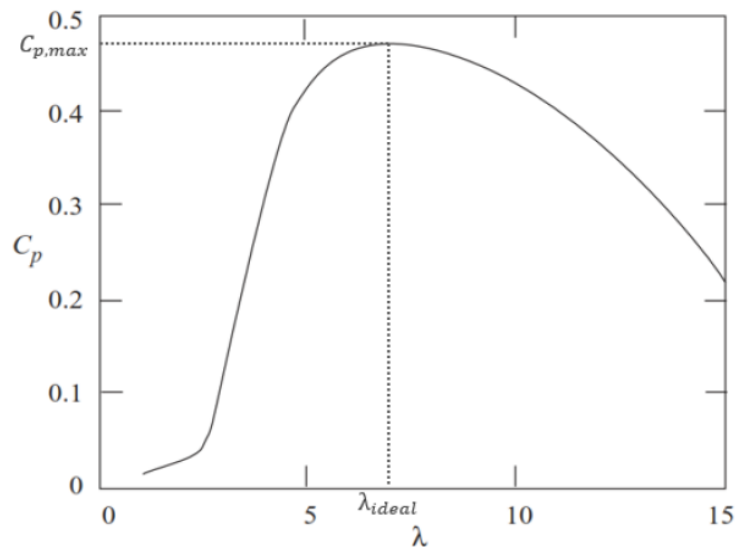
Com o valor da área varrida pode-se calcular o raio do rotor. A velocidade específica é uma relação entre a velocidade tangencial da ponta da pá e a velocidade do vento, expressa como

$$\lambda = \frac{\omega_r \cdot R_R}{v}, \quad (2.2)$$

sendo ω_r a frequência rotacional do rotor e R_r raio total do rotor.

O valor do coeficiente de potência depende da velocidade específica da ponta da pá, conforme mostrado na Figura 2.17.

Figura 2.17 – Relação entre coeficiente de potência e taxa de velocidade da ponta da pá.



Fonte: Raduenz (2015).

Tendo obtido os valores da velocidade angular e potência extraída do vento, pode-se calcular o torque gerado pela transmissão hidrostática como

$$P_r = \omega_r \cdot T_r, \quad (2.3)$$

sendo T_r torque gerado.

Sabendo a potência gerada da turbina, é possível então calcular o torque, pressão e deslocamento volumétrico. Assim, é possível estudar a viabilidade tecnológica.

O torque ideal para a máxima eficiência da turbina eólica é calculado por meio de

$$T_{r,ideal} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_r \cdot C_{pmax} \cdot \omega_r^2 \cdot R^3}{(\lambda_{ideal})^3}, \quad (2.4)$$

Utilizando a Equação (2.3), a pressão ideal na saída da bomba hidráulica é

$$p_{ideal} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_r \cdot C_{pmax} \cdot (\omega_r^2) \cdot \eta_{mp} \cdot (R^3)}{(\lambda_{ideal})^3 \cdot D_p} + p_{p,i}, \quad (2.5)$$

sendo η_{mp} eficiência mecânica da bomba, D_p deslocamento volumétrico da bomba e $p_{p,i}$ a pressão na entrada da bomba hidráulica OP1. Maiores informações sobre as equações (2.4) e (2.5) podem ser encontradas em Flesch (2012).

3. SISTEMAS HIDRÁULICOS PARA CONTROLE DE PASSO, *YAW* E TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Neste capítulo serão apresentadas concepções de circuitos hidráulicos que podem ser aplicados para transmissão de potência, variação do passo e *yaw*. Também será apresentado um sistema hidráulico completo que possa integrar a transmissão hidrostática em conjunto com as atuações de passo e *yaw* da turbina

O capítulo também descreve as equações para o dimensionamento dos componentes hidráulicos e mecânicos para cada circuito.

3.1 CONCEPÇÃO SELECIONADA PARA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Nesta dissertação foi analisado a concepção desenvolvida por Raduenz (2018) onde foi projetado e montado uma bancada de testes para uma transmissão hidrostática desenvolvida para aerogeradores. Foi selecionado esta concepção porque esta já foi testada e validada seu funcionamento no LASHIP. A Figura 3.1 demonstra a concepção de transmissão selecionada, onde serão mostrados os cálculos de dimensionamento deste sistema.

Tabela 3.1 – Componentes da transmissão hidrostática.

COMPONENTE	DESCRIÇÃO	COMPONENTE	DESCRIÇÃO
0P1	Bomba de deslocamento fixo	OHE1	Trocador de calor
0M1	Motor hidráulico de deslocamento variável	0R1	Rotor
0P2 e 0P3	Bomba de engrenagem	0ME2	Motor elétrico p/ sistema de preenchimento
0ME3	Motor do trocador de calor	0GS1	Gerador síncrono
1V5,1V6,1V7, 1V8, 1V9	Válvula de alívio pilotada	1V4	Válvula On/Off normalmente aberta
1V1,1V2 e 1V3, 1V15	Válvula de retenção	2V1 e 2V2	Válvula de esfera
0Z3	Filtro de retorno	0Z2	Filtro de pressão
1S11,1S12	Manômetro	0Z1	Reservatório do sistema de preenchimento
1V10	Válvula de alívio proporcional		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nota-se que não há caixa multiplicadora, visto que um conjunto de engrenagens costuma apresentar manutenções com maior frequência além de ter custos de aquisição consideráveis, sendo assim foi analisado os limites desta concepção sem o uso de caixa de engrenagens.

Neste sistema há uma a válvula normalmente fechada (1V14) entre as linhas de alta e baixa pressão para garantir uma ação de segurança em caso de falha do sistema. Quando seu solenoide é energizado abre caminho para o fluido, assim este não irá mais para o restante do sistema, além de equalizar as pressões das linhas de alta e baixa pressão. As válvulas 2V1 e 2V2 são fechadas quando se deseja realizar uma manutenção na máquina (RADUENZ, 2018).

As válvulas de alívio de pressão 1V5 e 1V6 funcionam como válvulas de segurança para limitar a energia gerada pelo sistema. Quando atingida a pressão de abertura, ela desviará parte da vazão para a linha de baixa pressão. Neste ponto, o sistema perde parte de sua capacidade de controle, uma vez que não há como aumentar a pressão para controlar a velocidade do rotor (RADUENZ, 2018).

3.1.1 Cálculos para seleção de componentes

Os modelos matemáticos desenvolvidos em Matlab® para realizar as análises de viabilidade da utilização desta concepção em diferentes tamanhos de aerogeradores foram baseados nas seguintes determinações para seleção de componentes.

3.1.1.1 Dimensionamento do motor hidráulico

Para selecionar o motor hidráulico (0M1) é preciso primeiramente definir a potência máxima do aerogerador, ou seja, a potência máxima que se deseja que o aerogerador entregue à rede. A partir disto, calcula-se a potência útil que deve ser fornecida ao gerador, por meio de

$$P_{uM} = \frac{P_e}{n_g}, \quad (3.1)$$

sendo P_{uM} potência útil que deve ser fornecida ao gerador, P_e a potência entregue para rede elétrica e n_g a eficiência global do gerador, sendo esta eficiência informada no catálogo WEG cod:50036341.

Sabendo que

$$P_{aM} = \frac{P_{uM}}{n_{gm}}, \quad (3.2)$$

onde P_{aM} é a potência de acionamento que deve ser fornecida ao motor hidráulico e n_{gm} a eficiência global do motor hidráulico.

Também é preciso definir a pressão máxima do sistema (p_c), sendo essa definida em 28 MPa (280 bar) conforme descrito anteriormente. Então calcula-se a vazão máxima que o motor hidráulico deve suportar:

$$q_{vm} = \frac{P_{aM}}{p_c}, \quad (3.3)$$

sendo, q_{vm} a vazão máxima do motor hidráulico.

O deslocamento volumétrico do motor hidráulico (D_m) é calculado conforme equação (3.4)

$$D_m = \frac{q_{vm}}{\omega_n^G}, \quad (3.4)$$

ω_n^G a rotação do gerador, cuja rotação é constante em (188,49 rad/s) 1800 rot/min quando atingir máxima condição de operação, desde que seja selecionado um gerador com dois pares de polos e este esteja numa frequência de 60 Hz.

3.1.1.2 Seleção da bomba hidráulica

Sabendo que a bomba fornece potência hidráulica ao motor hidráulico, então é calculada conforme equação

(3.5)

$$P_{aP} = \frac{P_{aM}}{n_{gp}}, \quad (3.5)$$

sendo P_{aP} é a potência de acionamento da bomba hidráulica (OP1) e n_{gp} a eficiência global desta bomba. Os valores das eficiências mecânicas e volumétricas são obtidos em catálogos que estão descritos nas análises presentes na seção 5.1.1.

Lembrando que

$$n_{gp} = n_{mp} \cdot n_{vp}, \quad (3.6)$$

onde n_{mp} é o rendimento mecânico da bomba e n_{vp} é o rendimento volumétrico da bomba (OP1).

Neste modelo de simulação foi considerado que o sistema não tem perdas de vazamentos externos nas tubulações de alta e baixa pressão, já que estas perdas seriam muito

difíceis de considerar com exatidão em sistema teórico, contudo, há vazamentos externos que podem ocorrer na bomba e no motor hidráulico. Sendo assim

$$q_{vp} = \frac{q_{vm}}{n_{vp}}, \quad (3.7)$$

sendo q_{vp} a vazão da bomba (OP1).

O deslocamento volumétrico D_p desta bomba é calculado por

$$D_p = \frac{q_{vp}}{\omega}, \quad (3.8)$$

sendo (ω) a frequência rotacional do rotor.

Finalmente pode-se calcular o torque (T_p) que esta bomba deve suportar:

$$T_p = \frac{P_{aP}}{\omega}, \quad (3.9)$$

3.1.1.3 Dimensionamento da tubulação

Nesta seção será mostrado como foi dimensionado as tubulações que suportam as pressões máximas do sistema. Os cálculos estão conforme norma ANSI/ASME B.31.

O diâmetro interno da tubulação é calculado por

$$d_t = \sqrt{\frac{4,607 \cdot q_{vp}}{v_{fluido}}}, \quad (3.10)$$

sendo d_t diâmetro interno da tubulação e v_f a velocidade do fluido, onde essa velocidade é definida como 6 m/s, na linha de alta pressão, cuja é a velocidade definida para a aplicação, conforme norma ANSI/ASME B.31. O valor obtido na Equação (3.10) é em milímetros.

A espessura da tubulação (t) é calculada por

$$t = \frac{p_c \cdot d_t}{2 \cdot (Sh \cdot E + p_c \cdot Y - p_c)} + C, \quad (3.11)$$

onde (Sh) é a tensão admissível do material na temperatura de projeto, (E) o coeficiente de eficiência da solda, (Y) o coeficiente de redução de acordo com o material e temperatura e (C) é a soma das sobre-espessuras para corrosão, erosão e aberturas de rosca. A Tabela 3.2 apresenta os valores destes parâmetros, sendo que foram obtidos de Ribeiro (2012).

Tabela 3.2 – Características do material selecionado para tubulações.

Nomenclatura	Valor
Sh	$240 \times 10^6 Pa$ (para aço ASTM A36)
E	1 para tubos sem costuras
Y	0,4 (para aço ASTM A36)
C	0,002

Fonte: Elaborada pelo autor.

3.1.1.4 Perdas de Carga nas Tubulações

O modelo calcula as perdas de carga nas tubulações baseado em Linsingen (2016) onde a perda de carga ao longo de uma tubulação contínua (p_{ct1}) está de acordo com a equação (3.12)

$$p_{ct1} = f \cdot L \cdot d_t \cdot (v_{fluido})^2 \cdot \frac{\rho_{fluido}}{2}, \quad (3.12)$$

sendo f o coeficiente de atrito na tubulação, com valor de 0,052 para esta aplicação, L o comprimento da tubulação, que nesta pesquisa foi considerado como 2,2 vezes o comprimento da altura da torre, pois terá uma tubulação levando fluido da bomba até o motor hidráulico que fica na base do aerogerador e o inverso também, além das tubulações que interligam os outros componentes e o sistema de preenchimento. O ρ_{fluido} refere-se a massa específica do fluido hidráulico.

De acordo com Linsingen (2016), ao calcular as perdas de cargas nas curvas das tubulações deve-se primeiramente calcular o coeficiente de perda de carga em curvas que é calculado por meio da equação (3.13). Sendo i o fator de perda de carga de acordo com o número de Reynolds, r_t o raio de curvatura das tubulações cujo o valor foi definido em 0,03 metros e θ o ângulo de curvatura da tubulação, cujo valor foi definido e 1,4 rad, afim de manter o valor médio das curvas presentes na bancada desenvolvida no LASHIP.

$$e_y = 0,0175 \cdot i \cdot r \cdot d_t \cdot \theta, \quad (3.13)$$

Conforme comentado, o valor de i é calculado de acordo com o número de Reynolds, sendo:

$$i = \frac{20}{Re_y^{0,65}} \cdot \left(\frac{d_t}{2 \cdot r}\right)^{0,175} \quad \text{para } 10^2 \leq Re_y \left(\frac{d_t}{2r_t}\right)^{0,5} \leq 600, \quad (3.14)$$

$$i = \frac{20}{Re_y^{0,65}} \cdot \left(\frac{d_t}{2 \cdot r}\right)^{0,225} \quad \text{para } 600 \leq Re_y \left(\frac{d_t}{2r_t}\right)^{0,5} \leq 1400, \quad (3.15)$$

$$i = \frac{20}{Re_y^{0,65}} \cdot \left(\frac{d_t}{2 \cdot r}\right)^{0,275} \quad \text{para } 1400 \leq Re_y \left(\frac{d_t}{2r_t}\right)^{0,5} \leq 5000, \quad (3.16)$$

onde Re é o número de Reynolds.

Desta forma pode-se calcular a perda de carga nas curvas das tubulações (p_{ct2}) por

$$p_{ct2} = e_y \cdot \frac{\rho_{fluido}}{2} \cdot v_{fluido}^2. \quad (3.17)$$

Finalmente é possível calcular a perda de carga total nas tubulações (p_{ctotal})

$$p_{ctotal} = p_{ct1} + (n_c \cdot p_{ct2}), \quad (3.18)$$

onde n_c representa o número de curvas das tubulações que foi definida em 8 de acordo com a concepção desenvolvida.

3.1.1.5 Dimensionamento para o sistema de preenchimento

A bomba do sistema de preenchimento tem a função de repor as perdas volumétricas da bomba 0P1 e o motor 0M1, sua vazão (q_{vs}) pode ser calculada por meio de

$$q_{vs} = (1 - n_{vp} \cdot n_{vm}) \cdot q_{vp}, \quad (3.19)$$

sendo multiplicado pela vazão da bomba OP1, já que esta tem maior vazão de saída do sistema (FLESCHE, 2012).

O deslocamento volumétrico máximo que esta bomba deve suportar foi calculado por meio de

$$D_{ps} = \frac{q_{vs}}{\omega_m \cdot n_{vps}}, \quad (3.20)$$

onde D_{ps} é o deslocamento volumétrico da bomba de preenchimento, ω_m é a rotação do motor elétrico que aciona esta bomba e n_{vps} o rendimento volumétrico da bomba de preenchimento.

A potência hidráulica que esta bomba gera (P_{ots}) ao sistema é

$$P_{ots} = \frac{q_{vs} \cdot p_{cs}}{n_{mps}}, \quad (3.21)$$

sendo p_{cs} a pressão máxima da linha de suprimento, que é igual a pressão da linha de baixa pressão da transmissão hidrostática e n_{mps} o rendimento mecânico da bomba de preenchimento.

Assim é possível calcular a potência do motor elétrico que aciona a bomba hidráulica do sistema de preenchimento e desta forma dimensionar o motor elétrico mais apropriado, ou seja

$$P_{otas} = \frac{P_{ots}}{nm_{me}}, \quad (3.22)$$

onde P_{otas} é a potência deste motor e nm_{me} é o rendimento mecânico do motor elétrico selecionado.

O volume do reservatório foi baseado em Moreira (2012), o qual cita uma regra usual do volume ser 3 vezes maior que a vazão máxima do somatório de todas as bombas operando em conjunto, ou seja

$$V_r = 3 \cdot q_{vs}, \quad (3.23)$$

onde V_r é o volume do reservatório.

3.1.1.6 Trocador de calor

O dimensionamento do trocador de calor foi baseado na lógica desenvolvida por Rapp & Turesson (2015) para isto primeiramente calcula-se a potência dissipada pelo aerogerador (P_{otd})

$$P_{otd} = P_e \cdot n_{aero}, \quad (3.24)$$

sendo que (n_{aero}) corresponde à eficiência apenas da transmissão hidrostática, calculada como:

$$n_{aero} = n_{gp} \cdot n_{gm} \cdot n_{gg} \cdot n_{troc} \cdot n_{me} \cdot n_{gps}, \quad (3.25)$$

onde n_{troc} é a eficiência do trocador de calor, n_{gps} eficiência global da bomba de preenchimento e n_{gm} a eficiência global do motor hidráulico. Assim é possível estimar a eficiência para a transmissão da turbina eólica.

Então pode-se estimar a potência do trocador de calor (P_{ottoc}) por meio de

$$P_{ottoc} = P_e - P_{otd} \quad (3.26)$$

3.1.1.7 Acumuladores de pressão

Os acumuladores da linha de alta e baixa pressão foram dimensionados por meio de um modelo dinâmico presente na biblioteca do software Amesim[®], porque com um modelo estático não era possível dimensionar de forma precisa os acumuladores. O modelo utilizado está descrito no apêndice B.

O acumulador hidráulico para a linha de alta pressão foi selecionado para reduzir os choques hidráulicos no pórtico de entrada do motor hidráulico, sendo definido as pressões mínimas e máximas que o motor hidráulico recebe em 6 MPa (60 bar) e 33 MPa (330bar) respectivamente, onde 330 bar refere-se a pressão máxima que os motores selecionados suportam.

O acumulador hidráulico presente na linha de baixa pressão tem a função de evitar que a bomba OP1 sofra cavitação com possíveis mudanças bruscas de vento.

3.1.1.8 Dimensionamento dos filtros

O elemento filtrante na linha de retorno que tem como função reduzir para um nível aceitável o tamanho e a concentração de partículas contaminantes no sistema, de modo a proteger os seus componentes contra o desgaste prematuro. Deve ser dimensionado de acordo com o meio filtrante, a pressão máxima de trabalho da linha de retorno, além da temperatura de trabalho. Porém, antes de selecionar um filtro, é necessário conhecer o nível de contaminação adequado à operação do sistema. O código ISO 4406 é composto por três números intercalados por barras, sendo determinada a quantidade de partículas do tamanho de 4, 6 e 14 μm ou maiores, para cada 1 mililitro de fluido. De acordo com Vickers (2005, apud Cundiff 2002) recomenda-se que o fluido presente no circuito principal apresenta um nível de limpeza conforme Tabela 3.3 para transmissões hidrostáticas de circuito fechado.

Tabela 3.3 - Parâmetros para seleção do filtro de retorno.

Parâmetro	Valor
Pressão de trabalho na linha de baixa	0 a 0,5 MPa
Vazão máxima que passa no filtro	De acordo com Eq. (3.3)
Temperatura de trabalho do circuito	Média de 65°C
Nível de limpeza do fluido recomendado	16/14/11

Fonte: Elaborado pelo autor.

O filtro de pressão presente na linha de suprimento pode ser dimensionado do mesmo modo, porém a vazão máxima que o filtro deve suportar é calculada por meio da Equação

(3.19), além do fato de ser um circuito que opere com pressão abaixo de 140 bar. De acordo com o fabricante Vickers (2005, apud Cundiff 2002), é recomendado para bombas de engrenagens ou palhetas um nível de pureza de acordo com o código 20/18/15.

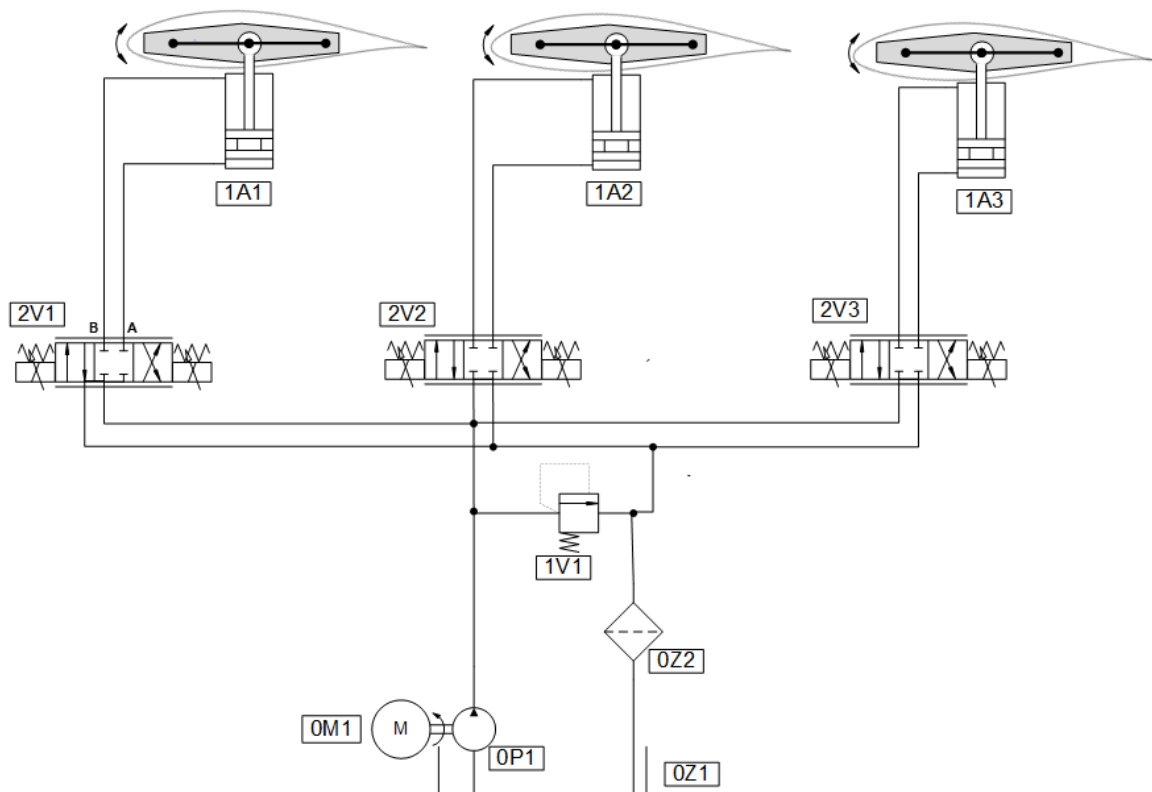
3.2 SISTEMA HIDRÁULICO PARA VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE PASSO

Utilizar cilindro hidráulico para controle de passo é uma alternativa bastante viável do ponto de vista econômico quando comparado ao atuador eletromecânico, além de ter menores manutenções, já que um atuador eletromecânico opera com um conjunto de engrenagem global, sendo que estas costumam ter mais paradas para manutenções. Contudo, os atuadores eletromecânicos são mais compactos e apresentam uma ampla faixa de esforço suportado. Atualmente é possível selecionar atuadores eletromecânicos que suportam torques de 3 kNm

até 28 kNm, onde é possível selecionar este atuador até uma faixa de aerogerador de 300 kW, cujo, aerogerador desta potência tem momento máximo aplicado para variação de passo de aproximadamente 17 kNm. Acima desta potência para utilizar um sistema hidráulico requer um volume útil ocupado muito expressivo dentro da nacele, sendo mais recomendável selecionar um sistema eletromecânico.

Uma possível concepção de sistema hidráulico para controle de *pitch* (passo) é proposta nesta dissertação, sendo esta concepção baseada no estudo de Gonzalez (2012). A Figura 3.2 apresenta o circuito hidráulico projetado.

Figura 3.2 - Circuito hidráulico para atuação de passo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3.4 - Lista de componentes do circuito de passo.

COMPONENTE	DESCRIÇÃO
------------	-----------

0M1	Motor hidráulico
0P1	Bomba hidráulica
0Z1	Reservatório
0Z2	Filtro de retorno
1V1	Válvula de alívio
2V1,2V2 e 2V3	Válvula direcional proporcional
1A1, 1A2, 1A3	Cilindro hidráulico

Fonte: Elaborado pelo autor.

O sistema hidráulico é bastante simples, visto que utilizando válvulas proporcionais direcionais (2V1, 2V2 e 2V3) é possível fazer o controle de posição e velocidade do cilindro hidráulico, conseqüentemente do giro de passo da hélice.

Para dimensionamento do cilindro hidráulico e a válvula proporcional direcional é necessário calcular primeiramente a força máxima que este atuador irá exercer. Para isso é preciso o entendimento da teoria aerodinâmica e as equações que regem os esforços envolvidos para atuação do passo, sendo apresentado nas próximas seções.

3.2.1 Teoria Aerodinâmica

De acordo com Bianchi *et al.* (2005) a potência mecânica que a turbina é capaz de transmitir para ser aproveitada no gerador elétrico é definida por

$$P_{ext} = \frac{1}{2} \rho_{ar} A_r v^3, \quad (3.27)$$

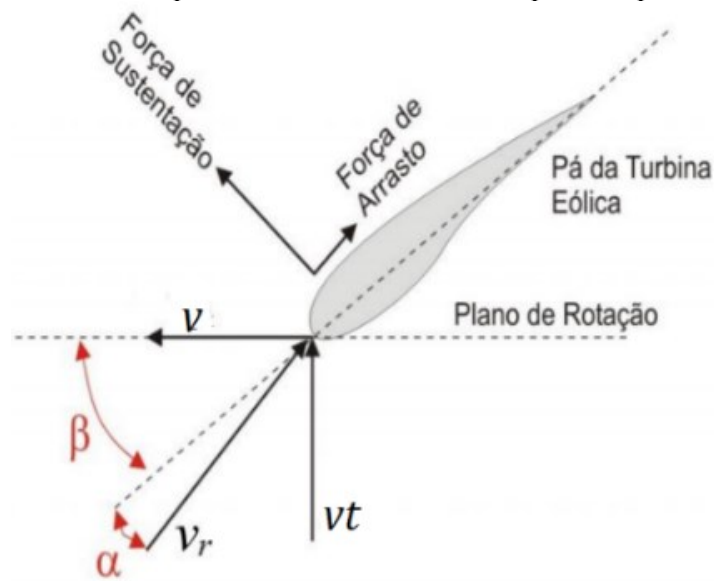
sendo A_r a área do rotor, ρ_{ar} a massa específica do ar atmosférico e v a velocidade do vento sobre o rotor. A potência extraída do vento (P_{ext}) é calculada por

$$P_{ext} = \frac{P_e}{n_{aero}}, \quad (3.28)$$

Para determinar o torque total produzido pelo vento, baseado no trabalho de Gonzalez (2012) onde este utilizou a teoria do elemento de pá (*Blade Element Theory – BET*) refere-se as análises das forças aerodinâmicas aplicadas numa seção transversal da pá de espessura infinitesimal.

O elemento de um perfil da pá é considerado uma espessura infinitesimal da pá, sendo que no elemento considerado a uma distância r do eixo de rotação do rotor da turbina há uma velocidade relativa do vento (v_r). Esta velocidade é o produto da velocidade tangencial ($v_t = \omega r$) com velocidade incidente do vento (v) (BURTON *et al.*, 2011). A Figura 3.3 mostra as velocidades, as forças aerodinâmicas e ângulos de passo (β) e ataque (α) num elemento de pá eólica.

Figura 3.3 - Forças e velocidades aplicadas nos elementos de um perfil de pá de turbina.



Fonte: Crisóstomo *et al.* (2016).

A velocidade do vento (v) é afetada pelo fator $(1 - a)$ sendo (a) o fator de interferência de escoamento axial, isto representa a redução de velocidade pelo aumento da pressão na região da área varrida pelo rotor.

A velocidade tangencial v_t é influenciada pelo fator $(1 + a')$ onde (a') é o chamado fator de interferência rotacional e representa a mudança na direção do escoamento incidente. Este escoamento de ar é tangencial porque reduz a pressão na saída do plano de rotação (GONZALEZ, 2012).

A velocidade relativa é definida como

$$v_r = v \sqrt{(1 - a)^2 + \left(\frac{\omega r}{v} \cdot (1 + a')\right)^2}, \quad (3.29)$$

onde r é o raio local do elemento de pá.

A velocidade relativa possui um ângulo total até o plano de rotação (φ) numa direção definida por:

$$\text{sen}\varphi = \frac{v(1-a)}{v_r}, \quad (3.30)$$

ou

$$\text{cos}\varphi = \frac{\omega r(1+a')}{v}. \quad (3.31)$$

A velocidade específica (λ_r) para cada seção da pá, pode ser calculada conforme:

$$\lambda_r = \frac{\omega \cdot r}{v}. \quad (3.32)$$

O escoamento de ar gera uma diferença de pressão que resulta nas forças infinitesimais de arrasto dF_D (*Drag*) na direção do escoamento, e sustentação dF_L (*Lift*) perpendicular ao escoamento do vento, as quais ficam definidas como funções da velocidade relativa do vento e o ângulo de ataque

$$dF_D = \frac{\rho c}{2} v_r^2 C_D d_r, \quad (3.33)$$

$$dF_L = \frac{\rho c}{2} v_r^2 C_L d_r, \quad (3.34)$$

onde ρ é a massa específica do ar, C_L o coeficiente de sustentação, C_D o coeficiente de arrasto, c o comprimento da corda e d_r a espessura de um elemento da pá. Sendo que estes parâmetros mudam para cada elemento da pá, já que cada elemento da pá terá diferente ângulo de ataque.

Para um entendimento mais aprofundado do desenvolvimento matemático das equações apresentadas nesta seção, é recomendável ler a literatura de (Burton *et al.*, 2011 e Wood, 2011).

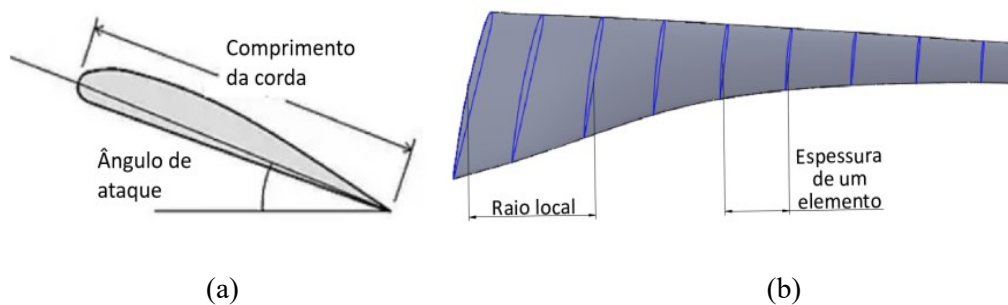
O método de obtenção dos valores do fator de escoamento axial (a), o fator tangencial (a'), velocidade relativa, forças infinitesimais axiais e tangenciais, além das forças resultantes axiais e tangenciais e os momentos resultantes, são descritos no Apêndice D. Na próxima seção são descritos os esforços atuantes.

3.2.2 Esforços atuantes na variação do ângulo de passo

Nesta seção serão descritas as forças e momentos atuantes para variação do ângulo de passo, sendo que as equações foram utilizadas nos modelos de simulações de ângulos de passo e *yaw*. Maiores detalhamentos sobre os esforços atuantes são possíveis encontrar na literatura de (ACKERMANN, 2005; Burton *et al.*, 2011; GONZALEZ, 2012).

Antes de descrever sobre os momentos atuantes é importante entender o conceito de corda e raio local ao longo do perfil da pá. Corda é o comprimento total de cada elemento da pá, conforme Figura 3.4 (a) enquanto o raio local é a distância de um elemento da pá ao ponto de início da pá (Figura 3.4 (b)), onde o ponto de início da pá representa uma de suas extremidades.

Figura 3.4 - Ilustração de comprimento de corda (a) e o raio local (b) para um elemento qualquer de um perfil de pá.



Fonte: Bossy *et al.* (2014) e autor (2019).

Segundo SUN *et al.* (2010) o comprimento da corda é calculado por:

$$c = \frac{16\pi R}{9B\lambda^2 0,8C_{Lopt}} \left(2 - \frac{\mu}{0,8}\right), \quad (3.35)$$

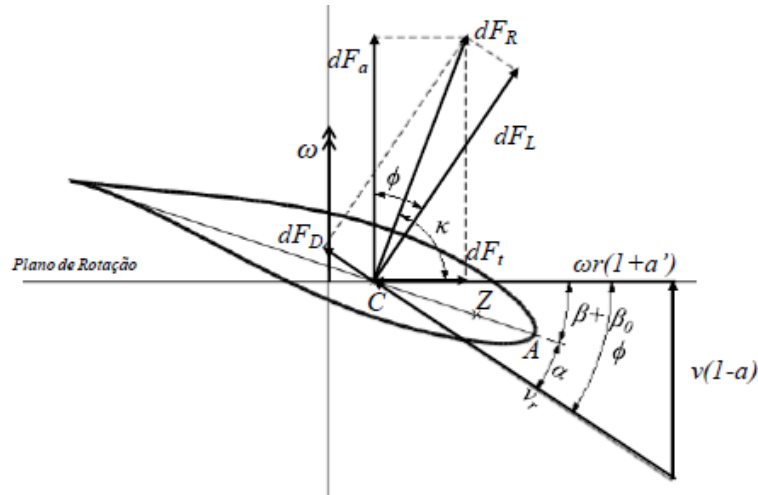
sendo R o raio total da pá, B o número de pás, C_{Lopt} o ponto ótimo do coeficiente de sustentação e μ a relação de r/R .

3.2.2.1 Momento aerodinâmico

O maior desafio para determinar o momento aerodinâmico, causado pelas forças aerodinâmicas, é definir o ponto de centro de pressão onde a força aerodinâmica causada pela

pressão dinâmica pode ser representada como força pontual. A Figura 3.5 apresenta este ponto como a letra *C* num perfil de pá, além das forças aerodinâmicas atuantes e os ângulos de rotação (GONZALEZ, 2012).

Figura 3.5 - Esforços aerodinâmicos atuantes.



Fonte: Gonzalez (2012).

O ponto *Z* é a interseção do eixo de rotação da pá com o plano da seção, *A* é borda de ataque, β_0 representa o ângulo Twist e dF_t representa a força infinitesimal tangencial. O ângulo Twist para cada seção pode ser calculado conforme teoria (SUN *et al.*, 2010) onde α_{opt} é o ângulo de ataque ótimo para cada elemento da pá.

$$\beta_0 = \frac{0,666}{\lambda\mu \left(1 + \frac{2}{3(\lambda\mu)^2}\right)} - \alpha_{opt}. \quad (3.36)$$

Segundo DAI *et al.* (2011) a distância *ZC*, ou seja, entre o centro de pressão e o ponto de interseção é determinada por:

$$ZC = \frac{C_M \cdot c}{\sqrt{C_L^2 \cdot C_D^2 \cdot \text{sen}(\beta + \beta_0 + k)}} - AZ, \quad (3.37)$$

sendo C_M o coeficiente de momento, k o ângulo resultante entre força resultante dF_R e o plano de rotação, calculado por

$$k = \arctan\left(\frac{C_L \cos\phi + C_D \text{sen}\phi}{C_L \text{sen}\phi - C_D \cos\phi}\right), \quad (3.38)$$

a distância *AZ* é comum considerar de forma prática uma distância igual a $c/4$, segundo (SUN *et al.*, 2010). Sendo nesta dissertação seguida esta consideração.

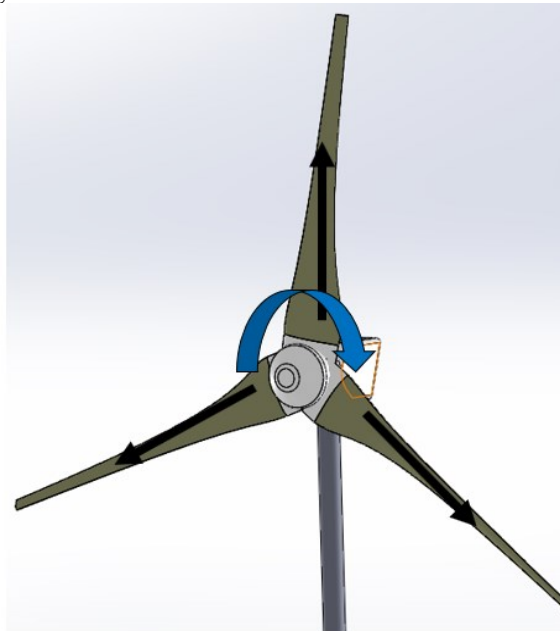
Assim o momento total resultante ao longo do perfil da pá é definido como

$$T_{aero}^Z = \frac{1}{2} \rho \int_{r_0}^r v_r^2 \sqrt{C_L^2 + C_D^2} \sin(\beta + \beta_0 + k) Z C dr. \quad (3.39)$$

3.2.2.2 Momento devido a inércia centrífuga

Cada partícula da pá sofre forças centrífugas com o movimento angular do rotor, desta forma, o atuador de passo deve suportar estes esforços também. O mecanismo de variação de passo só não iria sofrer este esforço se o movimento de variação do ângulo de passo fosse quando a turbina estivesse parada. Contudo, esta hipótese não se aplica na prática, já que a variação do ângulo de passo deve ser aplicada justamente para reduzir ou manter a velocidade máxima do rotor. A Figura 3.6 mostra a força centrífuga agindo sobre as partículas da pá de modo que com o movimento de rotação das partículas descrevem uma trajetória retilínea.

Figura 3.6 - Força centrífuga numa turbina eólica.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para calcular o momento centrífugo resultante ao longo da pá, deve se primeiramente calcular os momentos máximos e mínimos de inércia para cada elemento da pá, obter a resultante da diferença entre eles ($I_{max} - I_{min}$) para todos os elementos da pá e após isso fazer uma regressão aritmética para transformar a matriz num polinômio em relação a corda.

$$I_{\max} - I_{\min} = 0,005c^3 - 0,0134c^2 + 0,0273c - 0,0175. \quad (3.40)$$

Sabendo a equação que rege todos momentos máximos e mínimos de inércia é possível então calcular o momento centrífugo resultante, dado por:

$$T_{Cl} = \frac{1}{2} \omega^2 \int_{r_0}^r \rho_{pá} (I_{\max} - I_{\min}) \text{sen}(2(\beta + \beta_0)) dr, \quad (3.41)$$

sendo que a massa específica ao longo da pá foi calculada baseada nos trabalhos de Locke e Valencia (2004), Frohboese & Anders (2007) e Ashuri *et al.* (2012).

Nesta dissertação, foi selecionado o mesmo perfil de pá utilizado na pesquisa de Gonzalez (2012), onde a massa específica da pá foi ajustada a partir de valores de CAD, resultando em

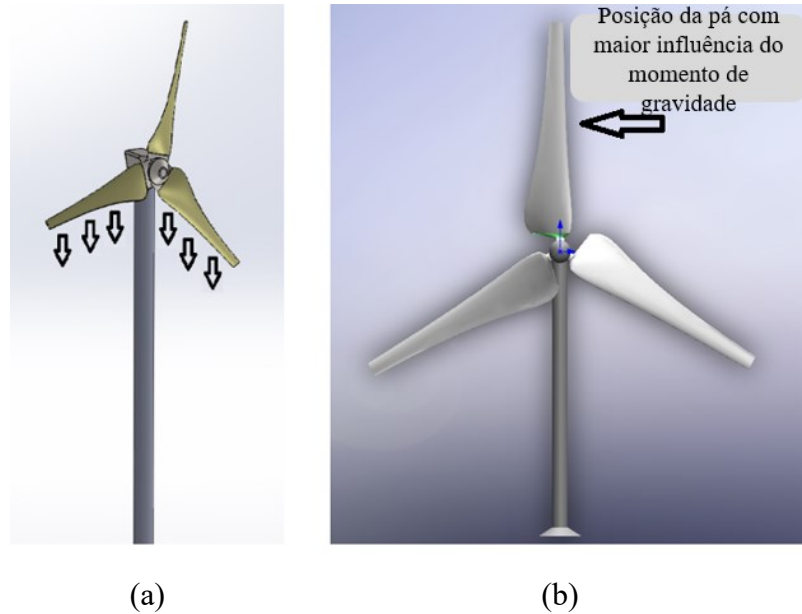
$$\rho_{pá} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 5244,4 \cdot r^{-0,561}. \quad (3.42)$$

3.2.2.3 Momento devido as forças de gravidade sobre a pá

As forças de gravidade geram um momento sobre o eixo longitudinal da pá, variando tanto o giro da pá sobre o eixo do rotor da turbina, como também com o próprio ângulo de passo. Este momento faz com que o centro de gravidade tenha um afastamento longitudinal do eixo de rotação do rotor, ao considerar uma pá que não seja rígida. Desta forma, aumenta em várias vezes o valor deste momento (GONZALEZ, 2012).

Ao considerar que o centro de gravidade é deslocado numa distância r_{cg} do eixo de giro da pá, haverá um momento instantâneo aplicado no atuador de passo. Sendo que o momento será máximo quando uma das pás estiver totalmente perpendicular em relação ao plano horizontal do eixo. A Figura 3.7 (a) mostra as forças de gravidade agindo sobre a pá, enquanto que a Figura 3.7 (b) apresenta a posição de momento de inércia máximo.

Figura 3.7 - Ação da gravidade sobre as pás.



Fonte: Elaborada pelo autor.

De acordo com Gonzalez (2012), o momento instantâneo de gravidade T_g sobre cada pá é dado por

$$T_g = mg(\omega t)r_g \text{sen}(\beta + \beta_0 + \theta_{cg}), \quad (3.43)$$

onde m é a massa total da pá, g a aceleração da gravidade, r_g o deslocamento do centro de massa e θ_{cg} é o ângulo de variação do centro de massa e (ωt) a posição angular da pá em relação ao tempo. A Equação (3.43) é somente válida para um controle individual do ângulo de passo.

3.2.2.4 Momento devido a inércia polar da pá

O momento de inércia polar é a resistência do eixo de giro da pá ser distorcido por torção, em função de sua forma. A rigidez vem apenas da área transversal do objeto e não depende da composição do material ou módulo de cisalhamento. Quanto maior a magnitude do momento de inércia polar, maior a resistência à torção do objeto. Os momentos de inércia polar calculados nesta pesquisa, foram tomados como referência o centro de massa da pá.

Este momento é o produto do momento de inércia de giro da pá (I) com a aceleração do movimento de variação de ângulo de passo (\ddot{u})

$$T_I = I\ddot{u}. \quad (3.44)$$

3.2.2.5 Momento devido ao atrito dos rolamentos

Os rolamentos são utilizados para permitir o giro da pá sobre o eixo de rotação de giro de passo, estes rolamentos devem ser compactos e ter alta capacidade de cargas tanto tangencial como axial. Assim, segundo Yagi (2004) é recomendável selecionar rolamentos de esferas para esta aplicação, contudo, as perdas de atrito devem ser consideradas no projeto. Segundo Lekou *et al.* (2010) o momento devido ao atrito nos rolamentos consiste de um atrito estático e um atrito dinâmico. Porém, conforme Gonzalez (2012) o momento dominante de atrito neste caso é o estático, porque as velocidades de atuação são consideradas pequenas, cerca de 10°/s.

Segundo o fabricante Thyssenkrupp (2016), o momento devido ao atrito nos rolamentos (T_{fr}) para rolamentos esféricos é calculado por meio da Equação (3.45)

$$T_{fr} = \frac{\mu_r}{2} (4,4M_k + F_{aR}D_{mR} + 3,806F_{rR}D_{mR}), \quad (3.45)$$

onde μ_r é o coeficiente de atrito do rolamento, que tem valor de 0,03 segundo Bossanyi e Jamieson (1999) para rolamentos esféricos, D_{mR} é o diâmetro médio do rolamento selecionado, F_{aR} a força axial atuante na direção do eixo longitudinal do rolamento, calculado por

$$F_{aR} = \omega^2 y_{cg} m, \quad (3.46)$$

sendo m a massa total da pá, ω a velocidade angular do rotor e y_{cg} a distância entre o centro de massa da pá e o eixo de rotação do rotor. A força radial sobre o plano do rolamento é calculada por:

$$F_{rR} = \sqrt{(F_a + mg)^2 + F_T^2}, \quad (3.47)$$

sendo F_a e F_T as forças axiais e tangenciais respectivamente atuando sobre a pá onde suas equações são apresentadas no Apêndice D.

O momento resultante que atua no plano do rolamento é calculado por

$$M_k = \sqrt{T_a^2 + T_T^2}, \quad (3.48)$$

onde T_a e T_T são o momento axial e tangencial respectivamente atuando na pá, sendo estas equações apresentadas também no Apêndice D.

O processo iterativo para calcular estes esforços, encontra-se no Apêndice A, onde é apresentado o script do programa desenvolvido em Matlab®, sendo a faixa de velocidade de vento que o processo interage igual a 12 m/s à 25 m/s, porque na velocidade de vento de 12 m/s o sistema foi projetado para entregar a potência máxima do gerador, sendo preciso atuar o passo para velocidades de vento acima de 12 m/s. Enquanto ao ângulo de passo, foi arbitrado que o programa calcula-se valores de passo de (0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25° e 30°) visto que esta faixa de ângulos atende toda faixa de vento. Tendo assim matrizes de 98 combinações para $F_a, F_t, T_a, T_T, T_{fr}, T_g, T_{Cl}$ e T_{aero}^Z .

No script do Matlab® também foram calculados todos os momentos atuantes para o giro de passo para cada elemento da pá, após foi calculado o valor total de cada um desses momentos. Os cálculos iterativos das forças e momentos costumam demorar cerca de 20s para serem processados, o que inviabiliza implementar em um controle em tempo real. Desta forma, foram efetuadas aproximações pelo método dos mínimos quadrados transformando as matrizes geradas em um somatório de polinômios de duas variáveis dependentes, para isso foi utilizado a metodologia de Freitas (2008) podendo assim entrar com qualquer valor de vento e ângulo de passo (dentro da faixa de valores especificado) e calcular de forma instantânea cada força e momento aplicado.

Tendo as equações polinomiais é possível calcular o momento total atuante sobre uma pá, realizando um somatório de todas as equações

$$T_{total} = T_{fr} + T_g + T_{Cl} + T_I - T_{aero}^Z, \quad (3.49)$$

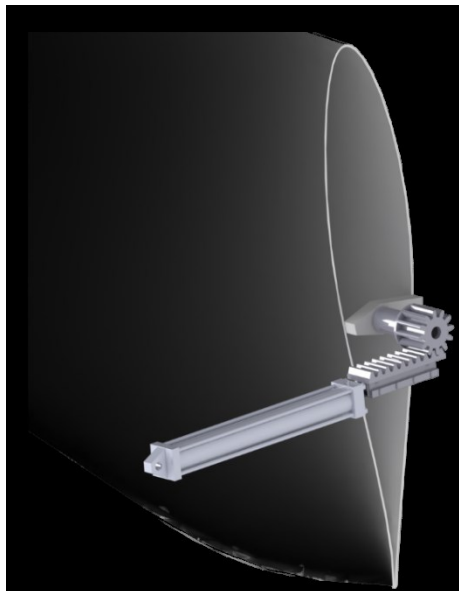
lembrando que o momento aerodinâmico se opõe aos outros momentos. A força que o cilindro precisa exercer, é calculada por

$$F_{Tcil} = \frac{T_{total}}{r_{giro}}. \quad (3.50)$$

3.2.3 Dimensionamento da válvula e cilindro

Para calcular o curso do cilindro, primeiramente deve-se definir o raio de giro de passo (r_{giro}), sendo este raio igual ao raio primitivo da engrenagem projetada. Quando o ângulo de passo estiver 0° o cilindro está totalmente recuado, enquanto, quando estiver 90° a haste do cilindro está em curso máximo, neste estado o sistema está travado mecanicamente. A Figura 3.8 demonstra esta relação.

Figura 3.8 – Relação posição do cilindro x posição de passo da pá.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Define-se a velocidade máxima de giro de passo (v_p), onde de acordo com Miller *et al.* (2003) é $10^\circ/s$, sendo seguida esta consideração nesta dissertação. Assim, é possível calcular o tempo máximo de atuação do giro do passo (t_a) que equivale ao tempo máximo de atuação do curso do cilindro.

$$t_a = \frac{\theta_{max} - \theta_{min}}{v_{passo}} = \frac{90^\circ - 0^\circ}{10^\circ/s} = 9s, \quad (3.51)$$

Sendo esta velocidade a velocidade máxima de atuação, onde apenas é atingida em casos de emergências, quando há necessidade de uma parada rápida do rotor. Contudo, a velocidade operacional pode ser menor, com intuito de trabalhar com menores vazões no cilindro e reduzir estresse mecânico na estrutura.

Sabendo a o tempo máximo de atuação do cilindro, é possível calcular a velocidade máxima que este atuador precisa atingir, por meio da equação(3.52)

$$v_{cil} = \frac{L_c}{t_a}, \quad (3.52)$$

onde (L_c) é o curso máximo do cilindro.

Nesta aplicação a força máxima aplicada será igual no avanço e no recuo do cilindro. Assim calcula-se a área da coroa do cilindro (A_C) para o caso de utilizar um cilindro assimétrico.

$$A_C = \frac{F_{Tcil}}{p_c}, \quad (3.53)$$

sendo preciso definir uma pressão de trabalho do sistema. Para esta aplicação é preciso selecionar um cilindro assimétrico de dupla ação, podendo utilizar uma relação 2:1 para as áreas do cilindro.

$$A_p = 2A_C, \quad (3.54)$$

sendo (A_p) área do pistão do cilindro, podendo selecionar dimensões aproximadas de cilindros presentes no mercado, por meio dos diâmetros equivalentes.

A válvula proporcional foi dimensionada de acordo com a metodologia desenvolvida por Furst e De Negri (2002) seguindo os parâmetros indicados na Tabela 3.5, os quais podem ser utilizados para um dimensionamento inicial, sendo preciso ajustar para cada aplicação.

Tabela 3.5 - Parâmetros de dimensionamento de válvula e cilindro.

Parâmetro	Valor
Módulo de compressibilidade do fluido	$10^6 MP_a$
Razão de amortecimento	1
Constante para força de escoamento	800.000 N/m
Constante da mola do carretel da válvula	10.000 N/m
Constante de amortecimento viscoso do atuador	340 Ns/m

Fonte: Elaborada pelo autor.

3.2.4 Dimensionamento do sistema cremalheira-pinhão

Para dimensionamento deste sistema, primeiramente deve-se verificar a área útil da base da pá, para então selecionar uma engrenagem (pinhão) de mercado que tenha diâmetro primitivo compatível com a área da base da pá. Porque este sistema é instalado na base da pá da turbina.

Após selecionar uma engrenagem (pinhão) compatível com o projeto, então calcular o módulo do pinhão

$$m = \frac{D_{pr}}{z}, \quad (3.55)$$

sendo D_{pr} o diâmetro primitivo e z o número de dentes da engrenagem selecionada.

Calcular o espaço percorrido por uma rotação do pinhão por meio de

$$e = \pi \cdot m \cdot z, \quad (3.56)$$

O esforço axial sobre os dentes da cremalheira F_{acr} equivale a força total que o cilindro exerce

$$F_{acr} = F_{Tcil}. \quad (3.57)$$

Logo após calcula-se a força corrigida sobre os dentes F_{co} , onde de acordo com catálogo Kamart (2019), o valor de correção (k_c) é igual a 3 para esta aplicação

$$F_{co} = F_{acr} \cdot k_c, \quad (3.58)$$

podendo assim selecionar a dimensão da cremalheira de acordo com o a força aplicada, o módulo e o número de dentes do pinhão.

3.2.5 Dimensionamento da bomba hidráulica para sistema de passo

Sabendo que vazão máxima de cada cilindro (qv_{maxcil}) é

$$qv_{maxcil} = A_{Ecil} \cdot v_{maxcil}, \quad (3.59)$$

onde (v_{maxcil}) é a velocidade máxima do cilindro, calculada por meio da metodologia de seleção de válvulas. Então calcula-se a potência hidráulica que bomba deve fornecer ao sistema.

$$P_{aP} = \frac{3 \cdot qv_{maxcil} \cdot p_c}{n_{gp}}, \quad (3.60)$$

podendo calcular a potência do motor elétrico

$$P_{otas} = \frac{P_{aP}}{nm_{me}}, \quad (3.61)$$

Costuma-se selecionar motores elétricos de 4 polos para este tipo de aplicação, por se tratar de um motor mais silencioso quando comparado com o de 2 polos. Assim é possível calcular o deslocamento volumétrico que a bomba deva operar

$$D_{vp} = \frac{3 \cdot qv_{maxcil} \cdot n_{vp}}{\omega_m}, \quad (3.62)$$

e então selecionar uma bomba de mercado adequada à aplicação.

3.2.6 Dimensionamento dos outros componentes presentes no circuito de passo

O dimensionamento das tubulações e o reservatório podem ser seguidos igual ao descrito nas seções 3.1.1.3 e 3.1.1.5 respectivamente. Enquanto que o filtro de retorno instalado, deve suportar a vazão máxima da bomba selecionada para uma pressão máxima de 10 bar. Podendo ser utilizado o mesmo código de limpeza do fluido recomendado para bomba de preenchimento da transmissão hidrostática, comentado na seção 3.1.1.8.

3.3 SISTEMA HIDRÁULICO PARA VARIAÇÃO DO ÂNGULO YAW

A atuação de giro da nacele requer operar com grandes esforços mecânicos em pequenos movimentos de giro, além de ter uma velocidade máxima controlada, a fim de evitar estresses mecânicos que possam afetar a estrutura. Portanto, essa atuação requer um sistema

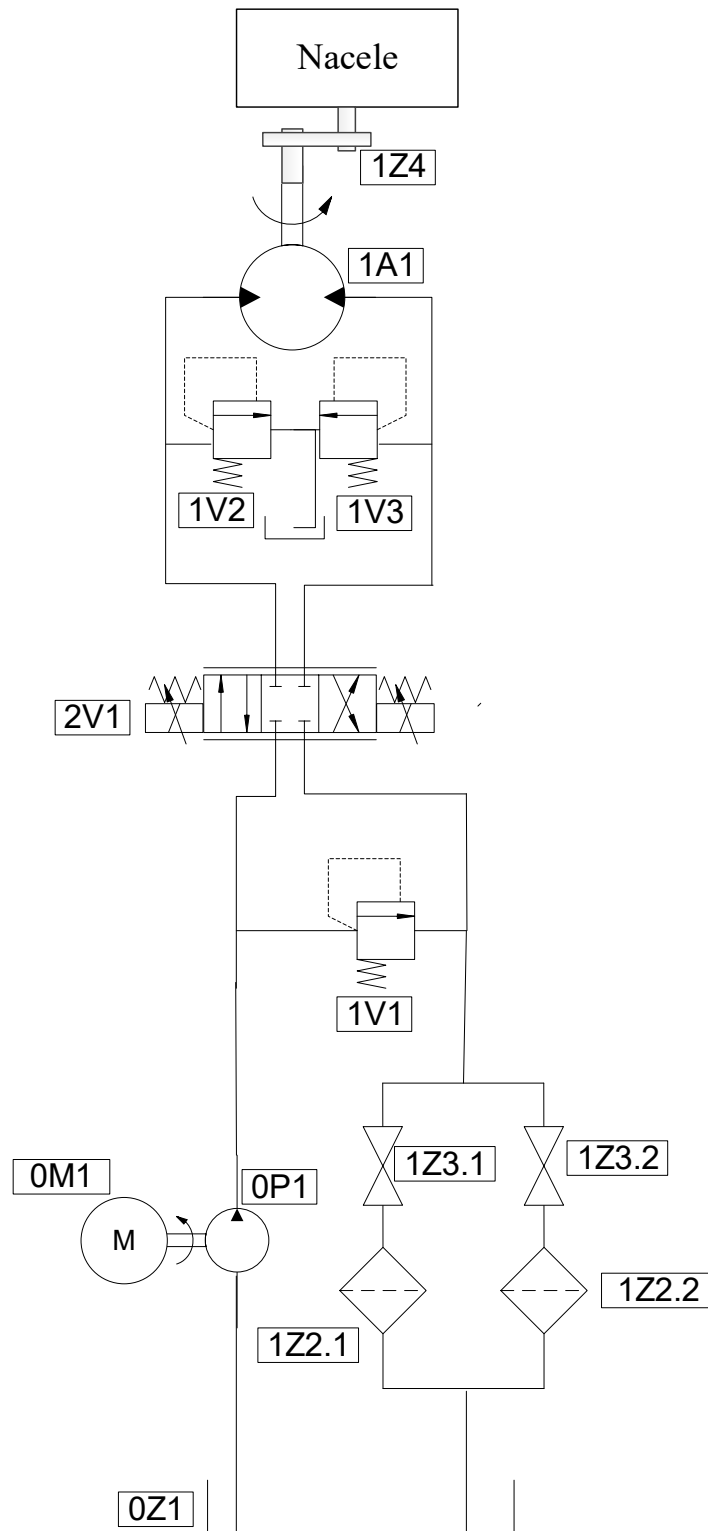
bem otimizado. Sistemas eletromecânicos, costumam ser mais utilizados para esta aplicação, porém um sistema hidráulico pode ser uma solução alternativa bastante viável. A Figura 3.9 apresenta uma possível solução para o giro da nacele, enquanto que a Tabela 3.6 mostra os componentes utilizados.

Tabela 3.6 - Componentes do circuito hidráulico de *yaw*.

COMPONENTE	DESCRIÇÃO
0Z1	Reservatório
0P1	Bomba hidráulica
0M1	Motor elétrico
1V1	Válvula de alívio
1Z3	Válvula de esfera
1Z2	Filtro de retorno
2V1	Válvula direcional proporcional
1V2 e 1V3	Válvula de alívio secundária
1A1	Motor hidráulico
1Z4	Caixa redutora de velocidade

Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 3.9 - Circuito hidráulico para sistema de controle do ângulo yaw.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Neste sistema foi inserido uma caixa redutora de velocidade (item 1Z4) com objetivo de poder selecionar um motor com deslocamento volumétrico compatível com o mercado, porque se não utilizasse a caixa de engrenagens o motor hidráulico iria operar com a velocidade média de giro da nacele, que de acordo com Leble e Barakos (2016) é aproximadamente 0,087 rad/s, sendo preciso utilizar um motor com deslocamento volumétrico expressivo, além de não ser provável de encontrar como componente de prateleira.

Este sistema o motor hidráulico pode atuar nos dois sentidos, sendo necessário selecionar um motor hidráulico bidirecional. No circuito há duas válvulas de alívio após a válvula direcional proporcional, para evitar que o sistema possa romper uma tubulação em caso do motor hidráulico sofrer algum bloqueio na rotação. Contudo, isto não descarta a utilização da válvula de alívio (1V1) que garante a segurança do sistema, em caso de algum bloqueio da válvula (2V1).

Apesar de ser preciso operar com apenas um filtro de retorno, foram inseridos dois, porque assim quando um filtro saturar é possível utilizar o segundo filtro, abrindo e fechando as válvulas (1Z3.1 e 1Z3.2) respectivamente, podendo realizar a manutenção sem a parada do sistema completo. Para o dimensionamento do motor hidráulico, primeiramente é preciso conhecer o torque total atuante para movimentar a nacele, sendo estes esforços explicados na próxima seção.

3.3.1 Momentos atuantes em mecanismos de variação de ângulo *yaw*

Os momentos envolvidos para variação do ângulo de passo também influenciam no movimento de giro do conjunto nacele + *hub* + pás. Sendo que a variação do ângulo *yaw* são influenciados pelos momentos aerodinâmicos das três pás, os momentos centrífugos também das três pás, momento devido ao próprio peso das pás, o momento devido ao atrito do rolamento de giro da nacele e o momento devido a inércia polar do conjunto nacele + *hub* + pás no eixo girante. Os momentos aerodinâmicos, centrífugos e devido ao peso das pás continuam sendo atuantes porque ao variar o ângulo *yaw*, o aerogerador continuará em funcionamento, sendo assim esses momentos são levados em consideração nas simulações.

O momento de inércia polar apresenta valores bastante significativos por ser um conjunto de peças do aerogerador que tem uma massa expressiva. A velocidade máxima de atuação é lenta, onde segundo Konstantinos *et. al.* (2014) para aerogeradores até 1MW a aceleração e a velocidade de giro têm valores 0,00989 rad/s² e 0.087 rad/s, respectivamente, a fim de manter a integridade da estrutura.

3.3.1.1 Momento de atrito no rolamento de giro da nacele

Este momento é calculado de forma diferente do momento de atrito no *pitch* porque na aplicação do *yaw* os rolamentos costumam ser rolamentos de rolos cônicos de dupla fileira. Este rolamento precisa suportar carga axial elevada, a fim de suportar a massa total da nacele + *hub* + pás, sendo que esta carga total pode variar de 3 toneladas até 33 toneladas para aerogeradores de 50kW à 540kW respectivamente. Estes rolamentos também devem suportar cargas tangenciais que são aplicadas no conjunto das três pás (THYSSENKRUPP, 2016)

$$F_{ayaw} = M_{tyaw}, \quad (3.63)$$

$$F_{tyaw} = n_{pás} F_{ttotal}, \quad (3.64)$$

onde F_{ayaw} é a força axial aplicada no rolamento de giro da nacele, $n_{pás}$ o número de pás da turbina, M_{tyaw} a massa total do conjunto nacele + *hub* + pás e F_{tyaw} é a força tangencial total no conjunto de pás.

Segundo catálogo Rothe - Slewing Bearings de rolamento especiais do fabricante Thyssenkrupp (2016) a força axial que o rolamento sofre nas aplicações deste estudo é influenciada pelo fator de carregamento, na qual considera as influências da força do vento, sendo que este fator (f_{stat}) tem valor de 1,10. Então a força axial aplicada sobre o rolamento é calculada como:

$$F_{avyaw} = F_{ayaw} \cdot f_{stat}, \quad (3.65)$$

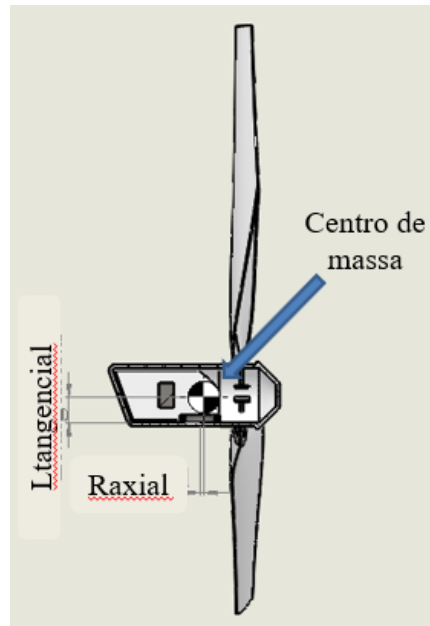
sendo, F_{avyaw} a força axial influenciada pelo vento.

O momento axial sobre o rolamento (M_{ayaw}) é calculado por meio da Equação (3.66) e o (r_{axial}) a distância horizontal do centro de massa do conjunto (nacele, *hub* e pás) ao eixo de giro da nacele, ver Figura 3.10. Podendo ter valor pouco expressivo se o eixo de giro da nacele estiver aproximado horizontalmente do centro de massa da nacele. Visto que os projetos

de giro de *yaw* costumam aproximar o máximo possível o centro de massa do conjunto (nacele, *hub* e pás) ao centro de giro.

$$M_{ayaw} = F_{avyaw} \cdot r_{axial}, \quad (3.66)$$

Figura 3.10 - Vista interna da nacele do aerogerador projetado.



Fonte: Elaborada pelo autor.

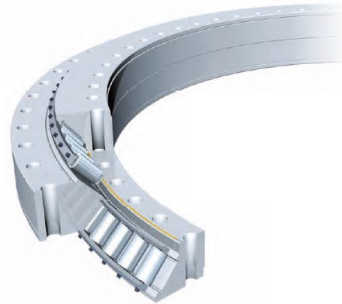
Finalmente pode-se calcular o torque de atrito sofrido pelo rolamento do ângulo *yaw* (T_{fry}) que de acordo com mesmo catálogo que foi citado anteriormente esse momento é calculado conforme a equação (3.67). Sendo que esta equação é para aplicações que utilizam rolamentos de rolos cônicos, que são os rolamentos ideais para eixo girante da nacele, por terem capacidades de suportar altas cargas axiais e tangenciais simultaneamente

$$T_{fry} = \left(\frac{\mu_{fry}}{2} \right) \cdot (4,1 \cdot M_{ayaw} + F_{avyaw} \cdot D_{mry} + 2,05 \cdot F_{tyaw} \cdot D_{mry}), \quad (3.67)$$

onde, μ_{fry} é o coeficiente de atrito do rolamento, cujo o valor é 0,003, D_{mry} é o diâmetro médio do rolamento selecionado.

A Figura 3.11 mostra um exemplo de rolamentos utilizado para movimento do ângulo *yaw*.

Figura 3.11 - Rolamento de rolos cônicos de dupla fileira.



Fonte: Thyssenkrupp (2016).

Assim é possível calcular o torque total aplicado para atuação de giro da nacele ($T_{T_{yaw}}$)

$$T_{T_{yaw}} = T_{fry} + (3 \cdot T_g) + (3 \cdot T_{cl}) + T_l - (3 \cdot T_{aero}^Z), \quad (3.68)$$

sendo possível projetar o sistema hidráulico que possa operar para todos os momentos aplicados.

3.3.2 Dimensionamento da válvula proporcional e motor hidráulico para sistema de yaw

O motor hidráulico presente neste circuito deve ser dimensionado para aplicar um torque hidráulico (T_{hM}) maior ao torque máximo mecânico aplicado no giro da nacele ($T_{T_{yaw}}$) sendo assim calculado o deslocamento volumétrico do motor (D_{myaw}) a ser selecionado

$$D_{myaw} = T_{T_{yaw}} = \frac{T_{hM}}{p_c \cdot \eta_{mM}}. \quad (3.69)$$

A vazão máxima do motor hidráulico é

$$qv_{maxmy} = D_{myaw} \cdot \omega_{yaw} \cdot \eta_{vmy}, \quad (3.70)$$

onde (ω_{yaw}) refere-se a velocidade de giro da nacele e (η_{vmy}) a eficiência volumétrica do motor hidráulico para o yaw. Contudo, como o sistema há uma caixa redutora, é preciso definir

a relação de transmissão e recalculer o deslocamento volumétrico do motor, de acordo com a frequência rotacional (ω_{myaw}) que o motor irá trabalhar

$$D_{myaw} = \frac{qv_{maxmy}}{\omega_{myaw} \cdot \eta_{mM}}, \quad (3.71)$$

O dimensionamento da válvula direcional proporcional pode ser seguido a metodologia citada na seção 3.2.3. No entanto, neste caso, os cálculos são para um sistema simétrico, além de ser um sistema de movimento rotacional ao invés de um sistema de movimento linear.

3.3.3 Dimensionamento dos outros componentes presentes no circuito de yaw

O dimensionamento da bomba hidráulica pode ser derivado do apresentado na seção 3.2.5, contudo, o deslocamento volumétrico máximo desta bomba deve ser calculado por

$$D_{vp} = \frac{qv_{maxmy} \cdot n_{vpy}}{\omega_m}, \quad (3.72)$$

onde (n_{vpy}) é a eficiência volumétrica da bomba do circuito de yaw. Enquanto que a tubulação é possível aplicar a mesma metodologia apresentada na seção 3.1.1.3. O dimensionamento do filtro de retorno pode ser seguido o descrito na seção 3.1.1.8.

3.4 MODELO DINÂMICO PARA SOLUÇÃO HIDRÁULICA COMPLETA (POTÊNCIA, YAW E PASSO)

As transmissões hidrostáticas desenvolvidas para controle de potência em aerogeradores, tem como um de seus objetivos reduzir número de componentes no interior da nacela, consequentemente reduzir o peso da nacela. Contudo, estas soluções continuam precisando de sistemas independentes da transmissão para atuar o yaw e o passo. Pensando em uma solução completa foi proposto um sistema que busque aproveitar a potência hidráulica fornecida pela transmissão para suprir os sistemas de passo e yaw, podendo assim aproveitar que a bomba hidráulica OP1 que se encontra no interior da nacela, possa fornecer energia hidráulica para esses atuadores que também estão no interior da nacela. Desta forma, não sendo necessário utilizar outra unidade hidráulica ou um atuador elétrico para realizar esta atuação.

Apesar do sistema proposto ser uma integração dos 3 sistemas apresentados anteriormente (*yaw*, passo e transmissão) este requer algumas mudanças no dimensionamento, sendo apresentado abaixo:

- 1- O sistema de passo deve começar a atuar quando o aerogerador atinge potência máxima, sendo essa a condição inicial de operação. Além disso, esta atuação deve suportar as cargas máximas aplicadas até a condição extrema que o aerogerador trabalha;
- 2- O sistema de controle do ângulo de *yaw* deve ser projetado para operar em qualquer condição de vento que o aerogerador trabalha;
- 3- Nesta solução, a bomba hidráulica OP1 irá fornecer vazão para os 3 sistemas, sendo que essa bomba opera com frequência rotacional baixa (30 rot/min à 100 rot/min) na maior parte dos casos, assim deve-se redimensionar a bomba para suprir todos os sistemas. O que geralmente leva a projetar uma bomba com deslocamento volumétrico bastante considerável;
- 4- Com o deslocamento volumétrico maior da bomba (OP1) o sistema opera com maior vazão, sendo preciso redimensionar o motor hidráulico (OM1) além das válvulas, filtros, tubulações, trocador de calor e conexões;
- 5- Apesar do sistema necessitar extrair maior energia do vento, o raio do rotor não irá aumentar consideravelmente, porque com um pequeno aumento do raio, a potência aumenta ao cubo;
- 6- O sistema irá trabalhar com maior vazão, conseqüentemente terá maiores vazamentos, sendo preciso redimensionar o sistema de preenchimento;

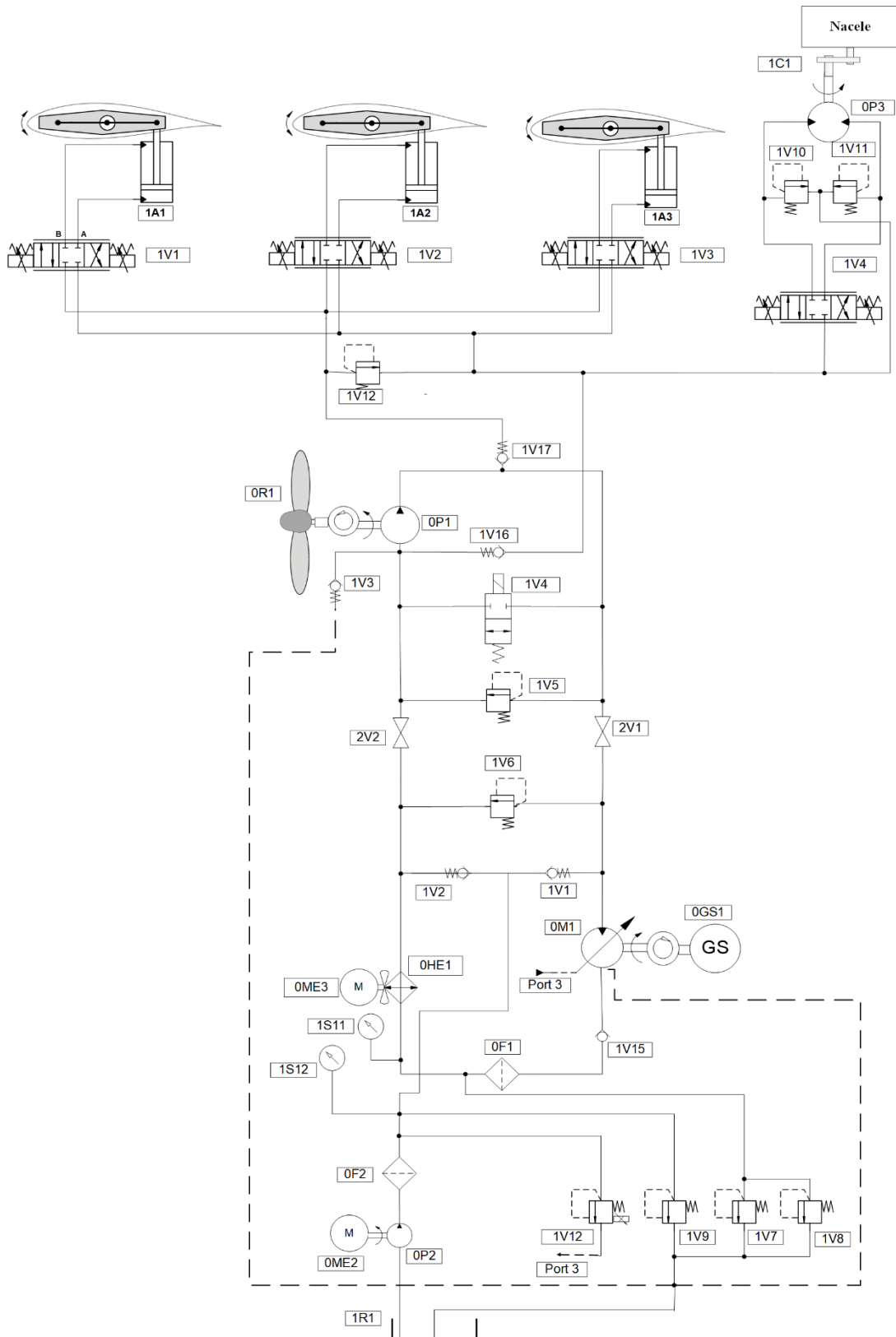
A Tabela 3.7 e Figura 3.12 apresentam a concepção proposta de circuito hidráulico para esta solução.

Tabela 3.7 - Componentes da solução completa.

COMPONENTE	DESCRIÇÃO	COMPONENTE	DESCRIÇÃO
0P1	Bomba de deslocamento fixo	OHE1	Trocador de calor
0M1	Motor hidráulico de deslocamento variável	1V12	Válvula proporcional de pressão
0P2	Bomba de engrenagem	0R1	Rotor
1V1, 1V2, 1V3 e 1V4	Válvula proporcional direcional	1S11 e 1S12	Manômetro
1A1, 1A2 e 1A3	Cilindro hidráulico	0ME2	Motor elétrico p/ sistema de preenchimento
1C1	Caixa redutora	0ME3	Motor do trocador de calor
1R1	Reservatório	0GS1	Gerador síncrono
1V5, 1V6, 1V7, 1V8, 1V9, 1V10 e 1V11	Válvula de alívio pilotada	0F2	Filtro de pressão
1V4	Válvula On/Off normalmente fechada	0P3	Motor hidráulico p/ <i>yaw</i>
1V1, 1V2, 1V3, 1V15, 1V16 e 1V17	Válvula de retenção	0F1	Filtro de retorno
2V1 e 2V2	Válvula de esfera		

Fonte: Elaborado pelo autor.

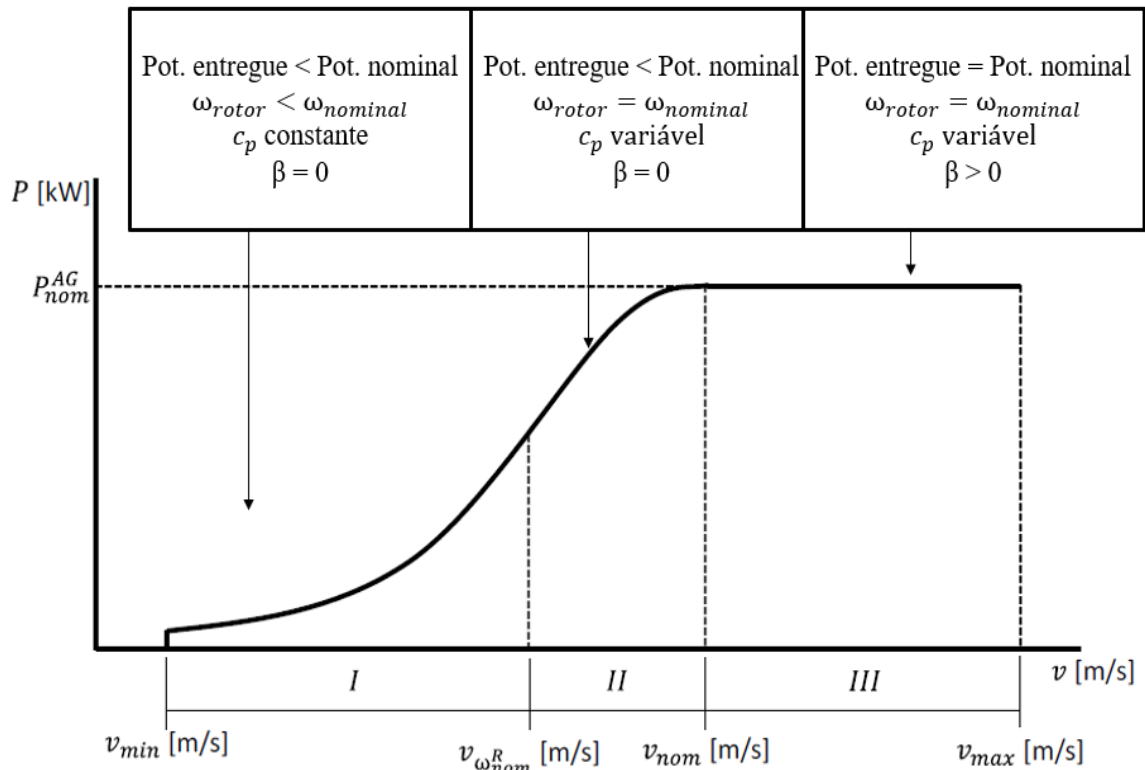
Figura 3.12 - Circuito hidráulico da solução completa.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O grande desafio desta solução é encontrar uma estratégia de controle que possa atuar de forma ordenada e otimizada. Podendo controlar a potência, velocidade do rotor, atuação de passo e atuação de *yaw* para todas as condições de vento. Para realizar este estudo, o sistema foi dividido para operar em 3 faixas de operação.

Figura 3.13 - Regiões de operações do aerogerador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Região de operação I:

Nesta faixa o controle de velocidade, torque e potência do aerogerador é realizado somente pelo controle de deslocamento volumétrico do motor hidráulico. Sendo que nesta região a velocidade rotacional (ω) do rotor é variável até a sua velocidade nominal (ω_n), de forma a manter o coeficiente de potência (c_p) próximo de seu valor máximo. Este controle é realizado por meio do controlador (A), que será explicado na seção 3.4.1.1. Apesar do sistema de passo não ser acionado nesta faixa de operação, o sistema de *yaw* pode ser acionado sempre que necessário, a fim de posicionar o rotor de acordo com direção do vento.

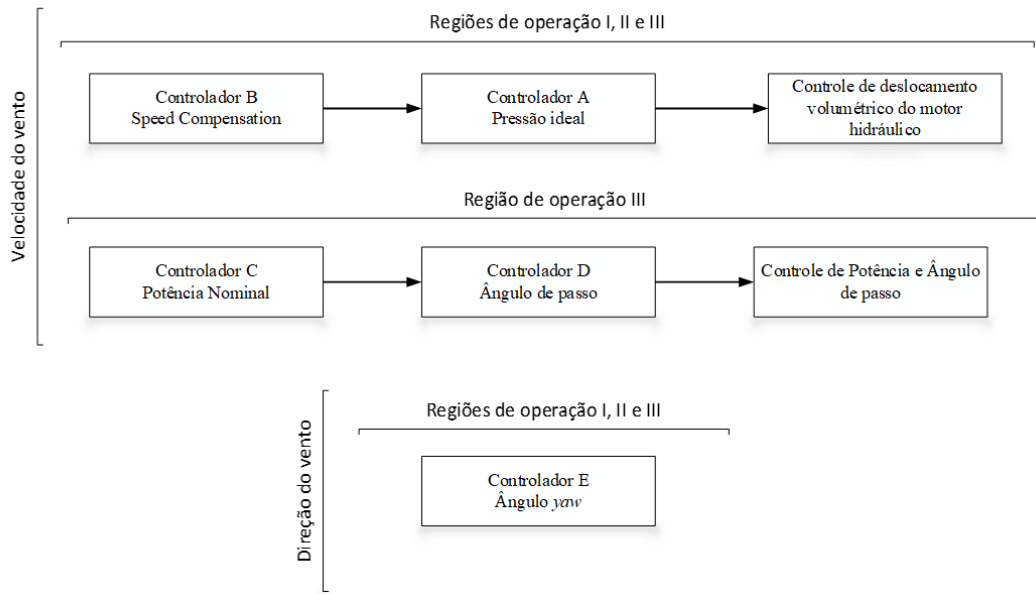
Região de operação II:

Na região II, o rotor já está em velocidade nominal (ω_n) assim o controlador (B) entra em ação, de forma a manter constante a velocidade nominal do rotor. Esta região inicia com velocidade de vento nominal referente a velocidade angular nominal do rotor e termina na velocidade de vento nominal que o aerogerador atinge potência máxima. Na região II, o (c_p) não é mais possível manter constante, já que a potência ainda aumenta conforme o aumento da velocidade do vento.

Região de operação III:

Nesta faixa de operação o aerogerador atinge potência nominal e continua operando com velocidade nominal constante (ω_n), sendo necessário controlar a potência nominal para velocidade de vento nominal até a velocidade máxima de vento que a turbina opera. Esse controle é realizado por meio dos controladores (C) e (D). Onde o controlador (C) controla a potência máxima da turbina e entrega um sinal de posição para o controlador (D) que realiza o controle de posição da pá da turbina. Estes controles serão explicados nas seções 3.4.1.3 e 3.4.1.4 respectivamente. Conforme comentado anteriormente, o controle de *yaw* pode ser acionado em qualquer região de operação, o que será explicado na seção 3.4.1.5. A Figura 3.14 apresenta a relação dos controladores em relação as regiões de operações do aerogerador projetado.

Figura 3.14 - Fluxograma dos controladores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

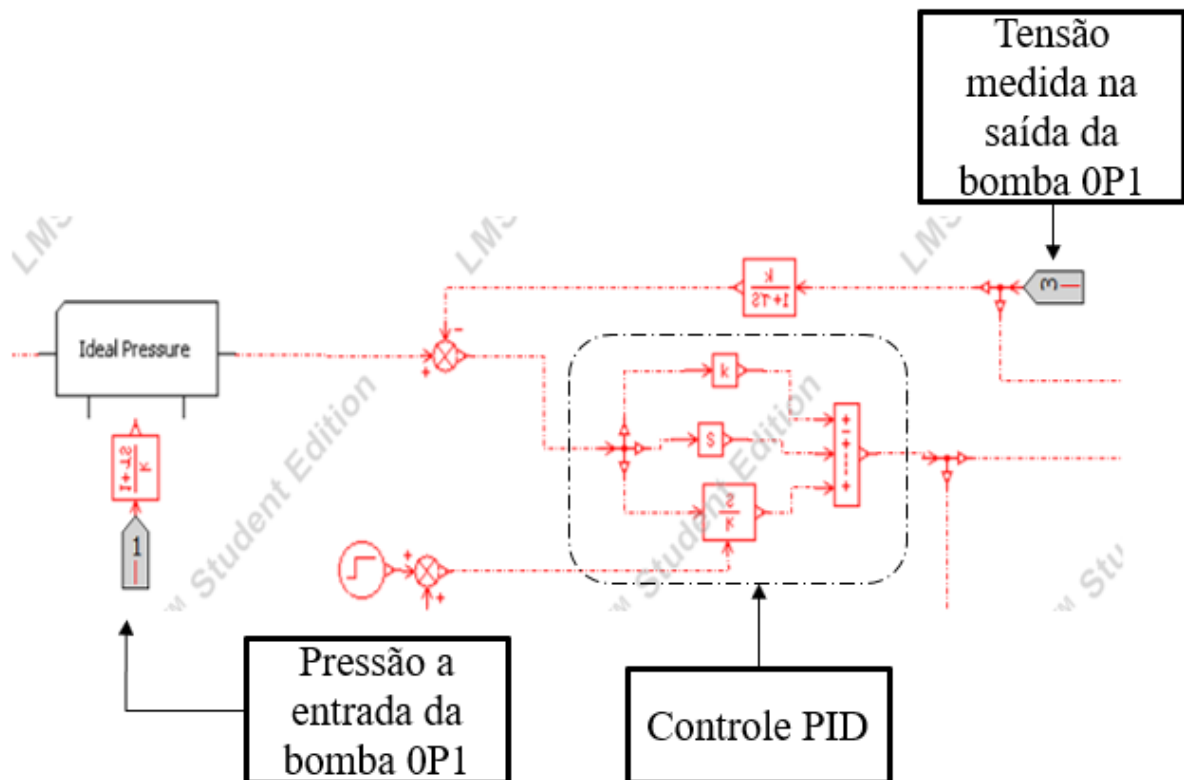
3.4.1 Controladores

Os controladores de coeficiente de potência, velocidade angular do rotor, controle de passo, controle de *yaw* e controle de potência serão apresentados nas seções seguintes.

3.4.1.1 Controlador A

Este controlador é baseado naquele desenvolvido por Raduenz (2018) sendo adaptado para a pesquisa desta dissertação. Após ser calculado a pressão ideal na saída da bomba (p_{ideal}) por meio da Equação (2.5), essa será a pressão de referência no estado estacionário que resulta na velocidade ideal do rotor ($\omega_{R,ideal}$). Um controlador PID é usado para controlar a pressão. A comparação entre (p_{ideal}) com a pressão medida na saída da bomba OP1 (p_{po}) é a entrada de erro para o controlador PID. A Figura 3.15 mostra este controlador, onde a entrada 1 refere-se a pressão medida na entrada da bomba hidráulica OP1 e a entrada 3 refere-se a pressão medida na saída da bomba hidráulica OP1.

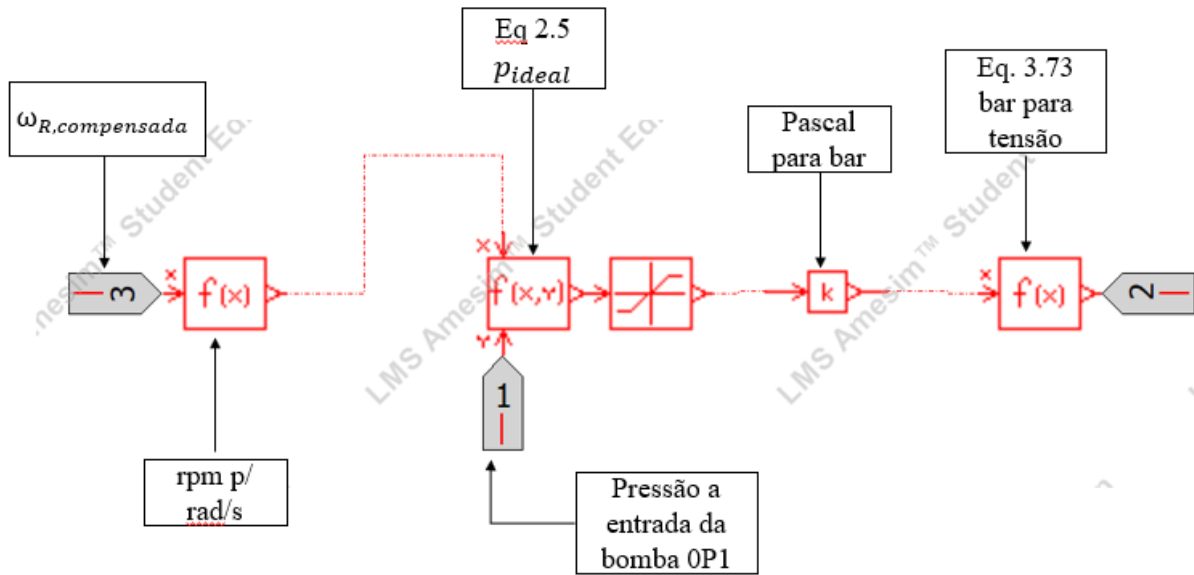
Figura 3.15 - Controlador A.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O bloco "Ideal Pressure" é apresentado na Figura 3.16.

Figura 3.16 – Bloco “Ideal Pressure”.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A conversão de pressão em bar para tensão em volts de acordo com a válvula proporcional de pressão utilizada segue a seguinte equação.

$$V_{val} = (-3,2 \cdot p_{cal}) + 2,4384 \quad (3.73),$$

sendo V_{val} a tensão aplicada na válvula proporcional de pressão para o controle de deslocamento volumétrico do motor hidráulico e p_{cal} a pressão ideal calculada.

No submodelo de sensor de velocidade utilizado no modelo em Amesim®, o valor de saída é a diferença entre a velocidade de rotação em (rot/min) e um offset, multiplicado por um ganho em minuto por revolução, de maneira a enviar um sinal com unidade adimensional. Logo, para os parâmetros deste tacogrador, o sinal de saída em tensão é fornecido por

$$U_{med}^s = 0,019(\omega_{eixo}^R + 26,315) \quad (3.74),$$

Os ganhos ajustados por meio de uma análise de sensibilidade são aqueles mostrados na Tabela 3.8:

Tabela 3.8 - Ganhos do controlador A.

Ganho proporcional	1
Ganho integrativo	0,001
Ganho derivativo	0,001

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.1.2 Controlador B

Devido ao longo comprimento de tubulação entre o rotor e o motor hidráulico, há uma perda de carga bastante considerável, conforme equação

(3.12). Esta queda de pressão é maior que o ganho de pressão estática devido ao efeito de aceleração. Portanto, a pressão de saída da bomba pode ser maior que a pressão de entrada no motor, durante a maior parte da operação. A queda de pressão é maior para vazões mais altas, o que ocorre para velocidades de vento também mais altas (Raduenz, 2018).

A pressão de referência (p_{ideal}) é ajustada na saída da bomba no topo da torre. A ação de controle é executada na parte inferior da torre por meio do controle de deslocamento do motor. Isto significa que o controlador deve superar a queda de pressão se o circuito de controle de pressão for fechado com a medição de pressão na saída da bomba (Raduenz, 2018).

A eficiência mecânica da bomba interfere de forma significativa no cálculo da pressão de referência, sendo que o mais preciso seria calcular com eficiências variáveis. Quando a bomba está operando com uma eficiência menor (η_{mp}) do que a usada na Equação

(3.12), a pressão de referência estimada é maior. A maior pressão de saída da bomba resulta em um maior torque de oposição da bomba, que para uma condição qualquer de vento, a velocidade do rotor será menor que a velocidade ideal, devido ao equilíbrio de torque (Raduenz, 2018).

O oposto ocorre também, se a bomba estiver operando com uma eficiência mais alta (η_{mp}) do que a usada na Equação

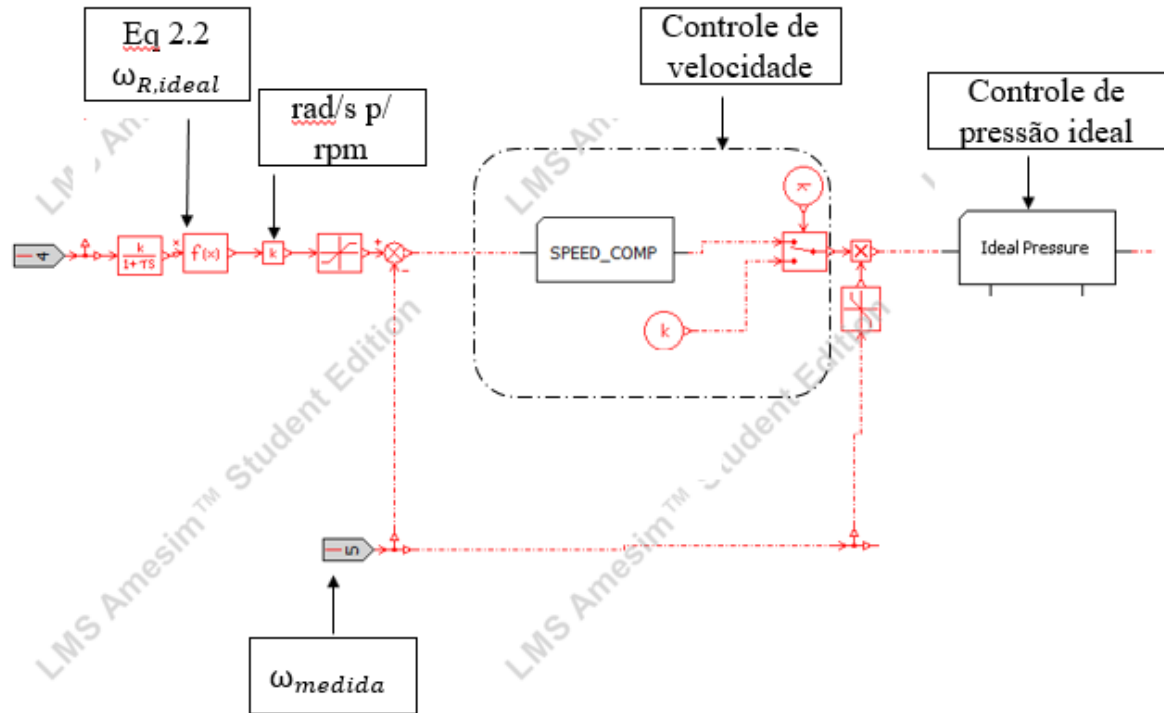
(3.12), a referência de pressão estimada é menor, o que leva a uma menor pressão de saída da bomba. A pressão de saída da bomba inferior resulta num torque de oposição menor da bomba, que para determinada velocidade de vento fará com que a velocidade do rotor seja maior que a velocidade ideal devido ao equilíbrio de torques. A operação do rotor com uma velocidade errada diminui o desempenho aerodinâmico (RADUENZ, 2018). Isto explica o

porquê seria importante considerar as eficiências variáveis. No entanto, os mapas de eficiência dos componentes geralmente não estão disponíveis e, se disponíveis, ainda permanecem uma aproximação e não preveem exatamente a eficiência, causando incertezas à pressão de referência. Portanto, se uma técnica de compensação de incerteza não for usada, a turbina dificilmente operará com o coeficiente de potência máxima (C_{pmax}). Consequentemente o rotor não irá operar com velocidade ideal ($\omega_{r,ideal}$). Portanto, uma técnica de compensação pode ser usada com o erro de velocidade do rotor ($\omega_{r,ideal} - \omega_r$) como entrada. A velocidade ideal do rotor ($\omega_{r,ideal}$) é determinada reescrevendo a Equação (2.2) em termos da velocidade do rotor e aplicando o λ ideal a ela. O erro de velocidade do rotor é usado como entrada para um controlador PI (RADUENZ, 2018).

A saída do controlador PI que é o sinal de compensação de velocidade do rotor, multiplica a velocidade do rotor medida e o resultado dessa multiplicação substitui a velocidade do rotor na Equação (2.2). Quando ocorre um desvio da velocidade ideal do rotor, a velocidade compensada atuará na referência de pressão, eliminando o erro de velocidade do rotor, fazendo com que ele opere com máxima eficiência aerodinâmica. Este controlador foi adotado o nome de *Speed Compensation*, sendo publicado o artigo “*Speed Compensation in Hydraulic Wind Turbine Control*” por Raduenz e De Negri (2018).

Outra função deste controlador é a limitação da frequência rotacional máxima do rotor. Quando o aerogerador está na região 2 de operação, o rotor atinge velocidade angular nominal, assim é preciso ter um controlador para manter constante esta máxima velocidade. A limitação na velocidade do rotor é feita através de dois elementos de saturação na estrutura do controlador. Uma saturação é colocada após o cálculo da velocidade ideal do rotor que é usada no controlador de compensação de velocidade do rotor. Desta forma, a velocidade ideal máxima do rotor é a velocidade máxima permitida do rotor. A outra saturação é colocada no sinal de velocidade do rotor que é usado para a determinação da referência de pressão. A Figura 3.17 mostra o controlador implementado na transmissão hidrostática desenvolvida nesta dissertação, sendo chamado de controlador B nesta pesquisa.

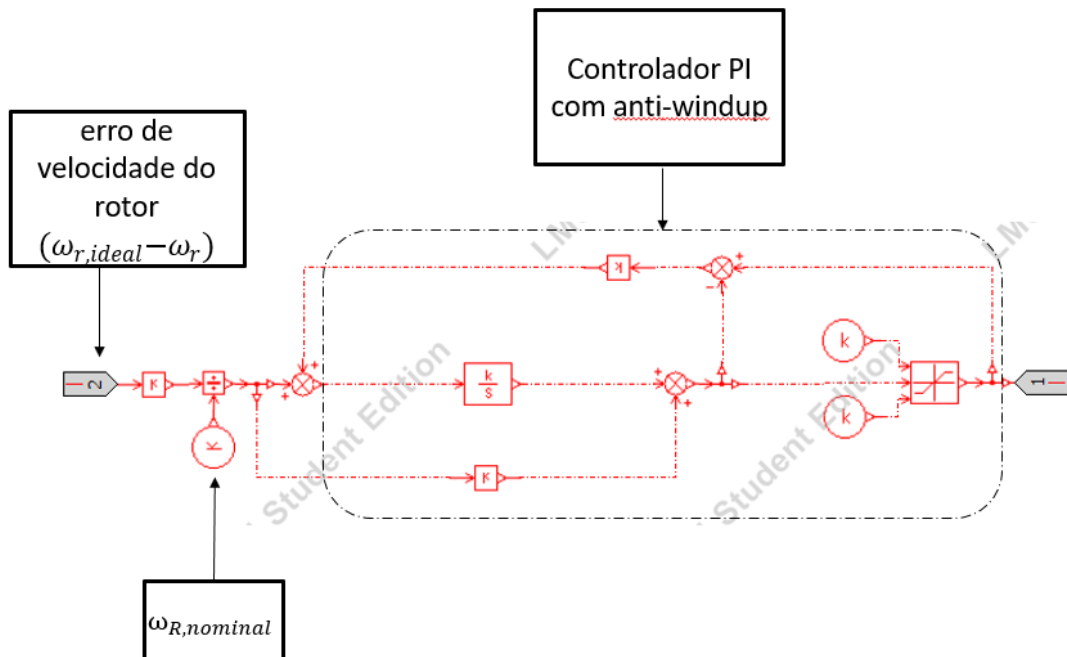
Figura 3.17 - Controlador B.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 3.18 mostra como é a estratégia do controlador *Speed Compensation*, na qual faz parte do controlador B.

Figura 3.18 - Controle de velocidade.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Neste controlador foi inserido uma estratégia de controle de *anti-windup* porque o sistema é impedido de aumentar a sua ação corretora devido à saturação dos valores de compensação de velocidade do rotor. Foi implementado esta estratégia, a fim de evitar que o controlador continue a integrar um erro inevitável, aumentando ainda mais o sinal de referência para o sistema. Porque o inconveniente deste sistema, é que quando o erro finalmente diminuir, o sinal de referência dado pelo controlador irá encontrar-se num valor muito elevado e ele não voltará à gama de valores normais antes de decorrido algum tempo, o que introduz atraso no sistema e pode mesmo conduzi-lo à instabilidade.

Os ganhos aplicados no controlador B estão mostrados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Ganhos do controlador B.

Ganho proporcional	1
Ganho integrativo	0,9

Fonte: Elaborado pelo autor.

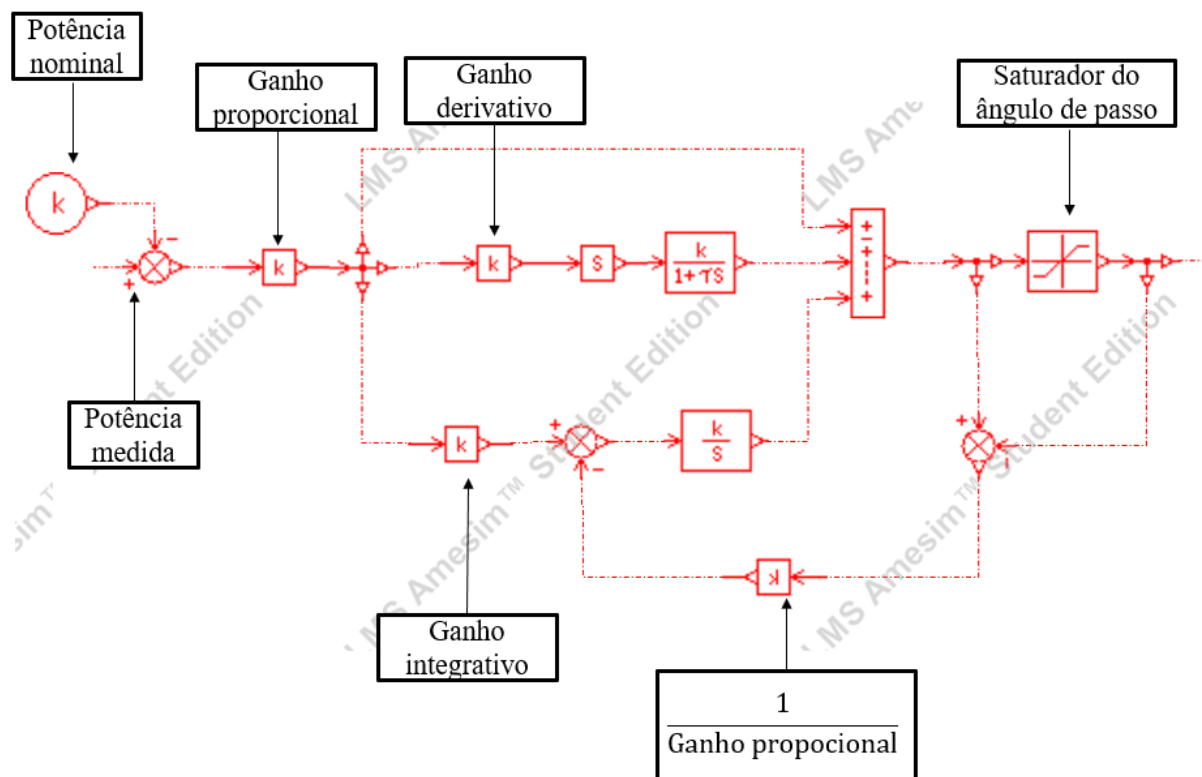
3.4.1.3 Controlador C

Conforme descrito anteriormente, na região 3 o aerogerador atingi potência máxima, sendo então preciso controlar esse máximo valor de operação. Porém, assim como no Controlador B, foi preciso inserir uma estratégia *anti-windup* para evitar que o sistema fique

impedido de aumentar a sua ação corretora de erro devido a saturação do atuador de passo, que neste caso é limitada de 0° à 90° .

Nesta estratégia há um “feedback loop” de informações sobre o estado a montante e a jusante do atuador, assim o integrador irá integrar não só o sinal do erro de saída do sistema como também o simétrico do erro de saída do saturador. Assim, sempre que este último aumentar, o integrador diminuirá a sua ação. A Figura 3.19 apresenta a estratégia de controle implementada.

Figura 3.19 - Controlador C (Controlador da potência nominal).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os ganhos utilizados no controlador C estão apresentados na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 - Ganhos do controlador C.

Ganho proporcional	0,0005
Ganho integrativo	0,055
Ganho derivativo	0,0001

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.1.4 Controlador D

Este controlador recebe o sinal de referência do controlador C e ajusta a posição do ângulo de passo, zerando o erro entre o sinal de referência vinda do controlador C e o valor medido na planta. Após zerar o erro o controlador envia sinal de corrente para a válvula direcional proporcional e controla a posição do cilindro, sendo após convertida o valor de posição linear do cilindro em posição angular da posição da pá (A_{passo}), por meio da regressão aritmética da Tabela 3.11.

Tabela 3.11 - Deslocamento do cilindro x ângulo de passo.

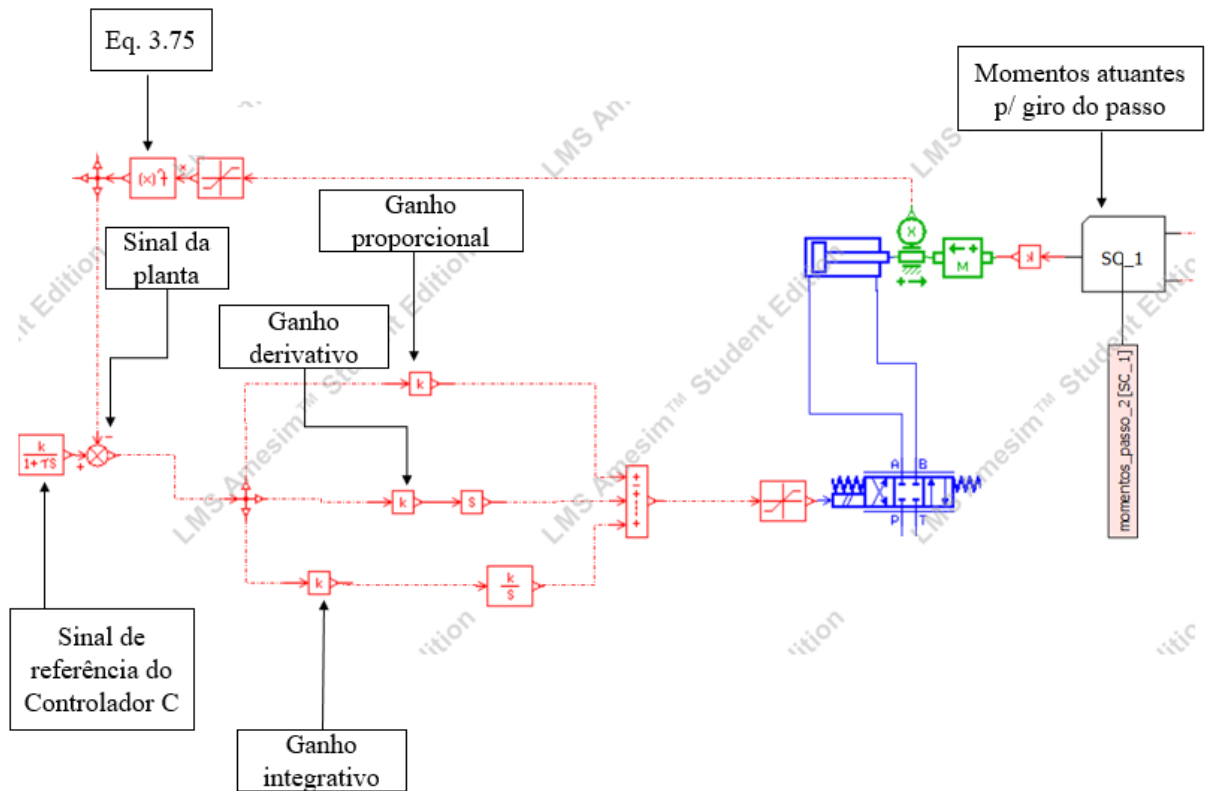
Deslocamento da haste (m)	Valor do passo (°)
0	0
0,03	2
0,25972	17
0,374	24,5
0,5194	34
0,565	37
0,588	38,5
1,375	90

Fonte: Elaborado pelo autor.

$$A_{passo} = 11,793(x^5) - 31,453(x^4) + 27,248(x^3) - 9,5044(x^2) + 66,621x + 0,0011 \quad (3.75).$$

A Figura 3.20 apresenta o controlador implementado no software Amesim ®.

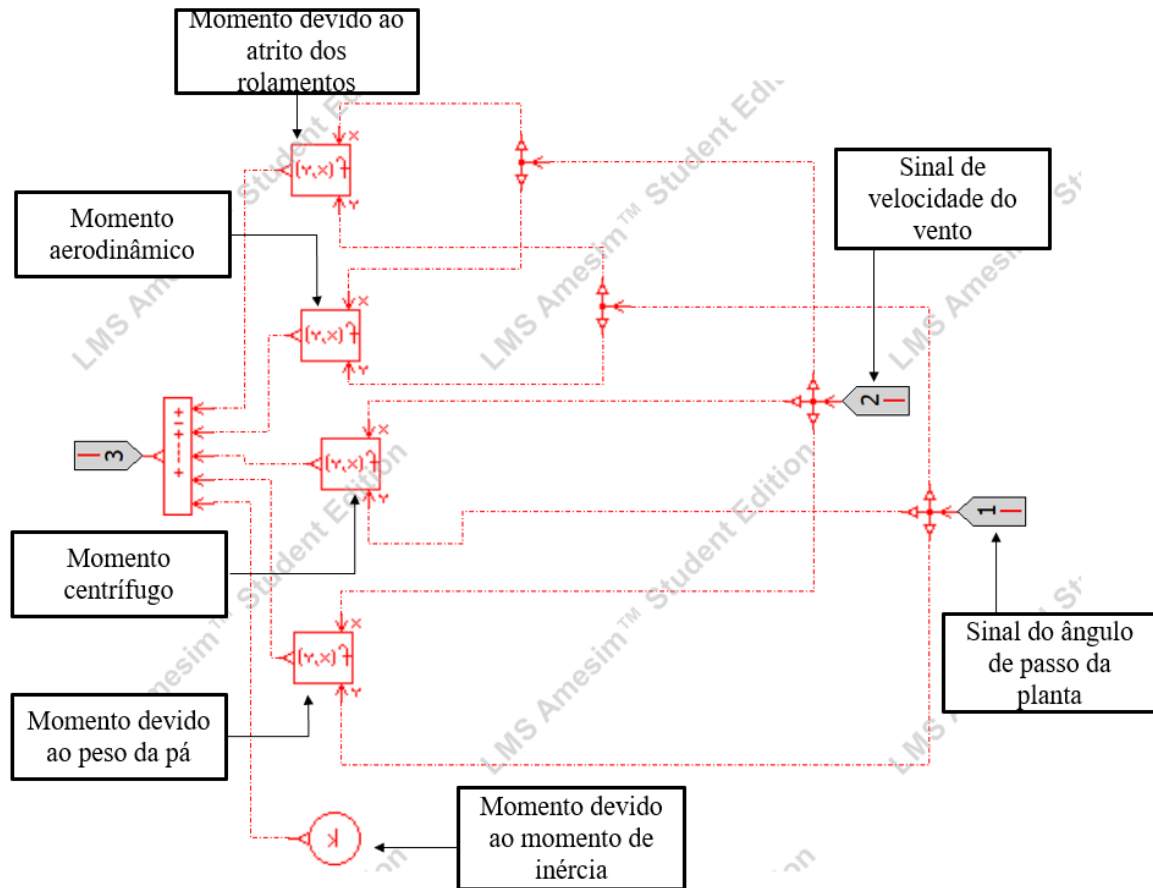
Figura 3.20 - Controlador D (controlador do ângulo de passo).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Lembrando que os momentos atuantes são o somatório de todos os momentos presentes nos esforços do passo, sendo implementado por meio de polinômios, conforme descrito na seção 3.2.2.5, sendo possível calcular em tempo real. A Figura 3.21 mostra essa implementação no software Amesim®.

Figura 3.21 - Implementação dos esforços do atuador do passo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O controlador D foi ajustado através de uma análise de sensibilidade, cujos ganhos aplicados foram ajustados conforme a Tabela 3.12.

Tabela 3.12 - Ganhos do controlado D.

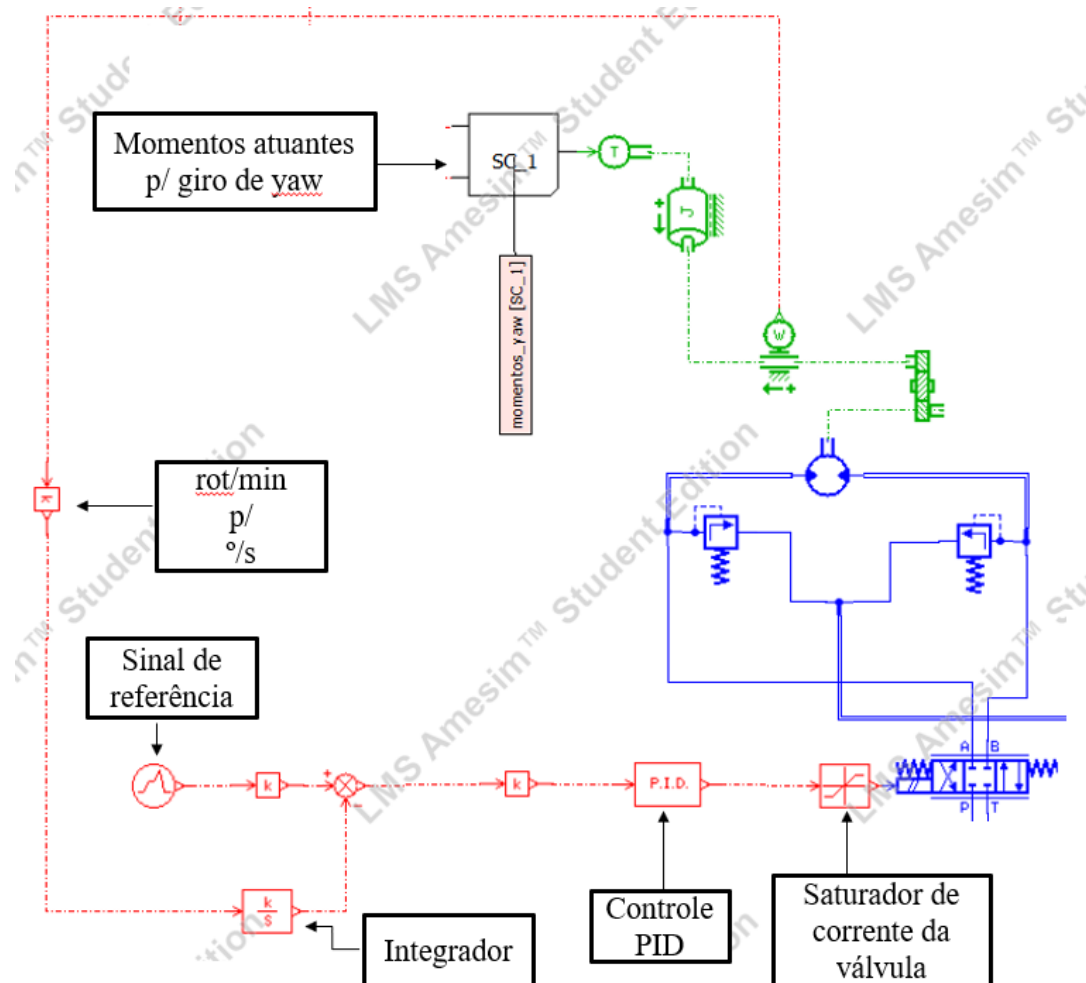
Ganho proporcional	2
Ganho integrativo	0,7
Ganho derivativo	0,005

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.1.5 Controlador E

O controle de posição do ângulo *yaw* é por meio do controlador E, porém, neste sistema implementado o sinal de perfil do vento varia apenas a velocidade de vento e não a direção do vento. Portanto os valores de referências que entram no controlador foram inseridos de forma arbitrária. A Figura 3.22 mostra este controlador implementado no Amesim®.

Figura 3.22 - Controlador E (controlador do ângulo yaw).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os parâmetros de ganhos desse controlador estão apresentados na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 - Ganhos do controlador E.

Ganho proporcional	6
Ganho integrativo	0,001
Ganho derivativo	0,38

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.2 Interação entre o gerador elétrico e a rede elétrica

Foi desenvolvido um modelo que representa a interação entre o gerador elétrico síncrono e a rede elétrica, esse modelo foi baseado nas dissertações de Flesch (2012) e Raduenz

(2018). O modelo recebe sinal de torque do motor hidráulico 0M1, dividi pelo torque base do gerador (T_B^G) calculado pela Equação (3.76), obtendo o torque mecânico no sistema

$$T_B^G = \frac{P_e \cdot \eta_{gm} \eta_T}{\omega_n^G}, \quad (3.76)$$

sendo (η_{gm}) a eficiência do gerador elétrico e (η_T) a eficiência do transformador.

Após essa divisão, o torque mecânico é subtraído do torque elétrico da malha de retroalimentação, resultando no torque acelerante sobre a máquina síncrona. Considerando que a frequência rotacional nominal (ω_n^G) é 188,49 rad/s, é utilizada a Equação (3.77) para calcular a constante de inércia (C_I^G)

$$C_I^G = \frac{(\omega_n^G)^2 \cdot J^{MG}}{P_e}, \quad (3.77)$$

onde (J^{MG}) é o momento do conjunto gerador e o motor hidráulico (0M1).

O valor resultante é multiplicado pela função que representa a velocidade angular mecânica do gerador. Onde é aplicado a Transformada de Laplace em condições iniciais nulas na Equação (3.78), então é obtido a função transferência (Equação (3.79)) que relaciona as variações de velocidade angular do gerador ($\omega^{-\Omega}$) e as funções no torque mecânico do gerador (T_{mG}) além o torque elétrico do gerador (T_e^G)

$$T_{mG}(s) - T_e^G(s) = 2 \cdot C_I^G \frac{d}{dt} \cdot \omega^{-\Omega}, \quad (3.78)$$

$$\omega^{-\Omega} = \frac{1}{2 \cdot C_I^G \cdot s} \cdot (T_{mG}(s) - T_e^G(s)), \quad (3.79)$$

onde (s) é a variável de Laplace.

O valor de saída deste bloco refere-se ao desvio da velocidade angular em torno do seu valor nominal. Em seguida, é subtraído do valor de referência de velocidade angular (1800 rot/min) sendo este o valor de referência porque o sistema opera com frequência elétrica de 60 Hz e motor de 4 polos.

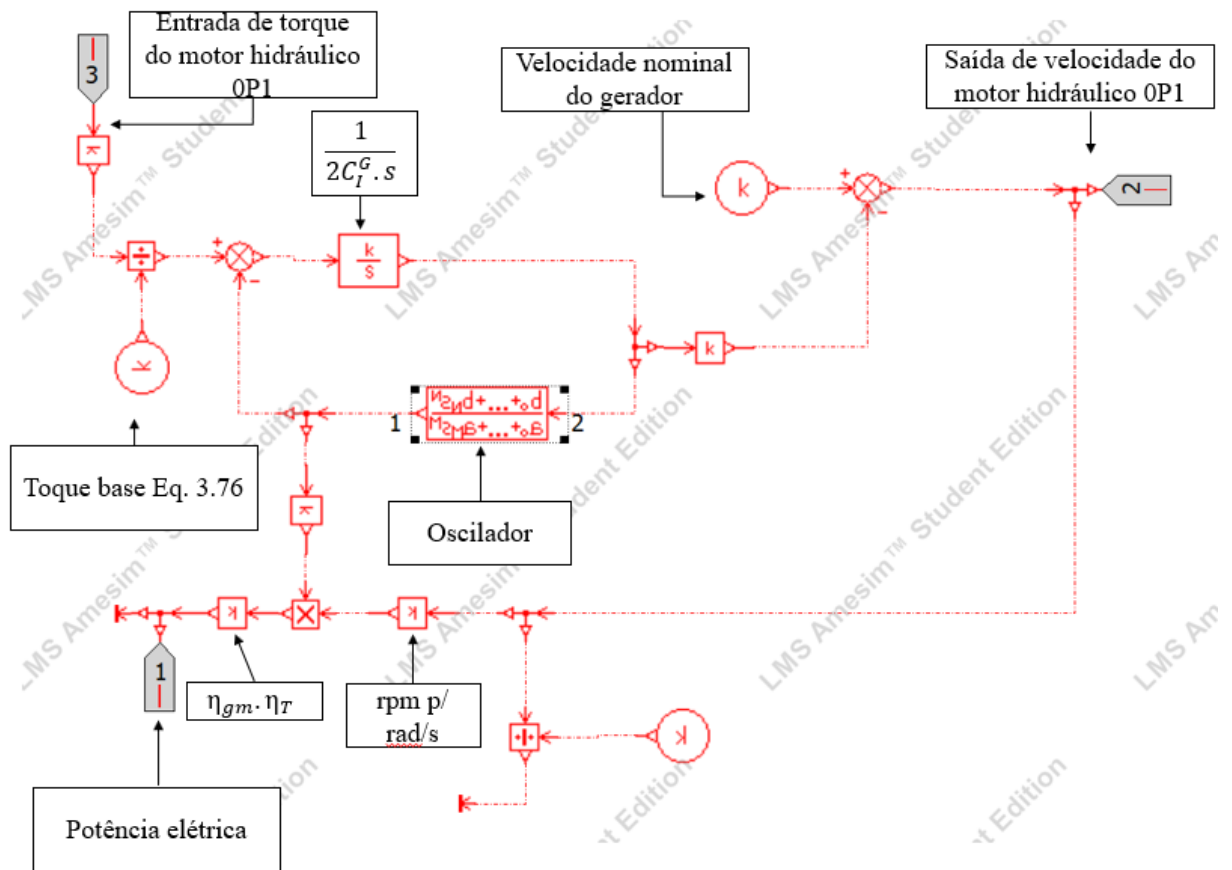
O comportamento da interação entre o gerador e a rede elétrica foi modelada por meio de um oscilador, onde este deve possuir frequência na faixa de 1 à 2 Hz num decaimento de aproximadamente 30% a cada 4 ciclos, para dada uma entrada em degrau. A função transferência do ramo da realimentação, representa o comportamento do oscilador

$$\frac{K_G}{s} + K_A, \quad (3.80)$$

onde (K_A) é o coeficiente de torque amortecedor e (K_G) o coeficiente de torque sincronizante do gerador.

O valor do sinal de desvio da velocidade em relação ao seu valor de referência, passa por este bloco, tendo como saída o torque elétrico que será subtraído do valor do torque mecânico. A Figura 3.23 apresenta esta modelagem desenvolvida no Amesim®.

Figura 3.23 - Interação entre gerador elétrico e rede elétrica.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.3 Interação entre vento e rotor

O modelo aerodinâmico que correlaciona a interação entre vento e o rotor é ilustrada na Figura 3.24. Este é modelado dinamicamente como sendo uma constante de inércia rotacional (J_R), sobre os quais atuam o torque da bomba hidráulica (T_p) e os torque do vento (T_R), ou seja

$$T_R - T_p = J_R \left(\frac{d\omega^R}{dt} \right) \quad (3.81),$$

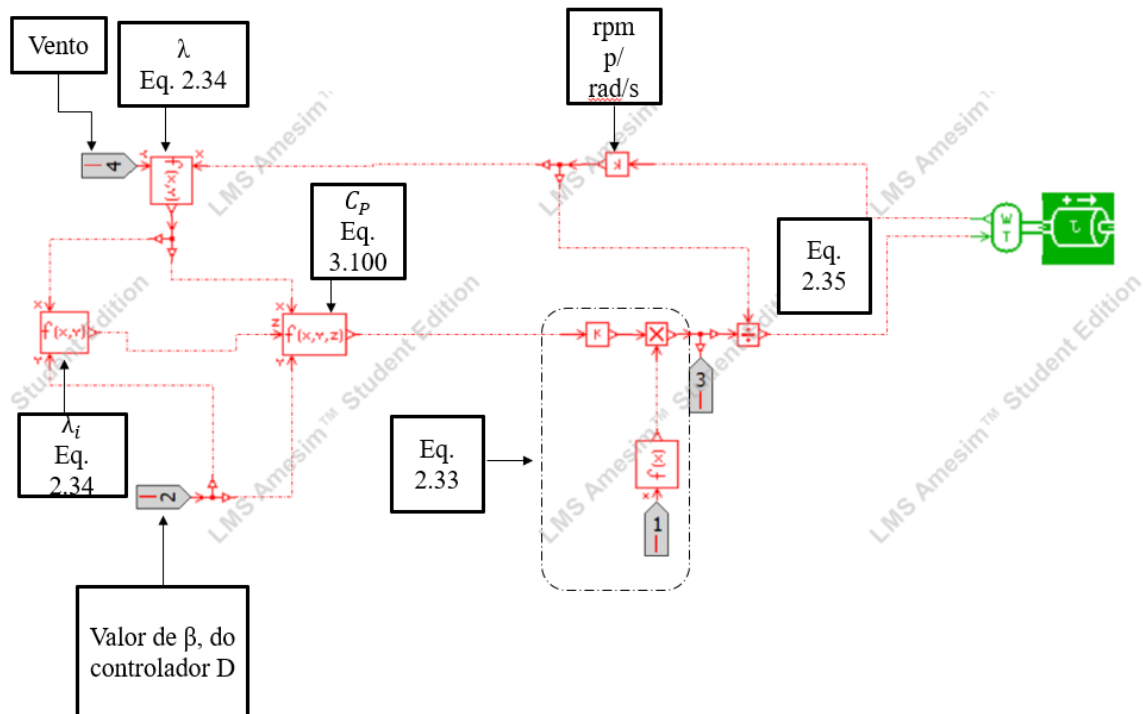
O torque do rotor é calculado por meio das equações (2.1), (2.2), (2.3), (3.82) e (3.83). Onde de acordo com Burton *et al.* (2001) o coeficiente de potência (c_p) e a velocidade específica auxiliar (λ_i) que é a relação entre a velocidade tangencial na ponta da pá e a velocidade do vento, são calculados como

$$c_p = 0,258 \left(\frac{100}{\lambda_i} - 0,4\beta - 2,164 \right) \exp \left(\frac{15,21}{\lambda_i} \right) - 0,00571\lambda \quad (3.82),$$

$$\lambda_i = \left(\frac{1}{\lambda + 0,008\beta} - \frac{0,035}{\beta^3 + 1} \right)^{-1} \quad (3.83),$$

onde o ângulo de passo (β) provém da saída do controlador D.

Figura 3.24 - Interação entre rotor e vento.

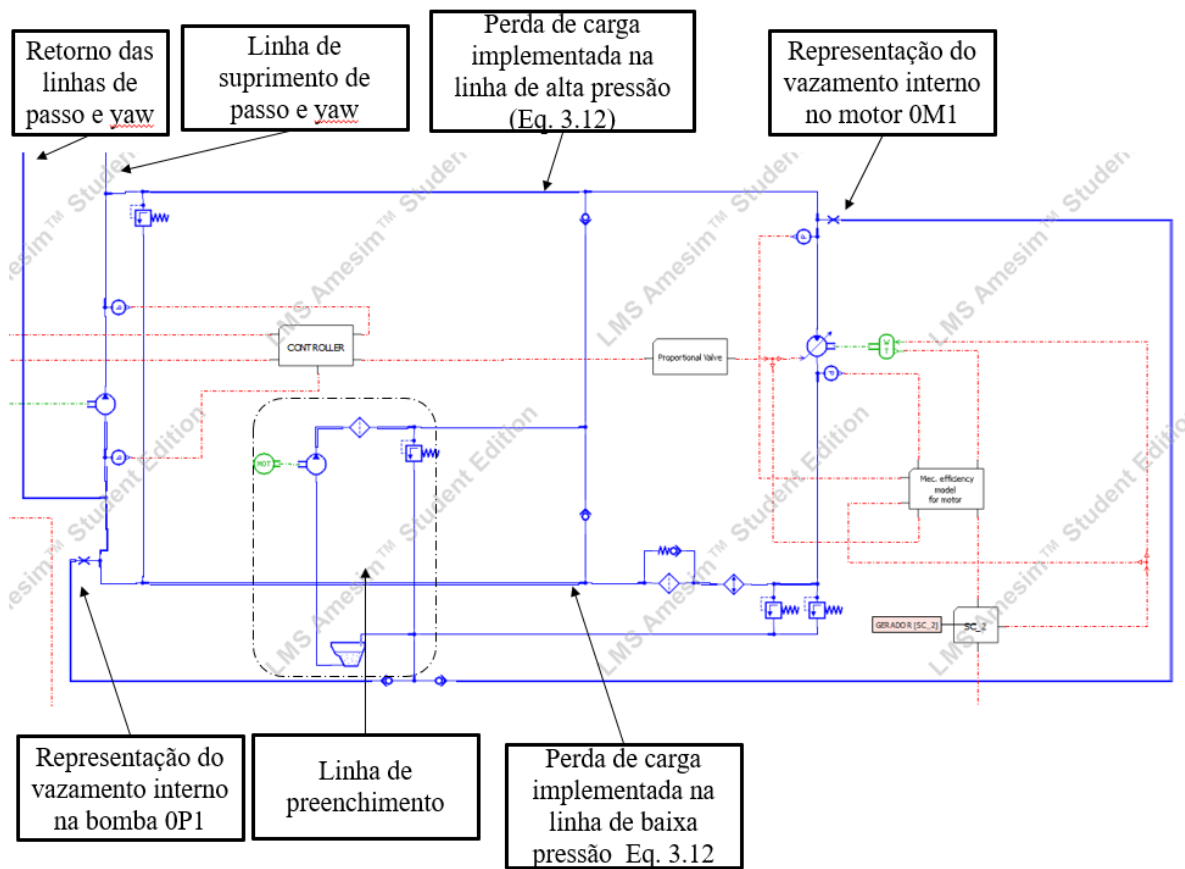


Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.4 Transmissão hidrostática implementada no Amesim ®

O conceito de transmissão hidrostática utilizada nesta pesquisa foi apresentado na seção 3.1. No software Amesim ® foi implementado este conceito, com o propósito de analisar o comportamento desta mesma transmissão quando integrada com os sistemas de atuação de passo e *yaw*. A Figura 3.25 apresenta a implementação da transmissão.

Figura 3.25 - Transmissão hidrostática no Amesim ®.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O próximo capítulo apresentará um procedimento de projeto para o dimensionamento das soluções apresentadas neste capítulo.

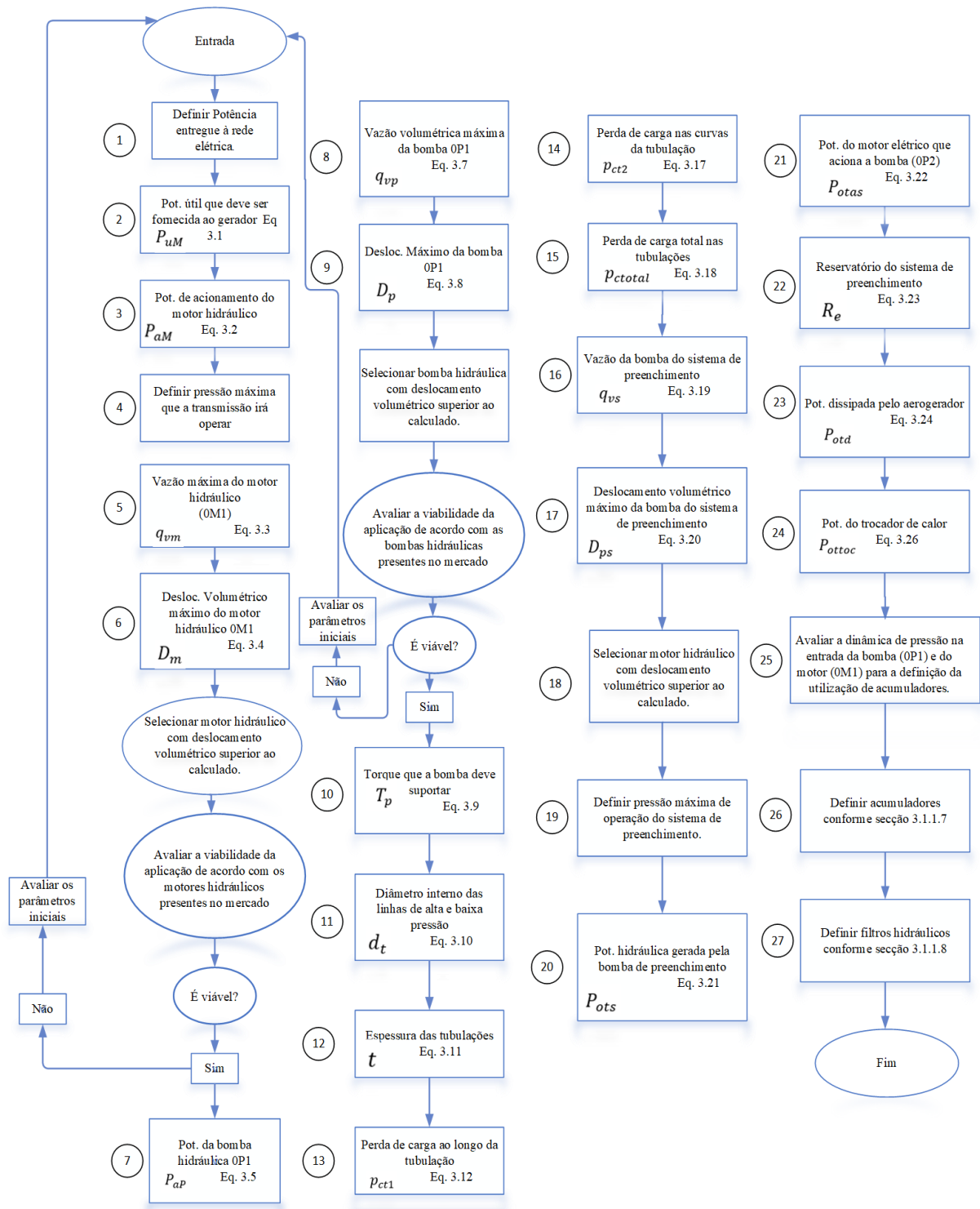
4. PROCEDIMENTO DE PROJETO

Os dimensionamentos dos sistemas apresentados no capítulo 3 requerem aplicação de diversos parâmetros e equações. Com objetivo de facilitar para o leitor o entendimento da modelagem destas soluções apresentadas, neste capítulo serão apresentados fluxogramas que representam um procedimento de projeto, sendo que cada etapa de projeto terá uma numeração, devido ao fato que algumas etapas são repetidas no dimensionamento dos outros sistemas, facilitando o desenvolvimento dos fluxogramas.

4.1 PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Neste fluxograma da Figura 4.1 é apresentado o procedimento de projeto para o dimensionamento da transmissão hidrostática, sendo numerada cada etapa de projeto.

Figura 4.1 - Procedimento de projeto da transmissão hidrostática.

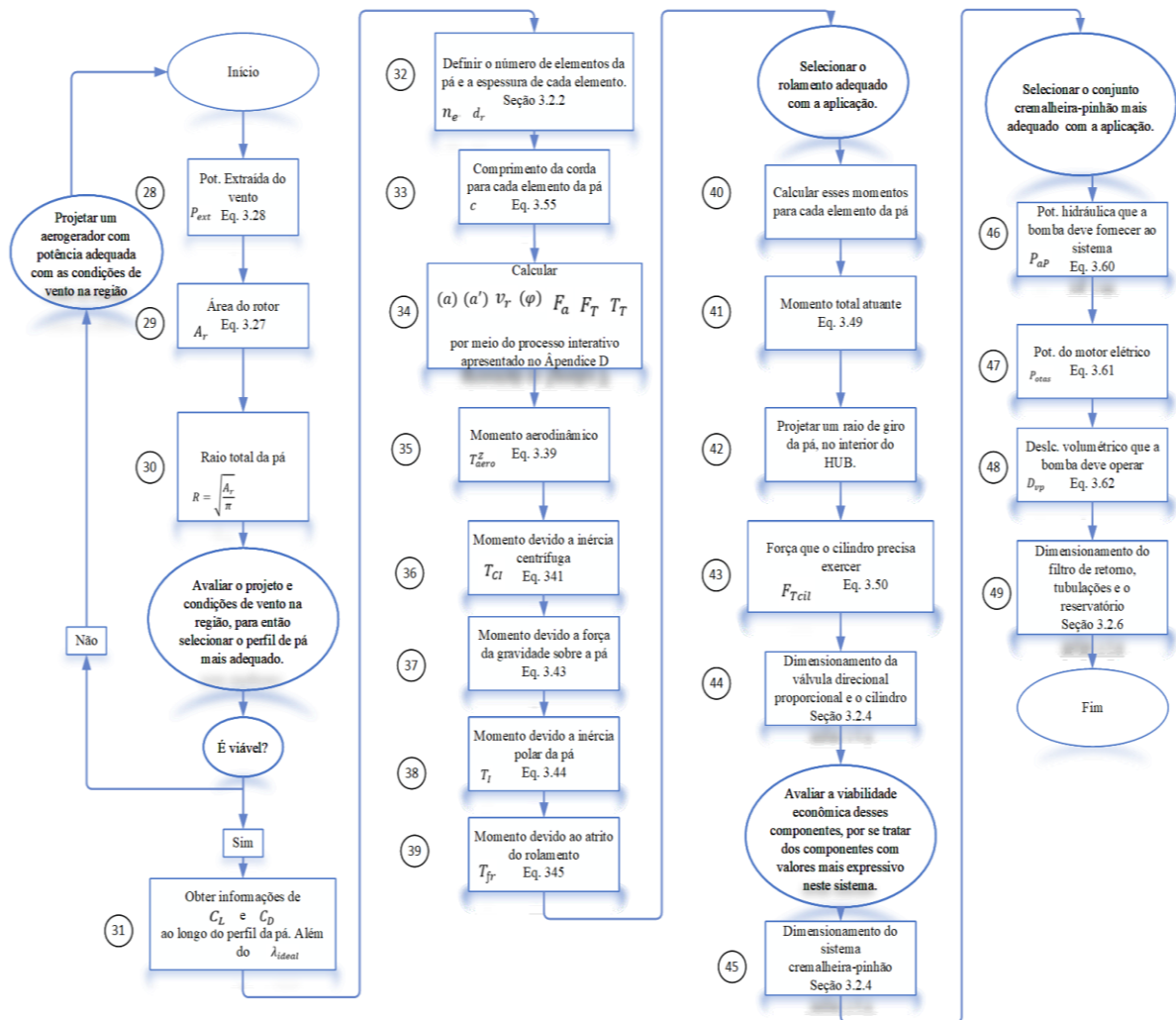


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA DE PASSO

No fluxograma da Figura 4.2 é mostrado o procedimento de projeto implementado nesta dissertação para o dimensionamento do sistema hidráulico apresentado na Figura 3.2.

Figura 4.2 - Procedimento de projeto do sistema de passo.

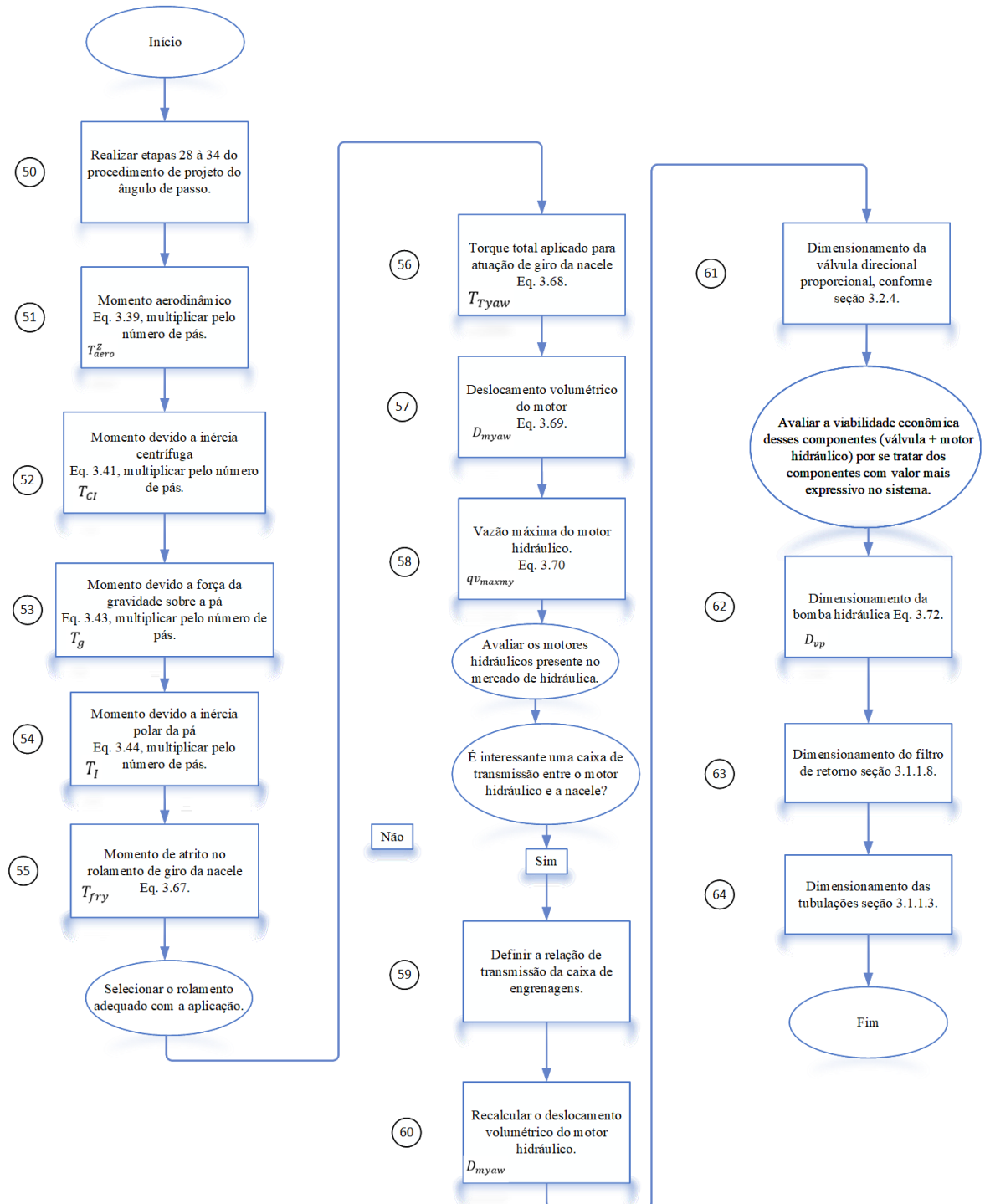


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3 PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA DE YAW

O diagrama de fluxo da Figura 4.3 apresenta o procedimento de projeto do dimensionamento do circuito hidráulico para o controle de giro da nacela, mostrado na Figura 3.9.

Figura 4.3 - Procedimento de projeto do sistema de yaw.

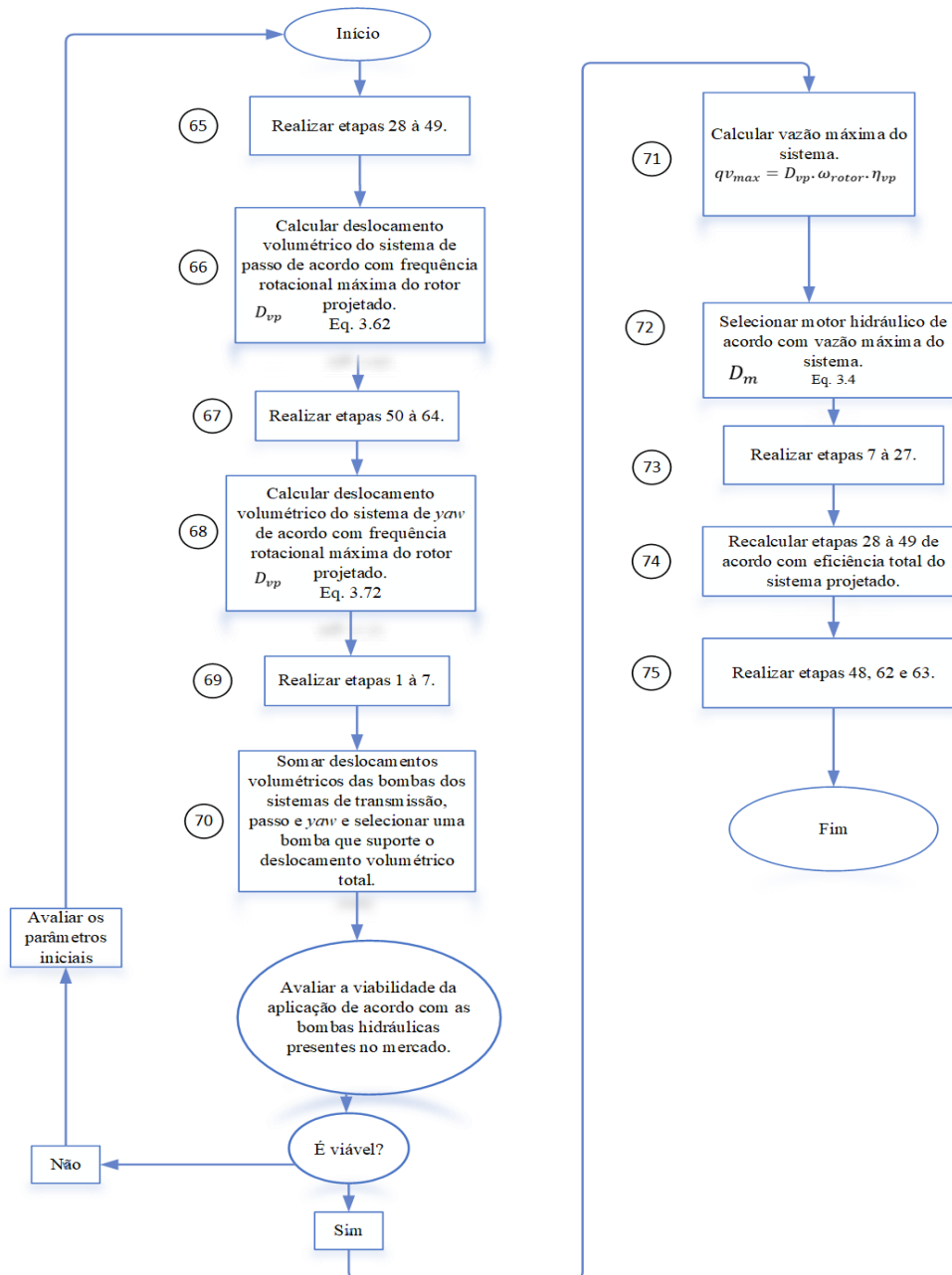


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4 PROCEDIMENTO DE PROJETO PARA O SISTEMA COMPLETO

O circuito hidráulico apresentado na Figura 3.12 foi dimensionado conforme procedimento de projeto apresentado na Figura 4.4. Nota-se que a maior parte das etapas foram apresentadas nos fluxogramas de procedimento de projeto para transmissão, *pitch* e *yaw*.

Figura 4.4 - Procedimento de projeto do sistema completo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

No próximo capítulo serão exibidos os resultados e as análises das simulações estáticas e dinâmicas dos sistemas apresentados anteriormente.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS MODELOS

Neste capítulo foram detalhadas as análises realizadas por meio das simulações dos circuitos hidráulicos apresentados no capítulo 3. Sendo descritas as viabilidades técnicas de diferentes soluções para as funcionalidades de *yaw*, passo e geração de potência.

Na transmissão hidrostática, foi realizada uma análise estática para um aerogerador que fornece potência de 300 kW e 540 kW à rede elétrica. Verificou-se então que 540 kW é o limite técnico de utilizar esta concepção de transmissão. Os sistemas de passo e *yaw* foram analisados para potência de 300 kW. Os modelos estáticos estão descritos no Apêndice A.

No sistema completo que integra esses três sistemas, foi realizado uma análise dinâmica, sendo desenvolvida no software Amesim®, onde este foi apresentado na seção 3.4, para uma potência viável de 300 kW sendo entregue à rede elétrica.

5.1 ANÁLISE DA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

Nesta seção será descrito os resultados obtidos no modelo estático da transmissão, além de uma análise técnica da utilização da concepção para aerogerador que fornece 300kW a rede elétrica. Também serão apresentados os motivos que levam a concluir que o limite técnico desta concepção de aerogerador é para uma potência de 540kW.

5.1.1 Análise de uma transmissão hidrostática para 300 kW

Para que o aerogerador possa entregar uma potência de 300 kW à rede elétrica, este precisa operar com vazões significativas, cujos valores para a bomba hidráulica principal (OP1) e o motor hidráulico (OM1) são respectivamente 800,95 L/min (0,0133 m³/s) e 784,93 L/min (0,01308 m³/s) o que já demonstra que para um aerogerador de médio porte são necessárias vazões significativas. Contudo, um dos principais desafios para selecionar apenas componentes de prateleiras, é encontrar uma bomba hidráulica que opere com baixa frequência rotacional (4,19 rad/s ou 40 rot/min), e com altas vazões de trabalho. Neste projeto é preciso selecionar uma bomba com deslocamento volumétrico de $(2,203 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rad}$ ou 20.006 cm³/rev). O que não é possível encontrar como componente de prateleira, porque as maiores bombas de catálogos operam com deslocamento volumétrico máximo de $1,591 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$ (1000 cm³/rev) e podem ser utilizadas no máximo 3 em paralelo, conforme catálogo RP 92 050/09.97 do fabricante Bosch Rexroth. Contudo, este mesmo fabricante produz como componentes de

catálogos, motores hidráulicos da série CBP 400 que podem trabalhar em baixas frequências rotacionais e operarem como bomba hidráulica continuamente. Como relatado em (Crisóstomo *et. al*, 2016 e Diepeveen, 2009) que realizaram testes experimentais com estes motores para aplicações semelhantes. O modelo CBP 400-360 projetado para operar com deslocamento volumétrico fixo máximo de $3,59 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ($22.600 \text{ cm}^3/\text{rev}$) atenderia este projeto. A frequência rotacional de 40 rot/min foi definida como velocidade angular máxima, por possíveis limitações estruturais do rotor e de limitações de nível de ruído

O motor hidráulico, apesar de trabalhar com alta vazões (784,93 L/min), opera com frequência rotacional de aproximadamente 188,41 rad/s (1800 rot/min) sendo assim possível selecionar motores padronizados de mercado, pois resulta em um deslocamento volumétrico máximo de $5,94 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($436,07 \text{ cm}^3/\text{rev}$). A Tabela 5.1 contém informações do catálogo RA 91 604/02.04 do fabricante Bosch.

Tabela 5.1 - Características de projeto do motor hidráulico selecionado para transmissão de 300 kW.

	Pressão máxima de projeto	Vazão máxima de projeto	Pressão máxima Componente selecionado	Vazão máxima Componente selecionado
Motor hidráulico	28MPa	0,01308m ³ /s	40MPa	0,0167m ³ /s
Deslocamento máximo projetado		Deslocamento máximo do Componente selecionado	Componente selecionado	
	$5,94 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$	$7,96 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$	AA6VM/ Bosch	

Fonte: Elaborado pelo autor.

Quanto ao rotor, precisa ser projetado com raio de 15,4 m, obtendo um momento de inércia com valor aproximado de 541.000 kgm². Sendo assim, o comprimento das tubulações das linhas de alta e baixa pressão são de aproximadamente de 48,5 metros, já que a torre terá comprimento de 43 metros. As tubulações devem suportar vazão de 0,0167 m³/s (800,95 L/min) e pressão de 28 MPa (280 bar), onde de acordo com a norma ANSI B.36.10 e B36.19 o diâmetro interno e parede das tubulações devem ser 58 mm (0,058m) e 14,79 mm (0,01479 m) respectivamente. É possível selecionar tubulações padronizadas com dimensões bem similares ao de projeto, com diâmetro interno e espessura de parede igual a 58,4 mm (0,0584 m) e 15,2 mm (0,0152 m) respectivamente.

O sistema de preenchimento deve suprir vazões até $1,57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (94,51 L/min) e operar com frequência rotacional do motor elétrico na qual é 178,023 rad/s (1750 rot/min), assim o deslocamento volumétrico mínimo da bomba deve ser $9,05 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ (56,85 cm^3/rev), podendo utilizar uma bomba de engrenagens como componente de prateleira. A Tabela 5.2 mostra um exemplo de uma bomba que pode ser utilizada na aplicação, onde as informações são extraídas do catálogo RE 10 093/04.14 do fabricante Bosch Rexroth.

Tabela 5.2 - Bombas de engrenagens selecionada para sistema de preenchimento para transmissão de 300 kW.

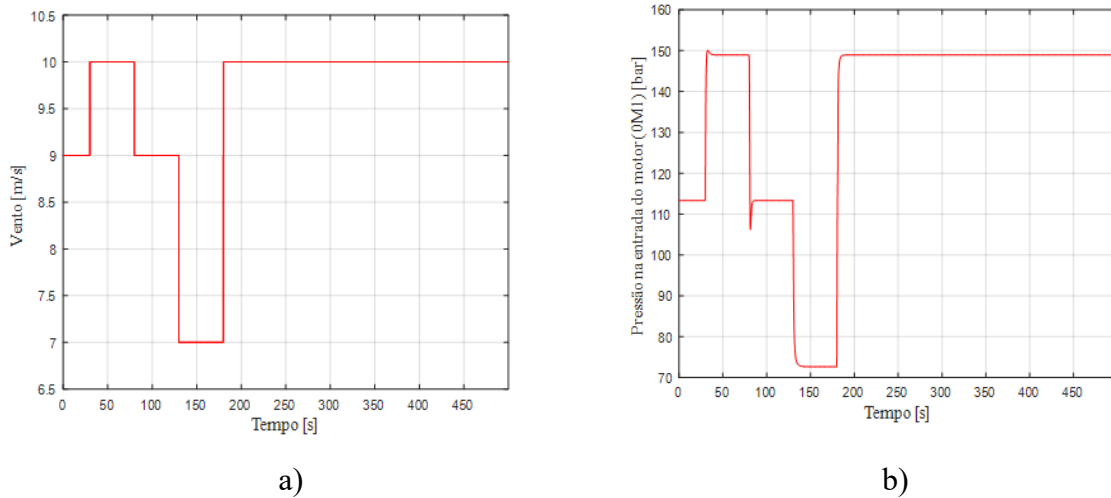
Vazão máxima de projeto	Vazão máxima Componente selecionado	Deslocamento máximo projetado	Deslocamento máximo do Componente selecionado	Componente selecionado
$1,57 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$1,84 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$9,05 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$	$1,003 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$	AZPG-22-063RCB20M

Fonte: Elaborado pelo autor.

A vazão de retorno tem valor aproximado de $0,01308 \text{ m}^3/\text{s}$ (784,93 L/min), podendo selecionar os filtros da série FR T1500 do fabricante HDA que suportam vazões até ($0,025 \text{ m}^3/\text{s}$) 1500 L/min e pressão de 2,0 MPa (20 bar), cuja a pressão na linha de baixa pressão está limitada em 1,0 MPa (10 bar).

Apesar desta seção ser uma análise estática da transmissão hidrostática, o dimensionamento dos acumuladores foi preciso analisar por meio de uma análise dinâmica, porque os resultados apenas estaticamente não foram precisos, conforme descrito na seção 3.1.1.7. Observou-se que ocorre amortecimento hidráulico na própria tubulação, devido ao fato que as tubulações das linhas de alta e baixa pressão serem tubulações com grandes comprimentos (cerca de 48,5 m) instaladas verticalmente em conjunto com diâmetro interno considerável (58,4 mm) reduzindo os picos hidráulicos na entrada do motor hidráulico. A Figura 5.1 mostra o comportamento dinâmico de pressão na entrada do motor hidráulico, não sendo utilizado nenhum acumulador.

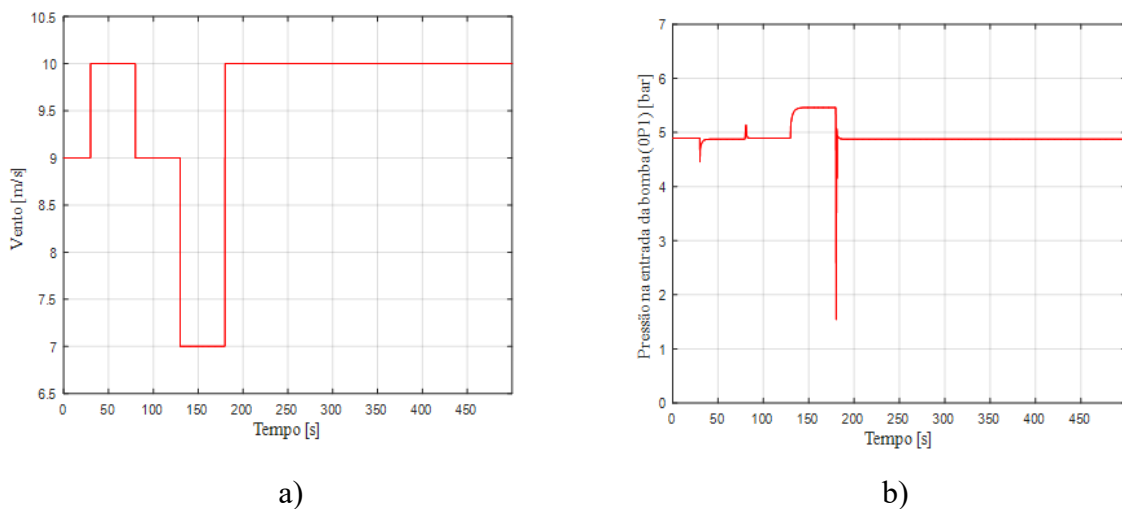
Figura 5.1 - Velocidade do vento (gráfico a) e pressão na entrada do motor 0M1 (gráfico b).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quanto ao acumulador da linha de baixa pressão, também observou-se que para este projeto não é necessário utilizar este componente, porque o sistema de preenchimento projetado por meio das equações da seção 3.1.1.5 supre todas as condições de mudanças bruscas de vento sem que ocorra cavitação na bomba hidráulica 0P1. A Figura 5.2 apresenta mudanças no perfil de velocidades do vento e a pressão na entrada da bomba sem a utilização de acumulador na linha. Observou-se que no instante 180 segundos ocorre uma variação mais brusca da velocidade do vento, porém não ocorre cavitação.

Figura 5.2 - Velocidade do vento (gráfico a) e pressão na entrada da bomba 0P1 sem acumulador (gráfico b).



Fonte: Elaborado pelo autor.

A potência dissipada desse aerogerador é aproximadamente 90 kW ($3,02 \times 10^5$ BTU/h) sendo como opção de componente de prateleira o modelo de trocador ULAC-200K com potência de 300,69 kW ($1,03 \times 10^6$ BTU/h), cuja vazão máxima suportada é de 0,018 m³/s (1083 L/min), o que atende os requisitos de projeto. A Tabela 5.3 apresenta parâmetros de projeto do trocador selecionado, informações estas contidas no catálogo HY10-1700 do fabricante Parker.

Tabela 5.3 - Característica do trocador de calor para projeto de 300 kW.

	Potência de projeto	Vazão máxima	Potência máxima do componente selecionado
Trocador de calor	2,3 kW	0.015 m ³ /s	4,25 kW

Fonte: Elaborada pelo autor.

Por conseguinte, fatores como altas vazões e pressões combinadas com comprimentos de tubulações bastante significativas, podem ser um fator negativo para utilização desta tecnologia. Contudo, do ponto de vista positivo, é possível utilizar apenas componentes de prateleiras, o que pode reduzir custos de projeto. Portanto, tecnicamente é viável utilizar esta solução tecnológica para este tamanho de turbina eólica, pois o sistema continua com vantagens apresentadas anteriormente em relação a um modelo com caixa multiplicadora e ímãs permanentes.

5.1.2 Análise de uma transmissão hidrostática para 540kW

Para gerar 540kW além de precisar extrair potência do vento no mínimo igual a 779,76 kW que significa uma perda de 30,74% de energia no sistema, é preciso modificar diversas concepções para não utilizar componentes especiais, obtendo custos menores para o sistema. A bomba hidráulica principal (OP1) irá operar com deslocamento volumétrico máximo de $6,38 \times 10^{-3}$ m³/rad (40.130 cm³/rev) e frequência rotacional máxima de 3,87 rad/s (37 rot/min), obtendo uma vazão máxima de 0,0296 m³/s (1.777,60 L/min). Apesar de ter um deslocamento volumétrico expressivo, continua sendo possível selecionar um componente de prateleira, onde o motor modelo CBP 840-680 do fabricante HÄGLUNDS opera com

deslocamento volumétrico máximo de $0,0067 \text{ m}^3/\text{rad}$ ($42.700 \text{ cm}^3/\text{rev}$), obtendo uma eficiência global média de 94% na frequência rotacional de 37 rot/min.

Empresa como Artemis também já desenvolveu bomba hidráulica digital com deslocamento volumétrico máximo de $0,0084 \text{ m}^3/\text{rad}$ ($52.800,00 \text{ cm}^3/\text{rev}$), para projeto de transmissões hidrostática aplicada em aerogerador. No entanto, são projetos especiais, não sendo considerado como componente de prateleira.

Torques bastantes significativos serão necessários para operar o motor hidráulico em condições normais de operação. Na Tabela 5.4 e na Tabela 5.5 mostram as características do motor hidráulico de projeto e o selecionado, sendo informações obtidas do fabricante Bosch.

Tabela 5.4 - Motor hidráulico para projeto de 540kW.

Pressão máxima de projeto	Vazão máxima de projeto	Pressão máxima Componente selecionado	Vazão máxima Componente selecionado
28 MPa	$0,027 \text{ m}^3/\text{s}$	40 MPa	$0,068 \text{ m}^3/\text{s}$

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 5.5 - Outras características do motor hidráulico para projeto de 540kW.

Torque máximo projetado	Torque máximo Componente selecionado	Deslocamento máximo projetado	Deslocamento máximo do Componente selecionado	Componente selecionado
4.130 Nm	5.571Nm	$1,47 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$	$1,59 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$	AA6VM/ Bosch

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por meio de análises de simulações utilizando software Amesim[®] foi observado que não é preciso utilizar acumulador na linha de baixa pressão, porque é possível projetar um sistema de preenchimento que supri quaisquer mudanças bruscas de pressão na linha de baixa pressão, evitando cavitação na entrada da bomba 0P1. Contudo, é preciso selecionar uma bomba para o sistema de preenchimento com deslocamento volumétrico de $2,26 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$, ($142,52 \text{ cm}^3/\text{rev}$), precisando-se selecionar uma bomba de pistão, como o modelo PVP 180, do fabricante Parker, que opera com deslocamento volumétrico máximo de $2,86 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($180 \text{ cm}^3/\text{rev}$) a pressão nominal de 35 MPa (350 bar). Nas condições de operação desta

transmissão (pressão máxima de 28 MPa (280 bar) e frequência rotacional da bomba de suprimento de 188,49 rad/s (1800 rot/min) a bomba selecionada opera com eficiência global de aproximadamente 91%. A Tabela 5.6 e Tabela 5.7 apresentam as características desta bomba, onde as informações foram extraídas do catálogo HY30-3243/UK do fabricante Parker.

Tabela 5.6 - Características da bomba do sistema de preenchimento para transmissão de 540 kW.

Bomba p/ sist. Preenchimento	Pressão máxima de projeto	Vazão máxima de projeto	Pressão máxima Componente selecionado	Vazão máxima Componente selecionado
		1 MPa	0,004 m ³ /s	40 MPa

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.7 - Deslocamento volumétrico da bomba do sistema de preenchimento para transmissão hidrostática de 540 kW.

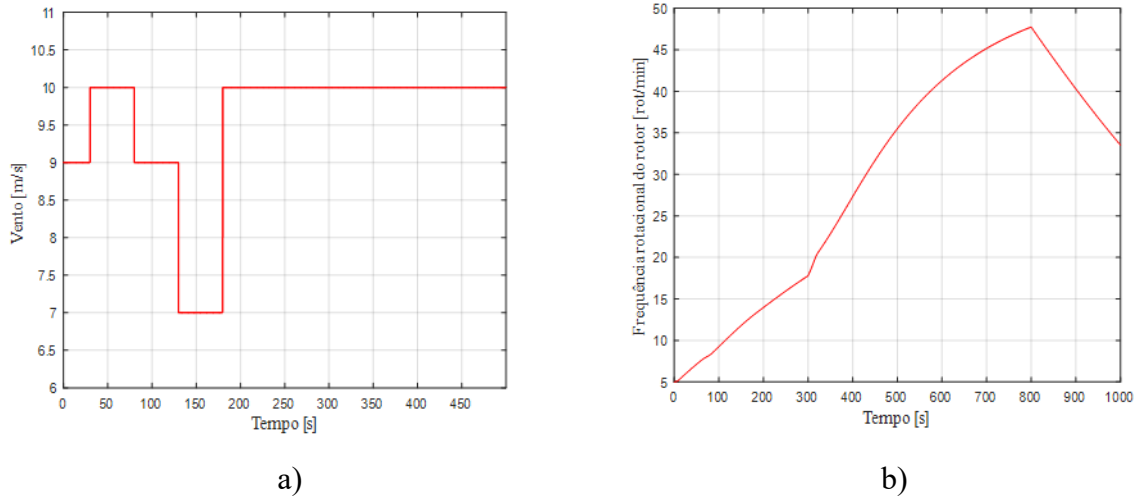
Deslocamento máximo projetado	Deslocamento máximo do Componente selecionado	Componente selecionado
$2,26 \times 10^{-5}$ m³/rad	$2,86 \times 10^{-5}$ m ³ /rad	PVP180 / PARKER

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na linha de alta pressão, foi observado que por se tratar de um momento de inércia do rotor significativamente grande com valor aproximado a 19.176.572,16 kgm² a aceleração do rotor torna-se muito pequena, conseqüentemente a variação da rotação da bomba e a pressão na linha de alta pressão também tornam-se pequenas, além de ocorrer amortecimento hidráulico nas tubulações de alta e baixa pressão Assim, não é preciso utilizar acumulador na linha, já que os picos de pressão serão menores.

A Figura 5.3 mostra que mesmo com a variação de vento de 7 m/s para 10 m/s em um intervalo de tempo de 200 segundos, a velocidade angular do rotor varia apenas 3,03 rad/s (29 rpm). Observa-se que na simulação o rotor inicia com velocidade inicial igual a 5 rot/min e só atinge rotação máxima no tempo de 800 segundos.

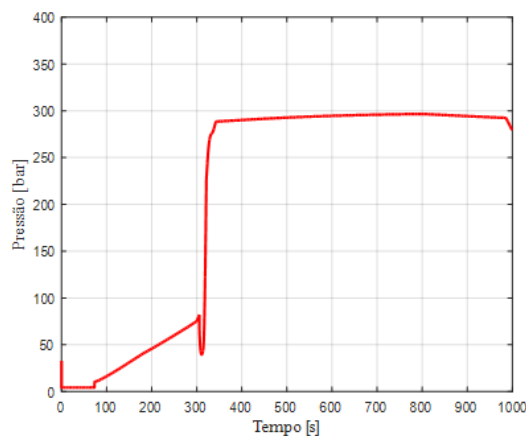
Figura 5.3 - Variação do perfil do vento (gráfico a) variação da rotação do rotor (gráfico b).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 5.4 mostra o comportamento da pressão na entrada do motor hidráulico, não sendo utilizado nenhum acumulador na linha de alta pressão. Sendo que a variação maior de pressão ocorre no intervalo de 325 segundos a 337 segundos, onde ocorre uma variação de 4,2 MPa (42 bar). No catálogo do fabricante, o motor suporta variações de pressões de 0,6 MPa (6 bar) a cada segundo, portanto não é preciso selecionar acumulador para a linha.

Figura 5.4 - Variação da pressão na entrada do motor hidráulico p/ sistema de 540 kW.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quanto ao trocador de calor, não é mais possível utilizar apenas um, porque a vazão que passa por este componente é cerca de $0,0278 \text{ m}^3/\text{s}$ (1.670,9 L/min) e potência máxima de 7,642 kW (26.078,21 BTU/h), fabricantes como a HYDAC possuem trocadores que atendem a potência, porém não atendem a vazão máxima. Uma solução é utilizar dois trocadores de calor em paralelo de 4,83 kW (16.500 BTU/h) suportando vazões até $0,0157 \text{ m}^3/\text{s}$ (946,35 L/min).

Utilizando dois trocadores em paralelo o sistema estaria superdimensionado, porque teria potência bem acima do projeto. No entanto, com esta solução é possível utilizar componentes de prateleira.

As tubulações também teriam que ser superdimensionadas, porque o projeto requer diâmetro interno e espessura de parede com valores no mínimo igual a 0,079 m (79,08mm) e 0,019 m (19,8mm) respectivamente. Contudo, o diâmetro mais próximo de mercado é 0,174 m (174,6mm), já a espessura da parede tem valor semelhante à de projeto, sendo 0,022 m (22,2mm) para este diâmetro de tubulação, sendo estas informações obtidas pela norma ANSI B.36.10.

Na linha de baixa pressão deve ser instalado dois filtros de retorno em paralelo, porque o filtro de prateleira que permitem maiores passagem de vazão é o modelo FR1500A do fabricante HDA, cuja a vazão máxima suportada é 0,025 m³/s (1500 L/min). Porém, essa vazão é menor que a vazão máxima que passa na linha (0,0278 m³/s ou 1.670,9 L/min), portanto é preciso instalar no mínimo um filtro desse modelo e outro que suporte a vazão restante de aproximadamente 0,00285 m³/s (171 L/min) podendo utilizar o modelo FRT 250, deste mesmo fabricante. Entretanto, o sistema ficará com maior perda de carga que deve ser compensada no sistema de preenchimento.

Por conseguinte, é possível projetar um aerogerador para 540 kW com esta concepção de transmissão hidrostática. Entretanto, já foram desenvolvidos motores hidráulicos que podem ser usados como bombas hidráulicas até praticamente o limite deste projeto, sendo que se fosse preciso deslocamentos volumétricos superiores ao desse projeto teria que se realizar um estudo de outros motores hidráulicos que o fabricante disponibiliza com deslocamento volumétrico superiores, porém não são projetados para a aplicação desta pesquisa. Além disso, esse sistema já requer alguns componentes em paralelo, como os trocadores de calor e os filtros da linha de retorno, caso projetasse sistemas ainda maiores, seria necessário utilizar mais do que dois componentes em paralelo, tornando-se a viabilidade técnica comprometida. Outro fator que influenciaria bastante na análise de sistemas maiores seriam as tubulações, já que estas seriam ainda mais superdimensionadas do que já foram neste projeto, porque há poucas opções de tubulações com espessuras superiores. Portanto, utilizando esta concepção de transmissão hidrostática para aerogeradores, a potência de 540 kW é o limite técnico desta concepção, o que

não quer dizer que outras concepções de projeto de transmissão hidrostática para turbinas eólicas possam ter limites superiores

5.2 ANÁLISE DA SOLUÇÃO HIDRÁULICA PARA ATUAÇÃO DO PASSO

Uma análise técnica além dos resultados obtidos no modelo estático da solução hidráulica para atuação do passo apresentada na seção 3.2, será apresentada nesta seção, cujos resultados obtidos referem-se a um aerogerador que fornece 300 kW à rede elétrica.

Também será apresentado outras possíveis soluções de mercado para a atuação do ângulo de passo da turbina. Sendo uma delas, uma solução hidráulica desenvolvida com motores hidráulicos.

5.2.1 Análise da solução hidráulica para variação do ângulo de passo num aerogerador de 300 kW

Para este tamanho de turbina é preciso projetar um sistema que tenha capacidade de suportar uma massa de 1,65 toneladas para cada pá. O momento total aplicado para o movimento do ângulo de passo de cada pá é igual a 16,73 kNm, que ocorre quando a velocidade do vento está em 25 m/s e ângulo de passo igual a 5 graus, onde os momentos aerodinâmicos e os momentos por atrito nos rolamentos têm um elevado grau de significância, já que estes momentos são bastante sensíveis principalmente pelas dimensões e a massa da pá. A Tabela 5.8 mostra os valores máximos absolutos dos momentos envolvidos.

Tabela 5.8 - Momentos envolvidos para uma pá de 20 m com perfil NACA63-418.

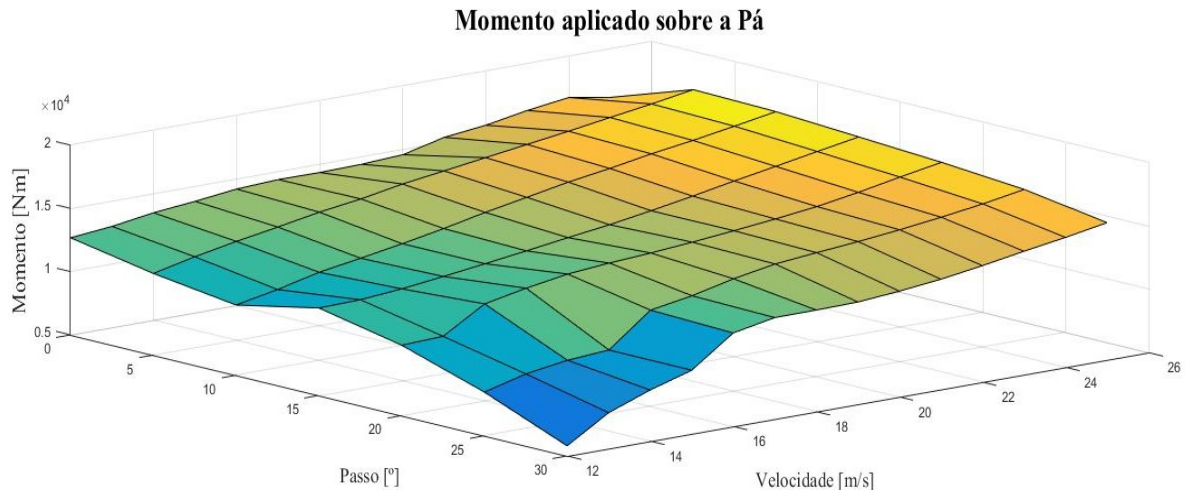
Momento devido ao atrito de rolamentos (kNm)	Momento aerodinâmico (kNm)	Momento devido ao peso da pá (kNm)	Momento centrífuga (kNm)	Momento devido ao momento de inércia polar (kNm)
5,182	11,79	1,281	0,991	2,87

Elaborado pelo Autor.

Vale lembrar que estes momentos variam o sentido do sinal frequentemente e os momentos centrífugos se opõem aos aerodinâmicos. A Figura 5.5 apresenta a variação do momento total aplicado em relação ao perfil de velocidade do vento e o ângulo de passo, para apenas uma pá da turbina, observa-se que o momento reduz à media que o ângulo de passo é aumentado, conseqüentemente causando menor estresse mecânico sobre a pá. No entanto,

quando há velocidade pequena de vento (12 à 13 m/s) com ângulo de passo muito superior ao adequado o sistema torna-se instável, além de causar redução inadequada na frequência rotacional do rotor.

Figura 5.5 - Momento total aplicado sobre uma pá da turbina.



Elaborado pelo Autor.

A solução hidráulica apresentada na Figura 3.2 deve ser dimensionada para suportar o momento máximo de atuação para todas as condições de pressão aplicada, garantido assim a funcionalidade total do sistema. O sistema foi dimensionado para pressão de trabalho de 12 MPa (120 bar) e pressão máxima de 14 MPa (140 bar), além da velocidade média de atuação do cilindro de 0,153 m/s.

Como este sistema opera com cilindro hidráulico, deve ser dimensionado de acordo com a força linear aplicada, a qual depende do raio de giro da pá. Foi definido que o raio de giro da pá é igual a 0,8 metros, assim a força total que cada cilindro deve suportar é no mínimo igual a 20,91 kN. Aplicando as Equações (3.53) e (3.54), além da metodologia desenvolvida por Furst e De Negri (2002), a velocidade e aceleração máxima que o cilindro opera e suas dimensões são apresentadas na Tabela 5.9, onde há uma relação de áreas de 2:1 das câmaras do êmbolo e da coroa do cilindro, já que é projetado um cilindro assimétrico nesta aplicação.

Tabela 5.9 - Dimensionamento do cilindro para sistema de passo de 300kW.

Cilindro hidráulico	Valor
Velocidade máxima do cilindro	0,1776 m/s
Aceleração máxima do cilindro	7,2 m/s ²

Constante de atrito	10000 N/mm
Força máxima aplicada no cilindro	20910 N
Coefficiente de amortecimento viscoso	340 Nm/s
Massa total do cilindro	291,25 N
Vazão máxima do cilindro	0,0034 m ³ /s
Frequência natural mínima do cilindro	371,91 Hz
Diâmetro do êmbolo	0,156 m
Diâmetro da haste	0,110 m
Curso do cilindro	1,375 m

Elaborado pelo Autor.

A partir da relação assimétrica do cilindro hidráulico, é preciso selecionar uma válvula assimétrica, conforme seção 3.2.3. A válvula selecionada deve operar com pressão mínima de 12 MPa (120 bar) e suportar pressão máxima de 14 MPa (140 bar). A partir dos parâmetros apresentados na Tabela 3.5, os resultados obtidos no dimensionamento da válvula é mostrado na Tabela 5.10, onde foi implementada a metodologia de dimensionamento desenvolvida por Furst e De Negri (2002) descrito na seção 3.2.3.

Tabela 5.10 – Resultados de parâmetros da válvula direcional proporcional.

Razão de amortecimento	1
Tempo de abertura e fechamento da válvula	0,4 s
Deslocamento do carretel da válvula selecionada	0,032 m
Avanço: Pressão de carga máxima quando o cilindro estiver parado	1,88 MPa
Avanço: Pressão de carga máxima quando o cilindro estiver em velocidade máxima	1,16 MPa
Avanço: Pressão de carga máxima quando o cilindro estiver com aceleração máxima	1,26 MPa
Recuo: Pressão de carga máxima quando o cilindro estiver parado	3,76 MPa
Recuo: pressão de carga máxima quando o cilindro estiver em velocidade máxima	2,32 MPa
Recuo: pressão de carga máxima quando o cilindro estiver com aceleração máxima	2,53 MPa
Pressão de carga no avanço	8 MPa
Pressão de carga no recuo	4 MPa
Frequência natural da válvula	75 Hz

Elaborado pelo Autor.

Nota-se que a maior pressão de carga é quando o cilindro estiver parado, tanto no avanço como no recuo. Contudo, essas pressões são menores que as pressões de carga

suportadas no avanço e no recuo do cilindro. Portanto o cilindro projetado está de acordo com a aplicação.

Com os resultados de parâmetros de projeto obtidos é possível selecionar uma válvula para a solução hidráulica. Podendo selecionar o modelo D111FE01LC1NK0 do fabricante Parker, na qual é uma válvula direcional proporcional com portas A e B com relação 2:1, sendo necessário conectar a câmara A na área do pistão e a câmara B na área da coroa, além de ser uma válvula de centro fechado, conforme circuito hidráulico da Figura 3.2 . A Tabela 5.11 apresenta algumas características da válvula selecionada, sendo informações contidas no catálogo HY14-2554-M1/US do fabricante Parker.

Tabela 5.11 - Característica do modelo de válvula direcional proporcional selecionada.

Característica da válvula selecionada:	
Modelo da válvula	D111FE01LC1NK0
Pressão máxima	35 MPa
Máxima vazão recomendada	0,016 m ³ /s
Fabricante	Parker
Relação de áreas	2:1
Frequência de resposta	75 Hz
Tempo de resposta	0,45 s

Elaborado pelo Autor.

A bomba hidráulica selecionada deverá suportar vazão superior a 0,0102 m³/s (610 L/min) com deslocamento volumétrico acima de $1,965 \times 10^{-5}$ m³/rad (123,46 cm³/rev) o que é bem viável selecionar uma bomba de palhetas que costuma ter custos menores em relação a de pistões.

As dimensões da tubulação são 46,45 mm de diâmetro interno e 4,79 mm de espessura de parede, dimensões estas que se encontram no mercado.

Outro atuador possível de utilizar para esta aplicação é o atuador hidráulico rotativo que converte a potência do fluido em movimento rotativo. O fluido pressurizado é aplicado à um pistão circular dentro de um cilindro que empurra um pinhão através de uma cremalheira, essa ação gira o eixo gerando movimento rotativo. Este movimento é transferido através do eixo para a pá da turbina. A Figura 5.6, referente ao catálogo HY03-1800-2US do fabricante Parker mostra um modelo deste atuador de acordo com a aplicação.

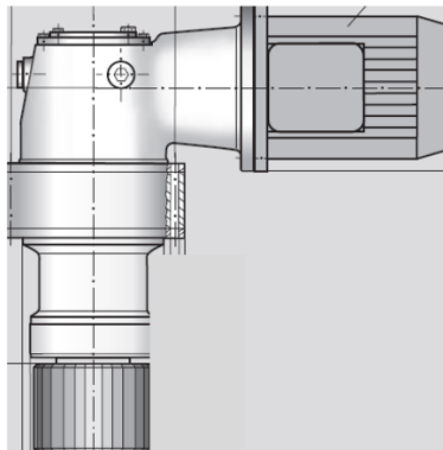
Figura 5.6 - Modelo de atuador hidráulico rotativo aplicável a este projeto.



Fonte: Parker (2017).

Um atuador eletromecânico com engrenagem global também pode ser aplicado para a variação do ângulo de passo. Contudo, o modelo mais próximo a aplicação é um modelo onde o motor elétrico está a 90° com a engrenagem de contato com a pá, assim é preciso verificar a viabilidade de espaço no projeto. A Figura 5.7 mostra este atuador, enquanto, que a Tabela 5.12 contém informações dos catálogos Cod:76111/08.07 e HY03-1800-2US, apresentando algumas características técnicas do modelo eletromecânico e o modelo rotativo para este tamanho de aerogerador.

Figura 5.7 - Modelo de atuador eletromecânico para turbina de 300 kW.



Fonte: Rexroth (2010).

Tabela 5.12 – Atuadores dos catálogos Cod:76111/08.07 e HY03-1800-2US aplicáveis numa turbina de 300 kW.

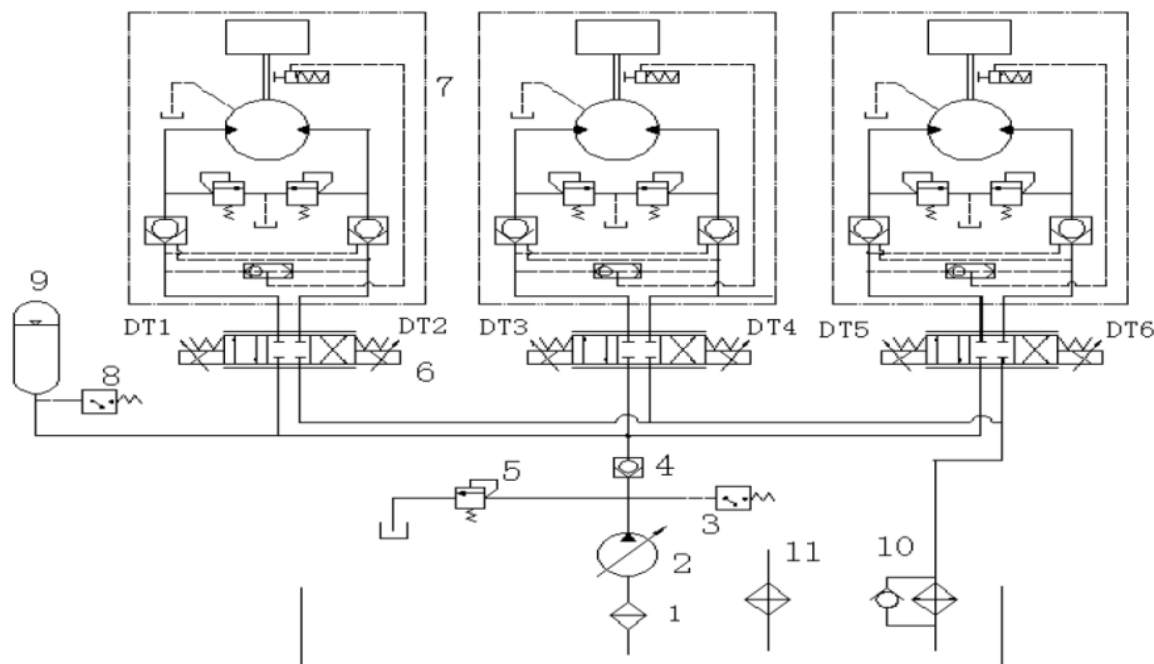
	Torque total aplicado (kNm)	Modelo de mercado com torque mais próximo (kNm)	Modelo	Fabricante
Eletromecânico	16,73	18,60	GFB 17 T3 6000	Rexroth
	Torque total aplicado (kNm)	Modelo de mercado com torque mais próximo (kNm) a 20,7 MPa de pressão	Modelo	Fabricante
Atuador hidráulico Rotativo	16,73	33,882	HTR600	Parker

Elaborado pelo Autor.

Outros pesquisadores elaboraram alternativas interessantes para a movimentação do ângulo de passo, como por exemplo Yao *et. al.* (2006) que desenvolveram um sistema utilizando motores hidráulicos e válvulas direcionais proporcionais, para o controle proporcional de acordo com o perfil de vento. A Figura 5.8 mostra o sistema de controle de passo variável.

O motor 7 possui proteção contra sobrecarga e dispositivo de frenagem. A velocidade do vento é medida pelo sensor de velocidade de vento e estes sinais são usados como entrada, então o sistema envia sinais de controle proporcionais analógicos que controlam as válvulas direcionais proporcionais e controla a velocidade e direção dos motores. Há dois interruptores de fim de curso correspondentes aos dois ângulos limites (0° e 90°) de cada pá, totalizando seis interruptores de limite. Se o contato na pá tocar o interruptor de deslocamento, o motor hidráulico para. O relé de pressão 3 mede a pressão do sistema, quando a pressão do sistema hidráulico é maior do que o valor permitido (22 MPa) a bomba é descarregada para reservatório. O relé 8 determina a pressão do acumulador, quando a pressão é menor de que (14 MPa) a bomba fornece óleo ao acumulador. Para comparar esta alternativa com as outras apresentadas, seriam necessários os parâmetros máximos de projeto, que não são especificados no artigo publicado, contudo, é uma opção válida para uma turbina de médio porte.

Figura 5.8 - Concepção desenvolvida por Yao e Shan.



Fonte: Yao *et. al.* (2006).

Logo, apesar de ser uma turbina de médio porte, de acordo com classificação de Santianes *et. al.* (2008), observa-se que o valor do momento total que deve ser aplicado para o movimento da pá tem valor significativo, o que requer atuadores lineares ou rotativos além de um sistema de controle que acaba utilizando grande massa e volume na nacele. Mesmo assim com a concepção da transmissão hidrostática apresentada na seção 3.1, as dimensões da nacele e a estrutura da torre são consideravelmente menores quando comparado a uma turbina com ímãs permanentes, que há um número bem maior de componentes no interior da nacele. Além disso, uma turbina deste porte continua sendo possível selecionar apenas componentes de prateleiras para o controle e movimento do ângulo de passo.

5.3 ANÁLISE DOS ESFORÇOS E SOLUÇÕES PARA O ÂNGULO DE *YAW*

Nesta seção será descrito os resultados dos esforços envolvidos para variação do ângulo de *yaw*, além de uma análise técnica de possíveis soluções para esta aplicação. A análise será feita para aerogeradores com potência máxima de 300 kW.

5.3.1 Análise da atuação do sistema de variação do ângulo *yaw* para aerogerador com potência de 300 kW

Para calcular os momentos atuantes na atuação do *yaw*, primeiramente é preciso estimar a massa total do conjunto nacele + *hub* + pás, pois esta massa influenciará diretamente nos momentos presentes no *yaw*. Para levantar esta estimativa, foi projetado um aerogerador no software SolidWorks®, cujo o sistema hidráulico presente, refere-se a solução completa apresentada na Seção 3.4, assim a nacele terá além dos sistemas hidráulicos de *yaw* e passo, como também a bomba do sistema hidrostático, que fornece vazão para o sistema de transmissão, passo e *yaw*. A Tabela 5.13 mostra os valores aproximados da massa dos componentes e estrutura da nacele, sendo que os valores dos componentes foram extraídos de catálogos. O apêndice C apresenta o projeto do aerogerador.

Tabela 5.13 - Relação de componentes e massas para um aerogerador de 300kW.

Aerogerador com potência de 300kW	
Componente	Massa (kg)
Bomba Principal do sistema hidrostático	2170
Tubulações no interior da nacele	170
Junta rotativa	102
Atuadores para controle de ângulo de passo	874
Servoválvulas de controle do sistema de ângulo de passo	102
Eixo entre rotor e nacele	550
Pás da turbina	4.978
Carenagen da nacele e hub	11805
Motor hidráulico para controle de <i>yaw</i>	42
Rolamento para giro de ângulo de passo	13
Rolamento para giro de ângulo <i>yaw</i>	1.100
Rolamento de giro do rotor	1.370
Massa total	23.276

Fonte: Elaborada pelo autor.

A massa total do conjunto nacela + *hub* + pás tem valor aproximado de 23,28 toneladas e como a frequência rotacional máxima de operação desta turbina é baixa (4,18 rad/s) os momentos mais atuantes são o momento aerodinâmico e principalmente o momento de inércia polar, sendo que o momento de inércia polar representa 71,73% dos momentos atuantes para variação do *yaw*. A Tabela 5.14 apresenta os momentos atuantes.

Tabela 5.14 – Momentos máximos atuantes de *yaw* para aerogerador de 300kW.

Momento devido ao atrito de rolamentos (kNm)	Momento aerodinâmico (kNm)	Momento devido ao peso da pá (kNm)	Momento centrífuga (kNm)	Momento de inércia polar (kNm)
1,179	17,655	1,412	1,310	54,629

Fonte: Elaborada pelo autor.

A partir do valor do momento total aplicado (76,155 kNm) foi dimensionado o circuito hidráulico apresentado na Seção 3.3. Também foi analisado algumas alternativas que possam ser utilizadas nesta aplicação.

A relação de transmissão da caixa redutora (item 1Z4) foi definida como 1:300, assim o motor irá trabalhar com frequência rotacional de 27,33 rad/s (261 rot/min) e deslocamento volumétrico máximo de $5,43 \times 10^{-5}$ m³/s (341,56 cm³/rev). Enquanto que a variação da pressão definida para o sistema é 7 MPa (70 bar) até 28 MPa (280 bar). Podendo selecionar o modelo IAM+H2350 do fabricante Internot que opera com deslocamento volumétrico máximo de $5,76 \times 10^{-5}$ m³/rad (362 cm³/rev) com eficiência global de 0,93.

Tabela 5.15 - Características técnicas do motor selecionado para o sistema de *yaw*.

Motor hidráulico	Pressão máxima	Deslocamento volumétrico máximo	Máxima rotação	Modelo
	35 MPa	$5,76 \times 10^{-5}$ m ³ /rad	78,54 rad/s	IAM+H2350

Fonte: Elaborada pelo autor.

A servoválvula selecionada para este projeto, deverá ter frequência de resposta superior a 80 Hz, com vazão máxima de $1,58 \times 10^{-3}$ m³/s (95 L/min) e suportar pressão máxima de 28 MPa (280 bar). A Tabela 5.16 mostra algumas características de um modelo aplicável a este projeto, sendo informações extraídas do catálogo HY14-2554-M1/US do fabricante Parker.

Tabela 5.16 - Característica da servoválvula para circuito de atuação do *yaw*.

Características da Servoválvula	
Pressão máxima da válvula	350 bar
Vazão máxima de projeto	95 L/min
Vazão máxima da válvula	120 L/min
Frequência de resposta de projeto	80 Hz
Frequência de resposta da válvula	118 Hz
Modelo/ Fabricante	D31FPE01D31C1NK/ Parker

Fonte: Elaborada pelo autor.

Em relação a bomba de fornecimento de vazão ao sistema (item 0P1) esta deve trabalhar com deslocamento volumétrico máximo de $8,68 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($54,52 \text{ cm}^3/\text{rev}$) sendo possível selecionar uma bomba de engrenagens. A bomba da Bosch da série AZPG – 22-056 que tem deslocamento volumétrico de $8,91 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($56 \text{ cm}^3/\text{rev}$) e vazão até $0,0041 \text{ m}^3/\text{s}$ ($300 \text{ L}/\text{min}$) é aplicável a este projeto. Enquanto o motor elétrico que aciona esta bomba precisa de potência no mínimo 65,91 hp, sendo que o fabricante WEG possui o modelo de motor de 4 pólos de 75 hp como melhor opção.

As dimensões das tubulações também estão disponíveis como componentes de prateleira, cujo o diâmetro interno calculado é 18,33 mm e espessura da parede de 4,6 mm, sendo oferecido no mercado tubulações com dimensões de 20,7 mm e 6,35 mm de diâmetro interno e espessura respectivamente.

Uma solução alternativa interessante para a atuação do sistema de *yaw* são os atuadores eletromecânicos com engrenagem global, como o modelo GFB 24 T4 6000 do fabricante Rexroth, onde este atuador suporta torque máximo de 33.000 Nm e até 2.000 relações de transmissões. Além do componente ocupar menor volume dentro da nacele e ter menor massa (290 kg), quando comparado a solução hidráulica apresentada.

Logo, a solução hidráulica apresentada é uma alternativa bastante viável, pois é possível dimensionar um sistema com boa confiabilidade, utilizando apenas componentes de prateleira, o que costuma reduzir consideravelmente os custos de projeto. A solução de utilizar um atuador eletromecânico com engrenagem global é uma opção válida também, por ocupar menor volume e ter menor massa. Portanto, é sempre interessante realizar um estudo de

eficiência dos componentes e custos na hora de optar a melhor solução para determinado projeto de aerogerador.

5.4 ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DA SOLUÇÃO COMPLETA

Conforme comentado na Secção 3.4, a solução proposta é uma integração dos 3 sistemas apresentados (transmissão, passo e *yaw*), porém, quem será a fonte de vazão dos sistemas de passo e *yaw* é a bomba de deslocamento fixo (item 0P1), sendo necessário ocorrer algumas mudanças no dimensionamento dos sistemas, tais como:

1 - O sistema de passo deve operar a partir que o aerogerador atinge potência máxima, a condição inicial de pressão nesse sistema é 19,9 MPa (199 bar), contudo o sistema deve suportar até 28 MPa (280 bar) que é a pressão máxima limitada para esta solução completa. Porém, nesse projeto, quem irá suprir a vazão para esse sistema será a bomba 0P1, que tem frequência rotacional máxima de 4,18 rad/s (40 rot/min), portanto essa bomba deve suprir vazão de até 612 L/min para o sistema de passo, que opera em velocidade máxima de 10 °/s. Assim, a bomba 0P1 deve ter deslocamento volumétrico de $2,49 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rad}$ (15.645,07 cm³/rev) apenas para suprir o sistema de passo;

2- A bomba principal do sistema (0P1) também foi redimensionada para suprir o sistema de *yaw*. Como a frequência rotacional desta bomba é pequena (40 rot/min) é preciso um deslocamento volumétrico de $(4,12 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad})$ 2.586,95 cm³/rev para atender esta atuação;

3 – Assim o deslocamento volumétrico total da bomba (0P1) deve ser igual a $6,085 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rad}$ (38.238,026 cm³/rev). Sendo $3,184 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rad}$ (20.006 cm³/rev) da transmissão, $2,49 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rad}$ (15.645,076 cm³/rev) do sistema de passo e $4,12 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$ (2.586,95 cm³/rev) do sistema de *yaw*. A bomba 0P1 selecionada foi o modelo CBP 840-680 do fabricante HÄGGLUNDS, que apesar de ser um motor hidráulico é possível operar continuamente como bomba hidráulica para esta aplicação, de acordo com o fabricante;

4 – O motor hidráulico 0M1 foi redimensionado para suportar a vazão máxima do sistema (0,02493 m³/s ou 1.495,59 L/min), cujo o motor selecionado foi o modelo da série IAM + H4 do fabricante Intermot Italy, que opera com deslocamento volumétrico máximo de $1,74 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$ (1093 cm³/rev);

5 - As tubulações foram redimensionadas para 73,6 mm de diâmetro interno e 42,6 mm de parede que são as dimensões de mercado mais próximas;

8 – O trocador de calor foi projetado o mesmo indicado na análise de estática do aerogerador de 300 kW;

9 – O sistema de preenchimento foi redimensionado para suprir os vazamentos externos na bomba (0P1) e no motor (0M1), sendo preciso utilizar uma bomba (0P2) com deslocamento volumétrico de $1,68 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$ ($105,55 \text{ cm}^3/\text{rev}$), um motor elétrico (0ME2) com potência de 16,79 hp e o reservatório que foi projetado com 720 litros;

10 – O filtro de retorno foi possível selecionar o mesmo indicado na análise de estática do aerogerador de 300 kW.

11 – Os cilindros hidráulicos também foram possíveis utilizar os mesmos especificados na Seção 5.2.1.

A Tabela 5.17 apresenta uma comparação de alguns parâmetros de projeto para as 4 soluções apresentadas. Podendo observar melhor o dimensionamento da solução completa.

Tabela 5.17 - Comparação de parâmetros de projeto para os 4 sistemas apresentados.

Item	Solução completa	Transmissão	Sistema de passo	Sistema de yaw
Vazão total do sistema	0,02493 m ³ /s	0,0133 m ³ /s	0,0102 m ³ /s	0,00158 m ³ /s
Pressão máxima	28 MPa	28 MPa	14 MPa	28 MPa
Desloc. Volum. da bomba 0P1	6,08 ⁻³ m ³ /rad	3,02 ⁻³ m ³ /rad	x	x
Desloc. Volum. do motor 0M1	1,12 × 10 ⁻⁴ m ³ /rad	6,9 × 10 ⁻⁵ m ³ /rad	x	x
Raio da pá	18,18 m	15,4 m	x	x
Diâmetro interno da tubulação de alta pressão	0,0736 m	0,058 m	0,0464 m	0,0207
Espessura da tubulação	0,0426 m	0,0152 m	0,00479 m	0,00635 m
Vazão do sistema de preenchimento	0,004 m ³ /s	0,0016 m ³ /s	x	x
Deslocamento volumétrico da bomba de preenchimento	1,68 × 10 ⁻⁵ m ³ /rad	9,05 × 10 ⁻⁶ m ³ /rad	x	x
Motor elétrico p/ bomba de preenchimento	3,88 kW	1,89 kW	x	x
Trocador de calor	90 kW	90 kW	x	x

Fonte: Elaborada pelo autor.

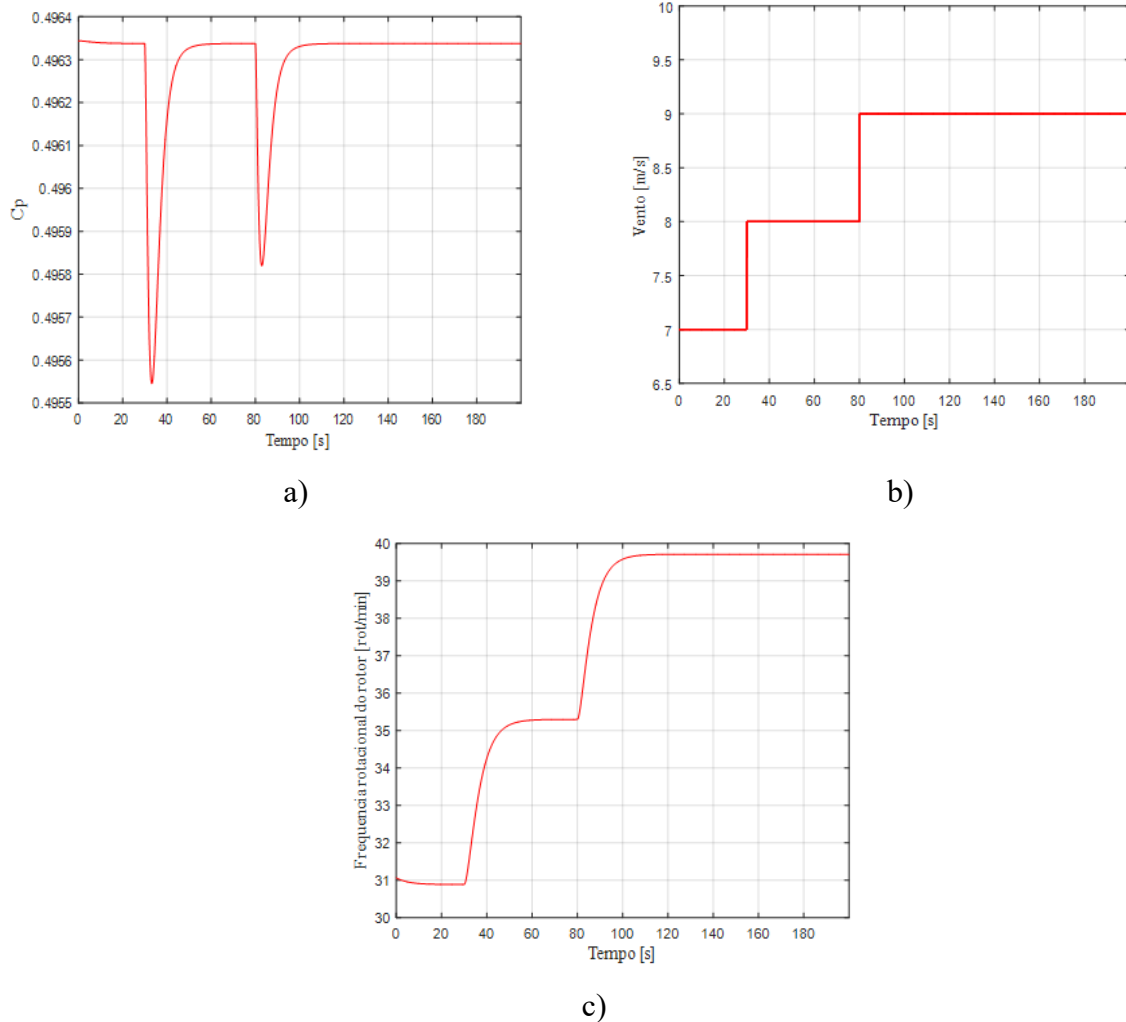
A partir do dimensionamento de projeto, a próxima seção irá mostrar o comportamento e a funcionalidade do sistema para todas as regiões de operações.

5.4.1 Verificação da solução completa nas regiões de operações

Região de operação I:

Na região I, a frequência rotacional do rotor é variável, com o objetivo de manter o coeficiente de potência (c_p) no seu valor máximo (0,495). No aerogerador projetado nesta dissertação, a faixa de velocidade do vento que a turbina está trabalhando na região I é de 7 m/s até 9,2 m/s. A Figura 5.9 mostra o comportamento do coeficiente de potência para variações de velocidade do vento e frequência rotacional do rotor respectivamente.

Figura 5.9 - Comportamento do (c_p) (gráfico a) em relação a velocidade do vento (gráfico b) e frequência rotacional do rotor (gráfico c).

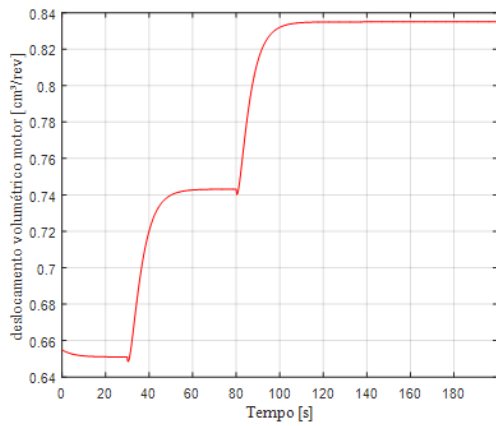


Fonte: Elaborada pelo autor.

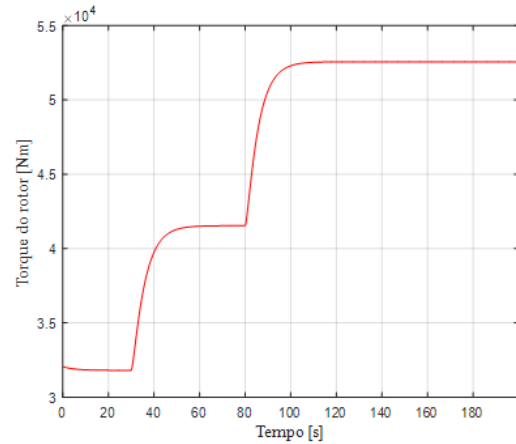
Nota-se que apesar do coeficiente de potência ter pequenos picos quando ocorre um degrau na velocidade do vento, o (c_p) está sempre próximo de seu valor máximo.

Nesta região o controle de torque sobre o rotor é realizado somente pelo controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico (0M1). A Figura 5.10 mostra o comportamento do deslocamento volumétrico e o torque sobre o rotor para entrada em degraus na velocidade do vento.

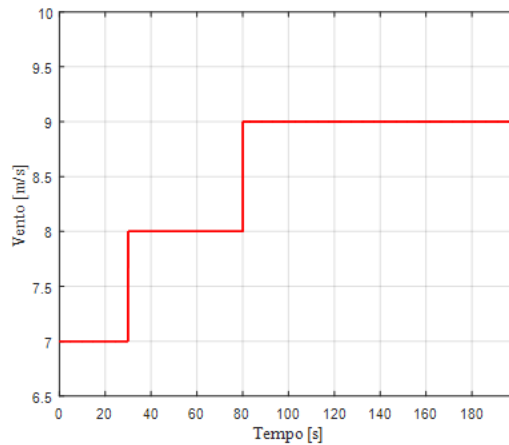
Figura 5.10 - Comportamento do (D_m) (gráfico 1) e (T_R) (gráfico 2) para entrada em degrau da velocidade do vento (gráfico 3).



a)



b)

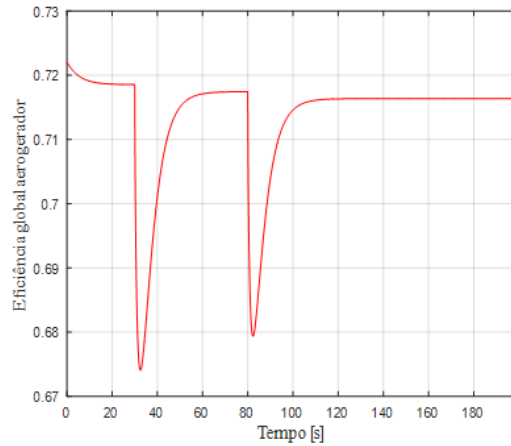


c)

Fonte: Elaborada pelo autor.

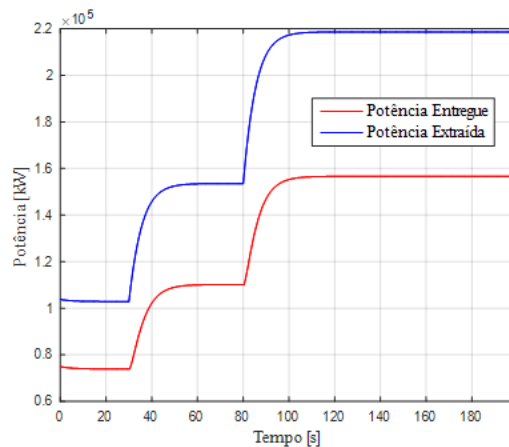
Na região I o aerogerador trabalha com uma eficiência média global de (0,72), entregando potência de 72 kW até 158,62 kW à rede elétrica. A Figura 5.11 mostra a eficiência global do sistema, enquanto que a Figura 5.12 compara a potência extraída do vento com a potência entregue para rede elétrica.

Figura 5.11 - Eficiência global do aerogerador na região I.



Fonte: Elaborada pelo autor.

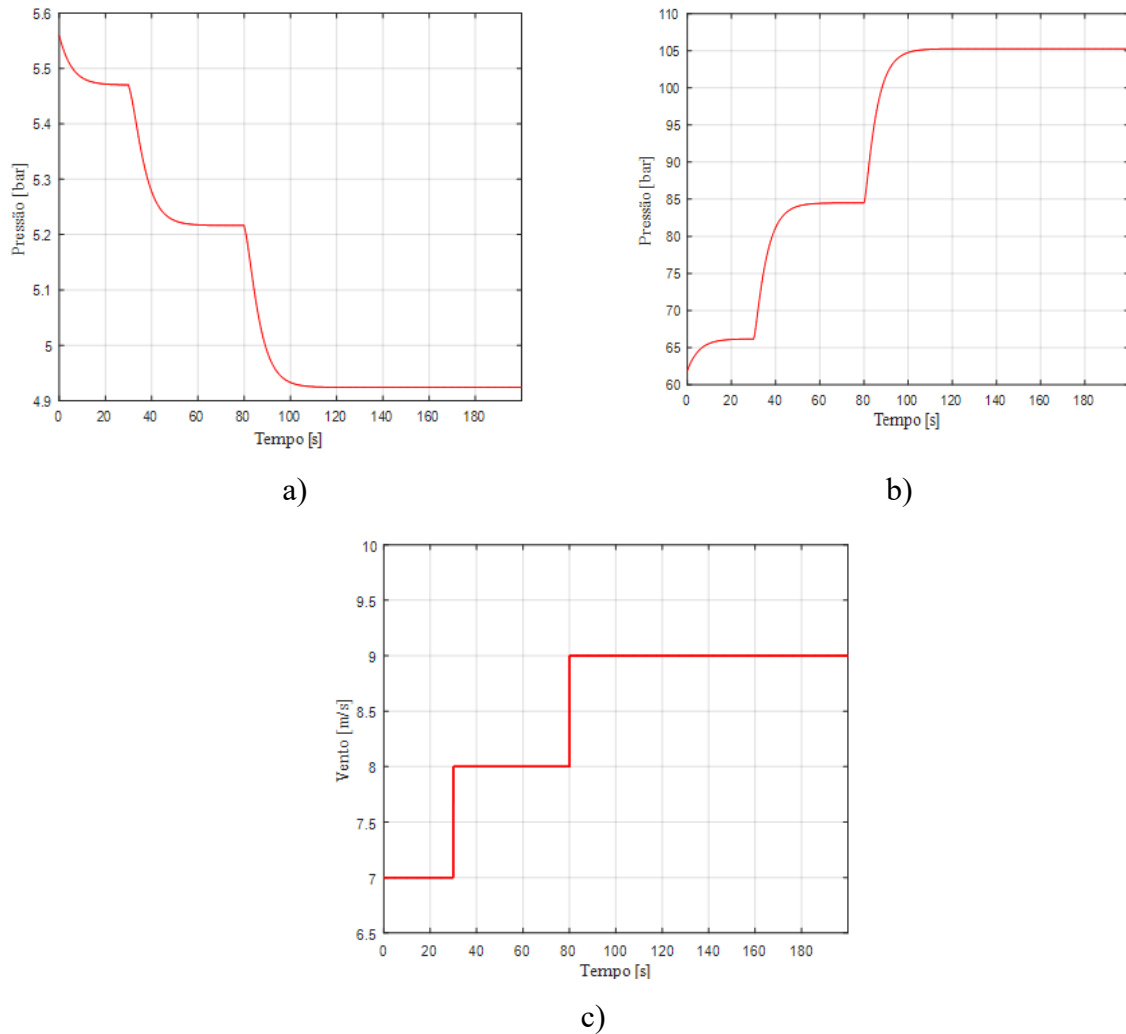
Figura 5.12 - Potência extraída do vento x Potência entregue à rede.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observou-se também o comportamento das pressões na entrada da bomba (OP1) e na entrada do motor hidráulico (OM1), com o objetivo de verificar se o sistema não iria ocorrer o fenômeno de cavitação na entrada da bomba e se o motor não iria sofrer com picos de pressões excessivos. A Figura 5.13 apresenta a dinâmica de pressão na entrada da bomba e na entrada do motor, a partir de mudanças na velocidade do vento. Onde nota-se que não ocorreu os problemas descritos.

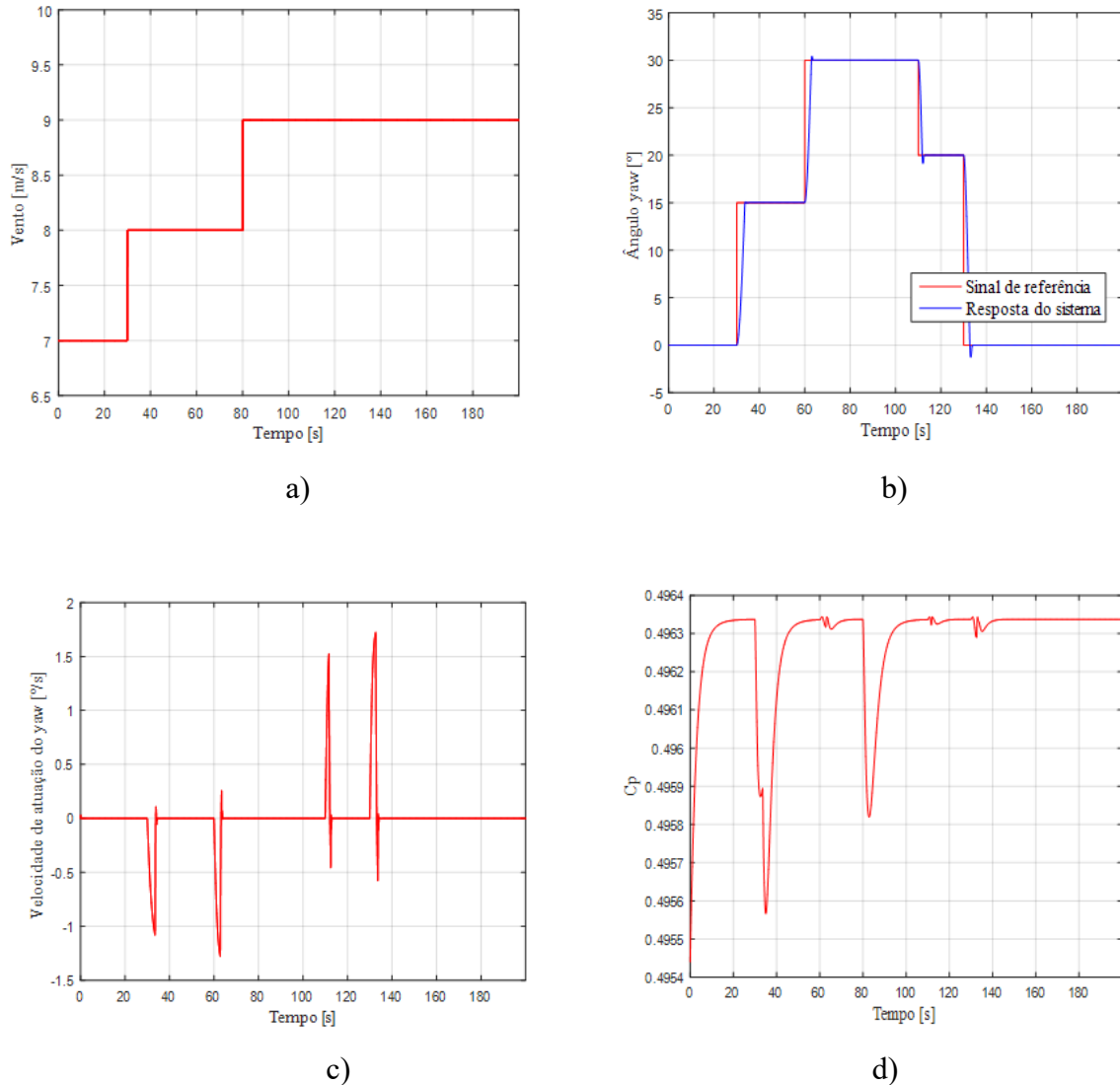
Figura 5.13 – Pressão na entrada da bomba 0P1 (a), pressão na entrada do motor 0P1 (b) e condição de velocidade do vento (c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Conforme descrito na Seção 3.4 a atuação de *yaw* deve ocorrer em todas as regiões de operação, sendo assim, foi simulado algumas atuações no atuador de *yaw* para a faixa de vento da região I. A Figura 5.14 apresenta a variação do ângulo *yaw* de 0° até 15°, de 15° à 30°, de 30° à 20° e por último de 20° até 0°. Essa mesma figura também apresenta o comportamento do coeficiente de potência (C_p), nota-se que mesmo atuando o *yaw*, a transmissão continua controlando o coeficiente.

Figura 5.14 - Velocidade do vento (gráfico a), atuação do yaw (gráfico b) e velocidade de atuação (gráfico c) e C_p (gráfico d).



Fonte: Elaborada pelo autor.

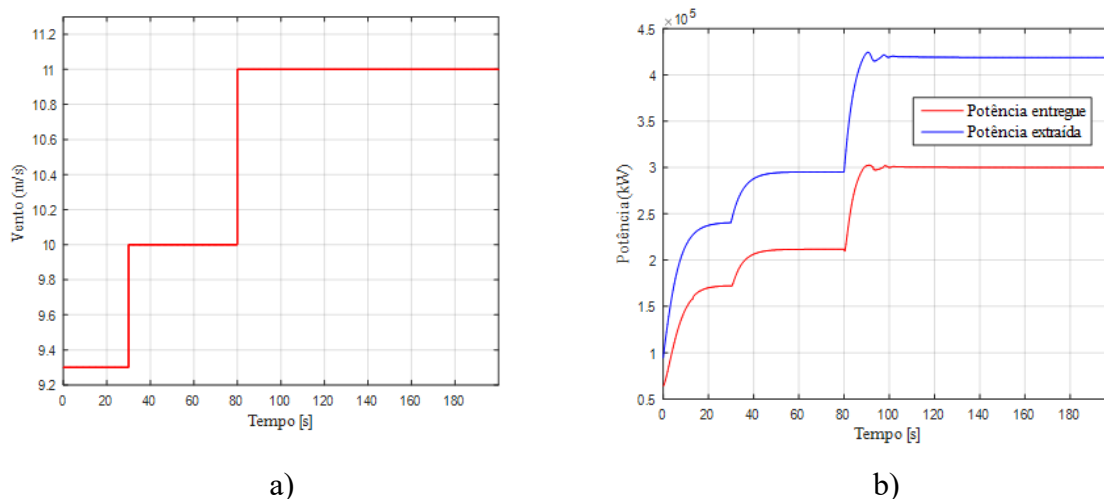
A partir do gráfico (c) observa-se que a velocidade de atuação está semelhante ao especificado na Secção 3.3, portanto a resposta do sistema do gráfico (b) está coerente com um sistema real.

Região de operação II:

No aerogerador projetado, a faixa de operação II, está situada para velocidades de vento de 9,3 m/s até 11,8 m/s, após ocorre a transição para região de operação III. Sendo que

quando o vento estiver 11,8 m/s o aerogerador atinge potência máxima projetada (300 kW), além disso nesta faixa o aerogerador opera com frequência rotacional máxima projetada (40 rot/min). A Figura 5.15 apresenta o comportamento da potência extraída do vento e a potência entregue para a rede elétrica, para esta faixa de vento.

Figura 5.15 – a) Velocidade do vento; b) Potência extraída x Potência entregue.

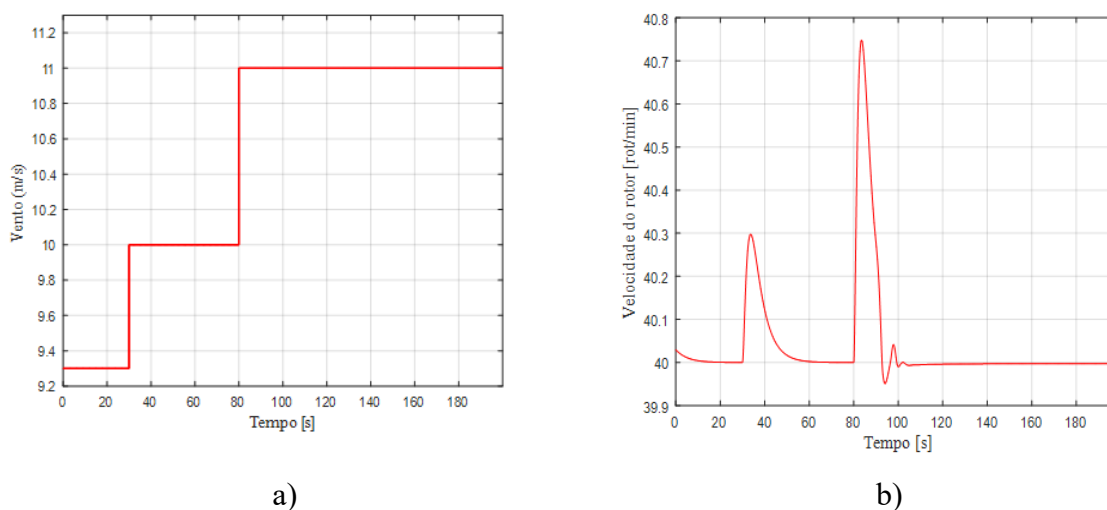


Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que há pequenas oscilações das potências quando há um degrau de velocidade do vento, deve-se ao fato do tempo de resposta da dinâmica do sistema.

Nesta região de operação o controlador B entra em ação para manter a velocidade nominal do aerogerador, para toda a faixa de velocidade do vento. A Figura 5.16 apresenta o comportamento da frequência rotacional do rotor, para uma dada entrada de vento.

Figura 5.16 - Entrada de vento (gráfico a) e velocidade do rotor (gráfico b).

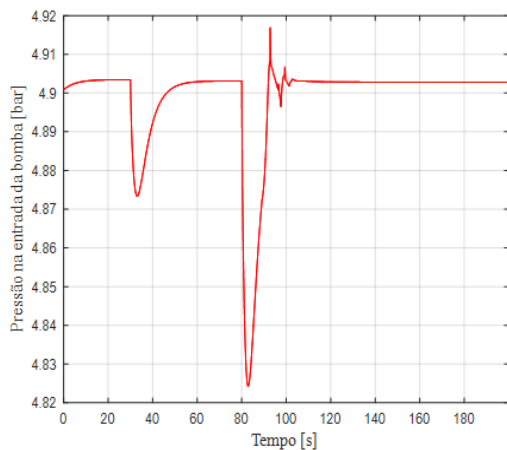


Fonte: Elaborada pelo autor.

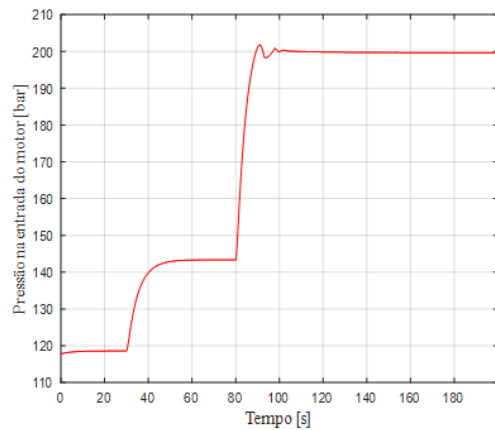
Ocorrem pequenas oscilações a partir das entradas de degraus de velocidade do vento. Entretanto, a maior amplitude de variação é de apenas 0,052 rad/s (0,5 rot/min) sendo considerada uma variação insignificante em turbinas eólicas.

Foi simulado também a dinâmica de pressões na entrada da bomba (OP1) e do motor (OM1), com intuito de verificar como o sistema responde sem a utilização de acumuladores nas linhas de alta e baixa pressão, para mudanças de velocidade do vento na região de operação II. A Figura 5.17 apresenta esta simulação.

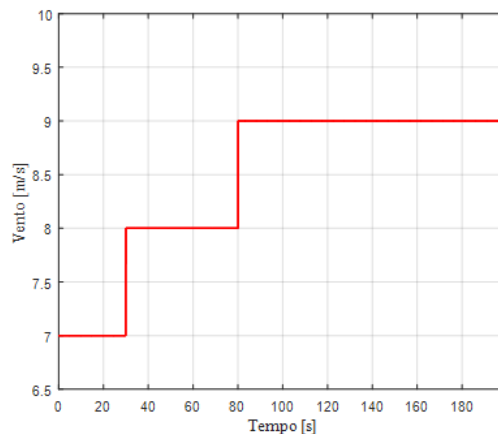
Figura 5.17 - Pressão na entrada da bomba OP1 (gráfico a) e pressão na entrada do motor OM1 (gráfico b) e condição do vento (gráfico c).



a)



b)



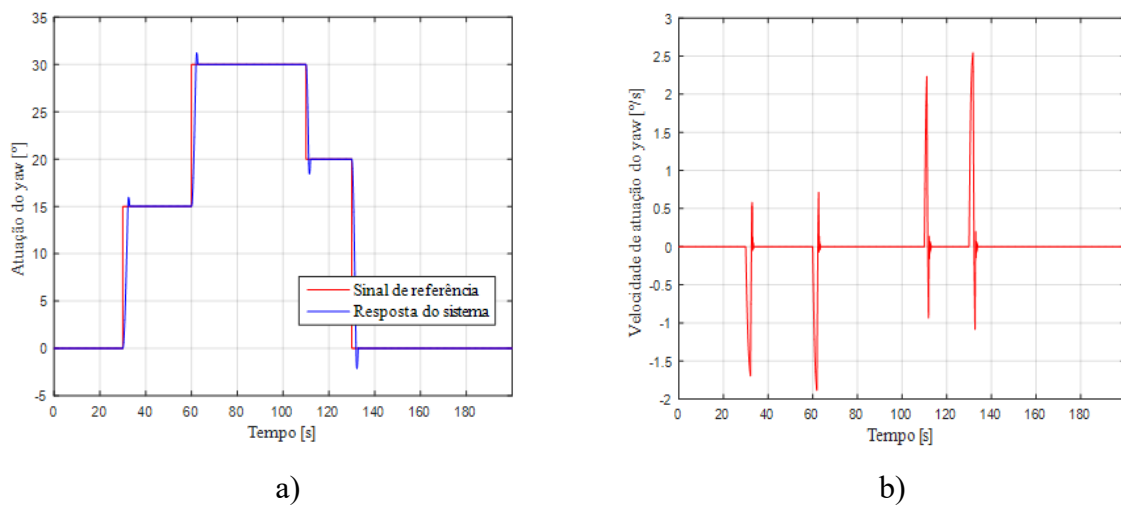
c)

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que não ocorre problema de cavitação na entrada da bomba (OP1) e os picos de pressão na entrada do motor hidráulico (OM1) estão dentro de valores aceitáveis para componentes de prateleiras.

A atuação de *yaw* está respondendo coerentemente com o sinal de referência, além da velocidade de atuação estar semelhante ao do projeto 0,087 rad/s (0,83 rot/min). A Figura 5.18 demonstra esta simulação.

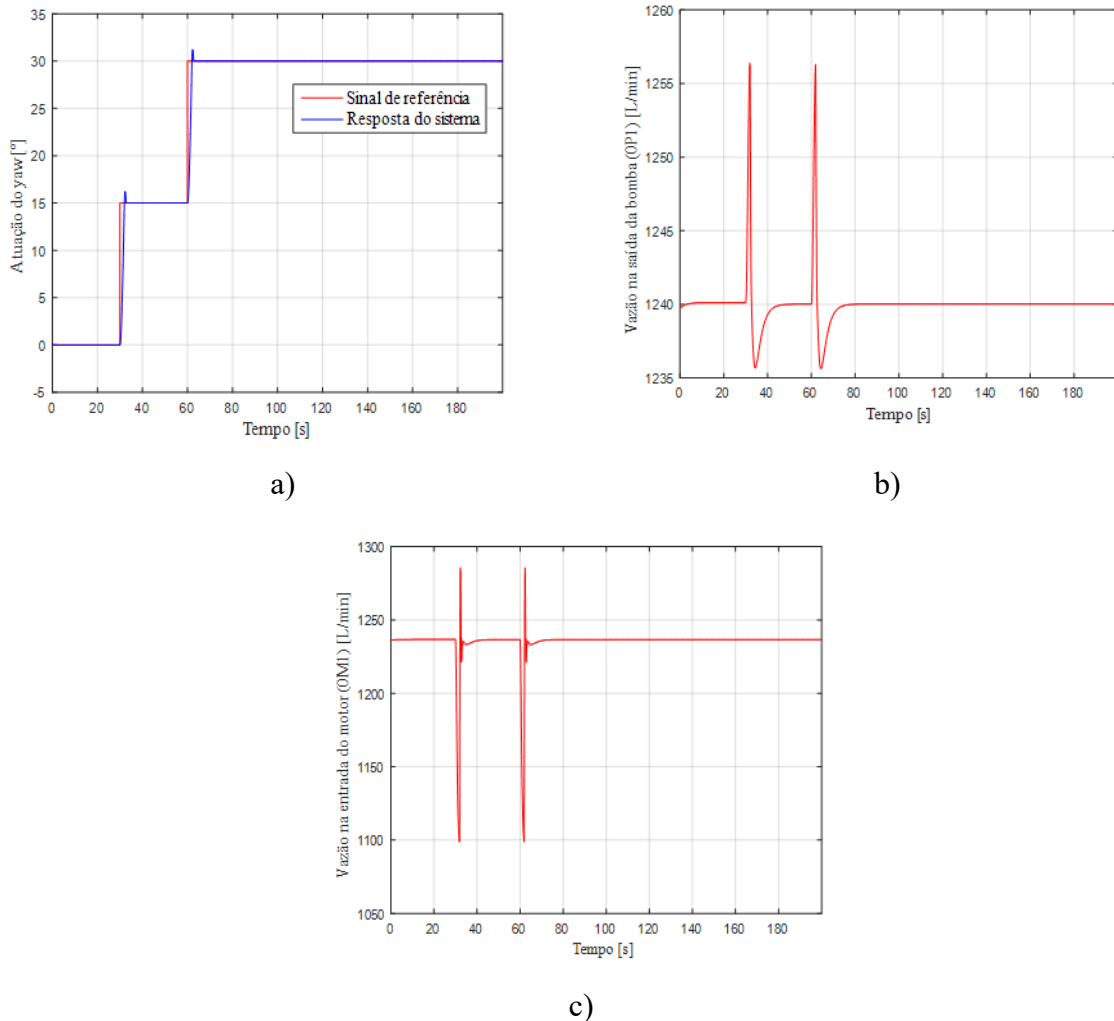
Figura 5.18 - Sinal de referência x resposta do sistema (gráfico a) e velocidade de atuação no (gráfico b).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Foi observado que ao atuar o motor hidráulico (OP3) que varia o ângulo *yaw*, ocorre variações na dinâmica de pressões e vazões do sistema, devido ao fato que o sistema precisa suprir a vazão do motor (OP3) para ocorrer a atuação, conseqüentemente, diminui momentaneamente a vazão que chega no motor hidráulico (OP1) junto ao gerador. A Figura 5.19 mostra esse resultado, para uma condição de velocidade do vento de 10 m/s constante.

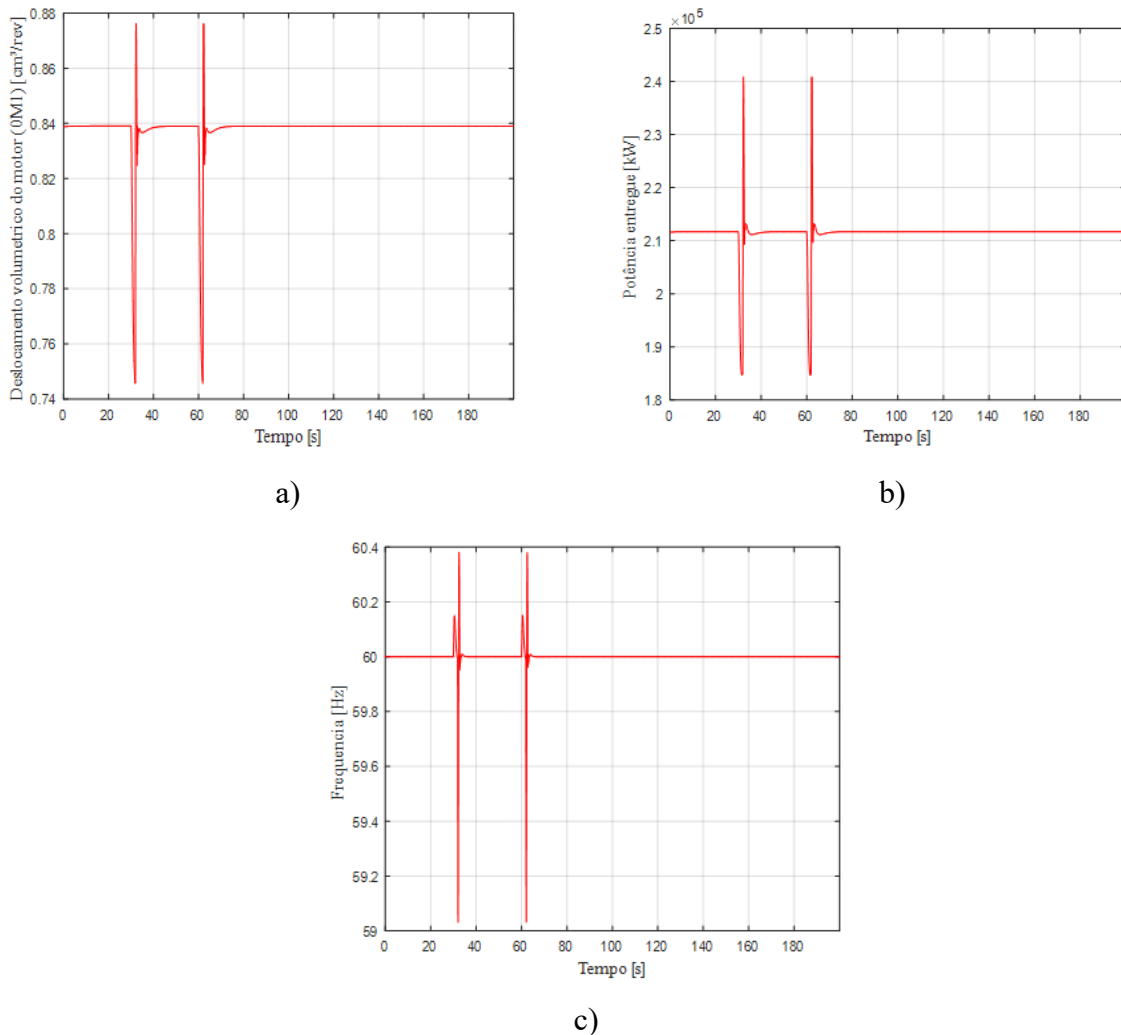
Figura 5.19 - Atuação do *yaw* (gráfico a), vazão na saída da bomba OP1 (gráfico b) e vazão na entrada do motor OM1 (gráfico c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que a vazão na saída da bomba OP1 tem um aumento de vazão quando há atuação do *yaw*, porque a vazão de saída deste motor está conectada bem próximo da vazão de entrada da bomba OP1, tendo um acréscimo de vazão momentânea na saída da bomba OP1. Conseqüentemente na entrada do motor OM1 há uma redução da vazão de entrada. Causando uma redução no deslocamento volumétrico do motor hidráulico OM1, interferindo na potência e frequência entregue à rede elétrica. A Figura 5.20 mostra estes resultados.

Figura 5.20 - Deslocamento volumétrico do motor 0M1 (gráfico a), potência entregue para a rede (gráfico b) e frequência entregue (gráfico c).



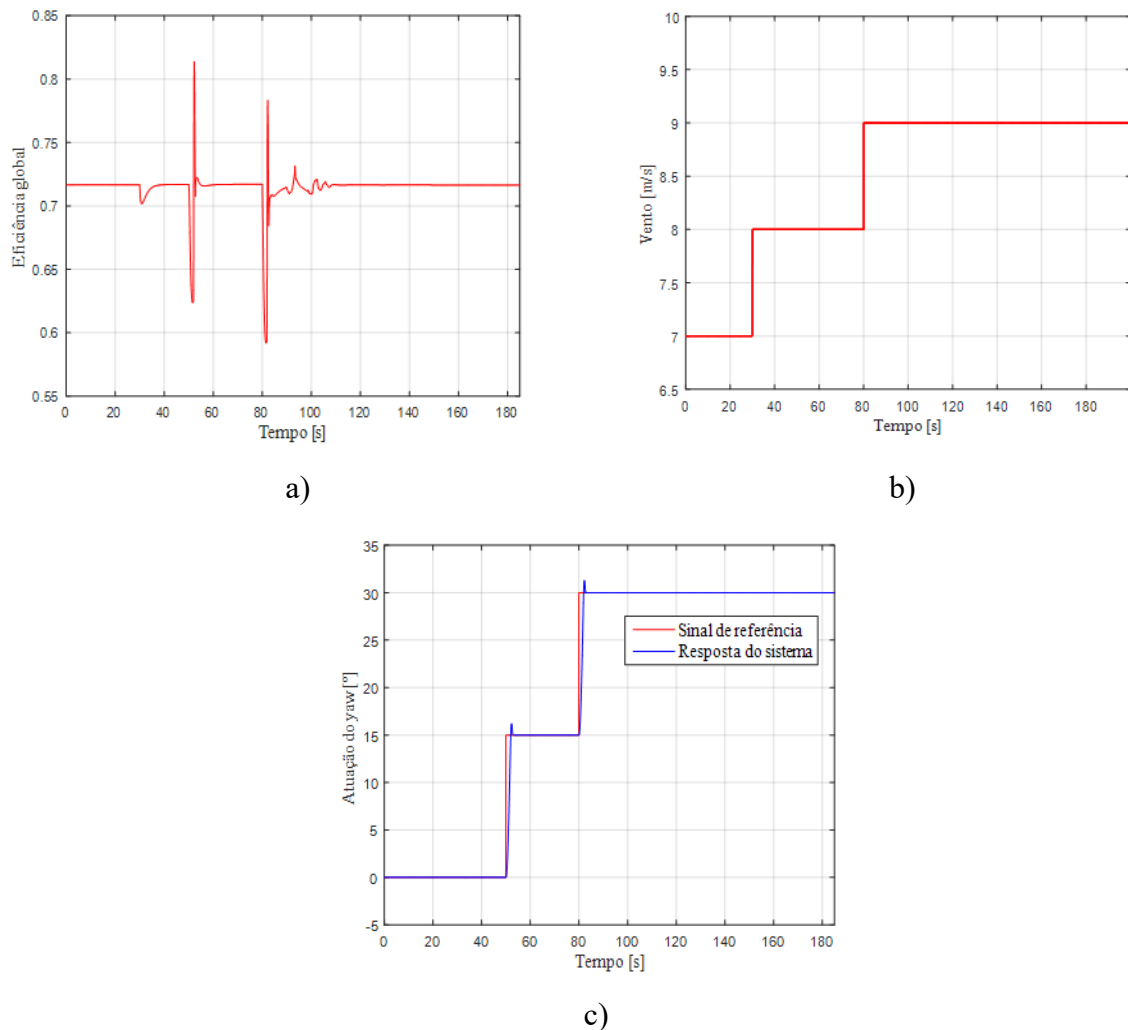
Fonte: Elaborada pelo autor.

Apesar de ocorrer essas flutuações, continua não sendo necessário utilizar um conversor de frequência, porque as maiores de frequências são de apenas 0,8 Hz. Além da atuação do *yaw* ser realizada esporadicamente, ocorrendo apenas momentâneas flutuações na frequência entregue.

Esta variação também ocorre na região de operação I, porém com o mesmo nível de amplitude apresentada na Figura 5.20.

A eficiência média do sistema na região II está em 0,73, onde há pequenas quedas quando o sistema de *yaw* é acionado, além de quando há um degrau de vento. Contudo, nada que afete muito a eficiência global. A Figura 5.21 mostra a eficiência do sistema, onde nota-se que se assemelha a eficiência na região de operação I.

Figura 5.21 - Eficiência global do sistema na região de operação (gráfico a), velocidade de vento (gráfico b) e atuação do yaw (gráfico c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

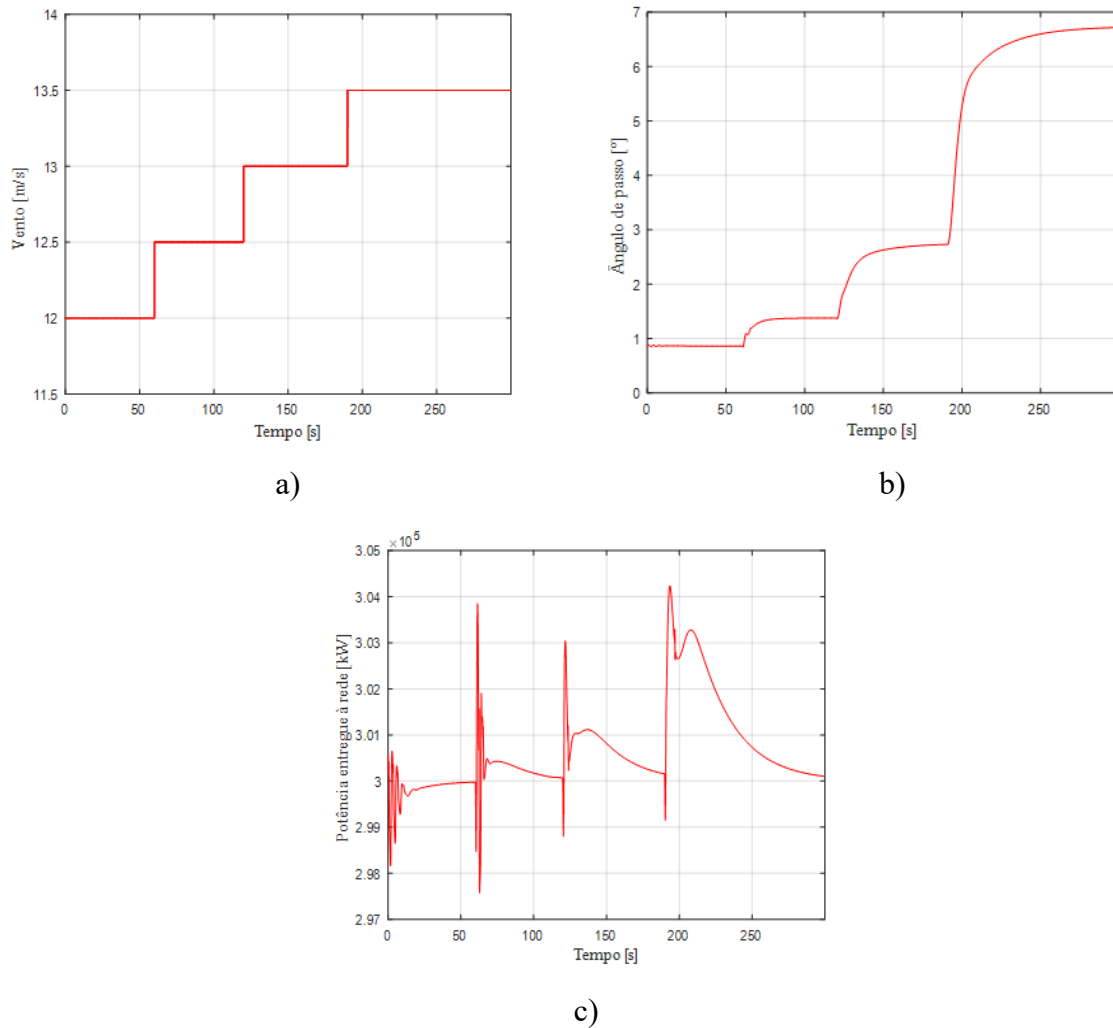
Região de operação III:

Nesta região, o aerogerador já está em potência nominal e essa potência deve ser controlada para não ser ultrapassada por longos períodos (1h a cada 12h de uso), de acordo com catálogo 50036341 do fabricante WEG, para não ocorrer danos no gerador e na estrutura da turbina eólica. Os controladores C e D entram em ação para corrigirem o ângulo de passo e assim controlar a potência do aerogerador.

O aerogerador trabalha na região III na faixa de velocidade do vento de 12 m/s até 25 m/s, sendo 25 m/s a condição máxima de vento que o aerogerador projetado suporta. Dentro

destas condições, foi simulado a atuação do passo, frente as condições de velocidade de vento e a resposta da potência entregue para rede, a Figura 5.22 mostra esta simulação.

Figura 5.22 - Velocidade do vento (gráfico a), ângulo de passo em graus (gráfico b) e potência entregue (gráfico c).

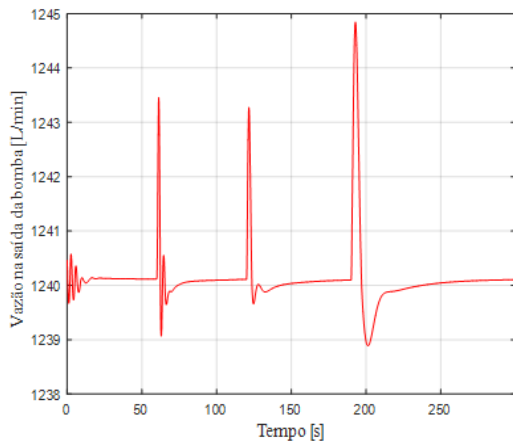


Fonte: Elaborada pelo autor.

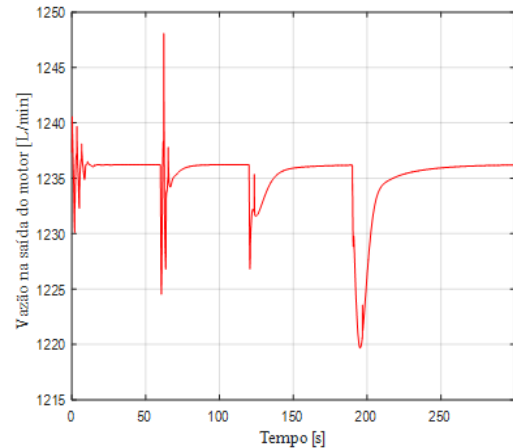
Observa-se que há uma certa oscilação na potência quando ocorre um degrau de vento, isso acontece porque os atuadores de passo começam a serem atuados, assim é preciso suprir vazão para estes atuadores, conseqüentemente o motor hidráulico 0M1 recebe menos vazão nestes instantes, interferindo no deslocamento volumétrico que por fim causa interferência nas dinâmicas de pressões do sistema, causando uma certa oscilação no controle sobre os esforços aplicados na turbina eólica, na frequência e na potência entregue para a rede elétrica. A Figura 5.23 apresenta o comportamento da vazão na saída da bomba 0P1, vazão na entrada do motor

0M1, deslocamento volumétrico do motor 0M1 e pressão na entrada do motor hidráulico 0M1, para mesma condição de vento.

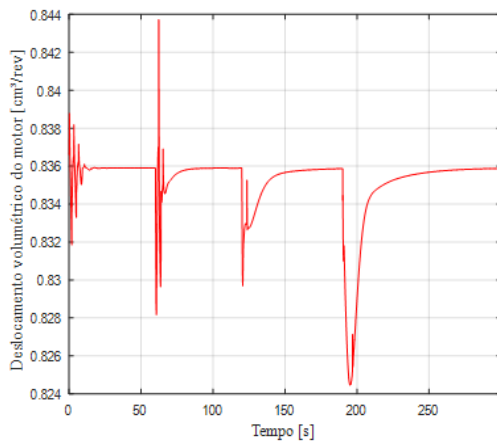
Figura 5.23 - Vazão na saída da bomba 0P1 (gráfico a), Vazão na entrada do motor 0M1 (gráfico b), deslocamento volumétrico do motor 0M1 (gráfico c) e pressão na entrada do motor 0M1 (gráfico d).



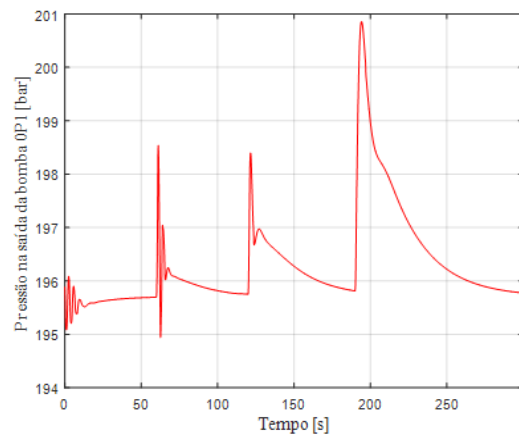
a)



b)



c)



d)

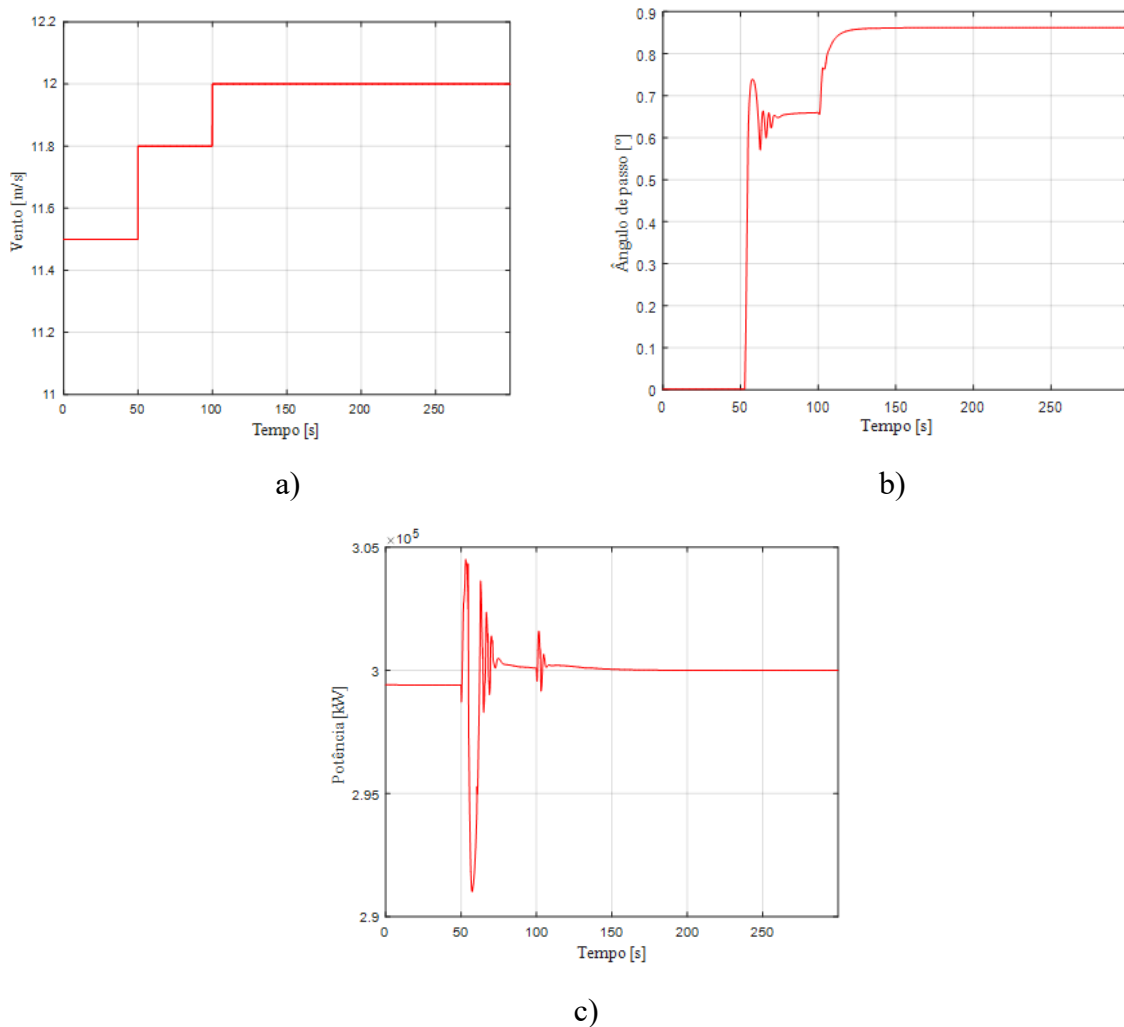
Fonte: Elaborada pelo autor.

Outro aspecto que causa oscilação é que apesar de estar correto o dimensionamento das válvulas (1V1, 1V2 e 1V3) e os cilindros (1A1, 1A2 e 1A3) o tempo de resposta hidráulico é muito mais lento perante as variação de degrau de vento, causando uma certa sobre passagem

momentânea enquanto os cilindros se deslocam para posição correta, posicionando o ângulo de passo certo nas pás da turbina para aquela condição de vento.

No gráfico b da Figura 5.22 o ângulo inicial é $0,94^\circ$, porque a atuação de passo inicia em 11,8 m/s de velocidade de vento, nesta transição da região de trabalho II para a III, ocorre uma pequena oscilação, porque as forças estáticas sobre o cilindro são grandes (15.000 N por cilindro) deixando a aceleração inicial mais lenta. Porém em uma situação real de vento não há um degrau de entrada e sim uma rampa de entrada o que torna a variação menor. Com objetivo de analisar o comportamento apenas da região III a simulação iniciou a partir que o sistema já estava estável na região de operação. Contudo, Figura 5.24 mostra a transição entre as regiões II para III, para validar o descrito.

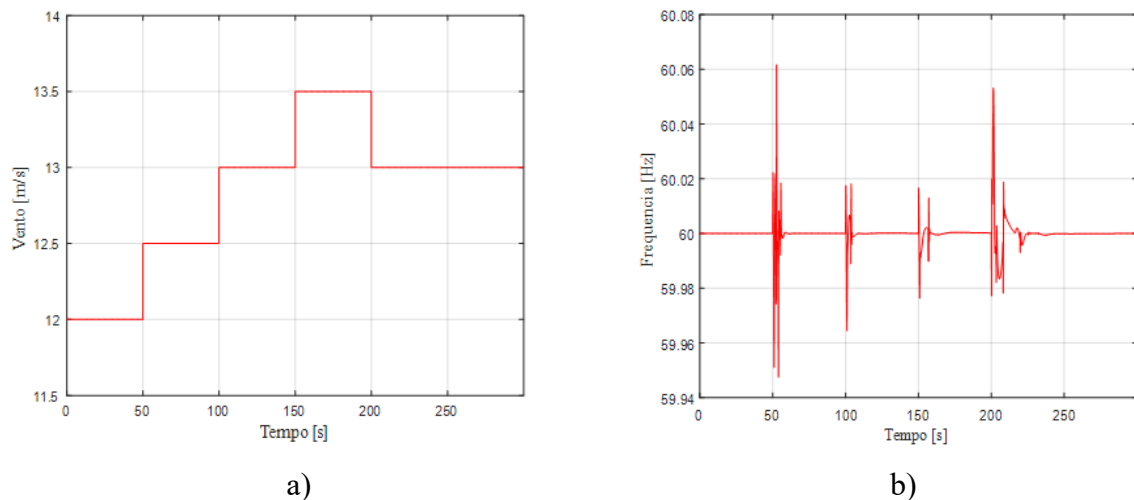
Figura 5.24 - a) Velocidade do vento; b) ângulo de passo em graus; c) potência entregue.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Apesar de ocorrer as instabilidades, o sistema está respondendo dentro de uma faixa aceitável, pois as maiores variações de potência representam apenas 2,33 % da potência nominal. Além disso, continua sendo entregue uma energia de qualidade à rede elétrica, porque a maiores amplitudes da frequência é de 0,65 Hz. A Figura 5.25 apresenta a frequência que está sendo entregue para a rede.

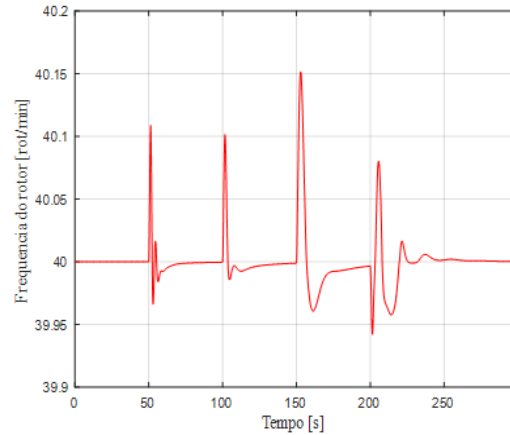
Figura 5.25 - Velocidade do vento (gráfico a) e frequência entregue (gráfico b).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Outro aspecto muito importante é o controle da frequência rotacional do rotor, cuja velocidade angular deve ser controlada em aproximadamente 4,18 rad/s (40 rot/min), para não surgir problemas estruturais a turbina eólica além de problemas de ruídos excessivos. A Figura 5.26 demonstra o comportamento da frequência rotacional do rotor. Observa-se que o controle de velocidade está sendo executado corretamente por meio do controlador B, porque a variações são de apenas 0,016 rad/s (0,15 rot/min) sendo uma variação normal de ocorrer nestas máquinas.

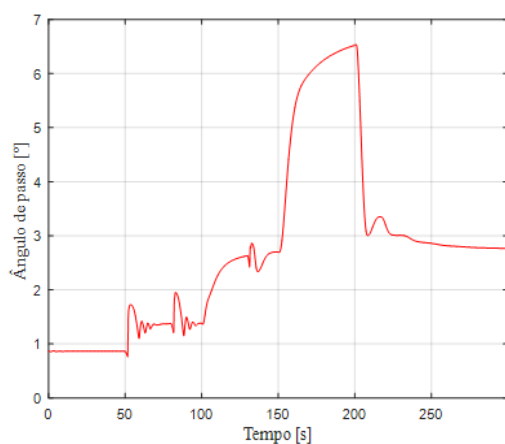
Figura 5.26 - Frequência rotacional do rotor da turbina.



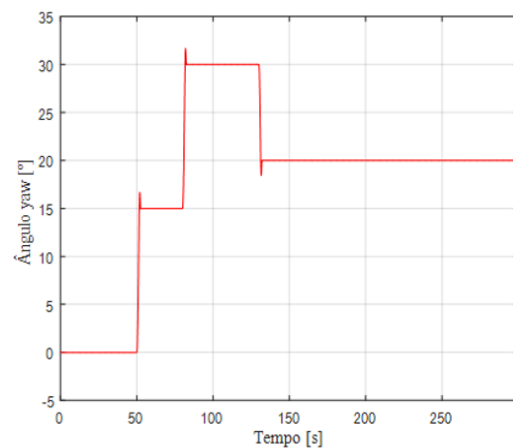
Fonte: Elaborada pelo autor.

Ao atuar o sistema de *yaw* juntamente com sistema de passo, o sistema está operando em sua condição máxima, entretanto, mesmo operando os três sistemas juntos (passo, *yaw* e transmissão) o sistema respondeu de forma adequada, sendo que o sistema continua operando com potência nominal desde o começo da faixa de operação da região III. Mostrando que o sistema foi corretamente projetado para executar as três funções. A Figura 5.27 apresenta os resultados de potência entregue para a rede e a eficiência do sistema, diante das atuações de passo e *yaw* simultaneamente.

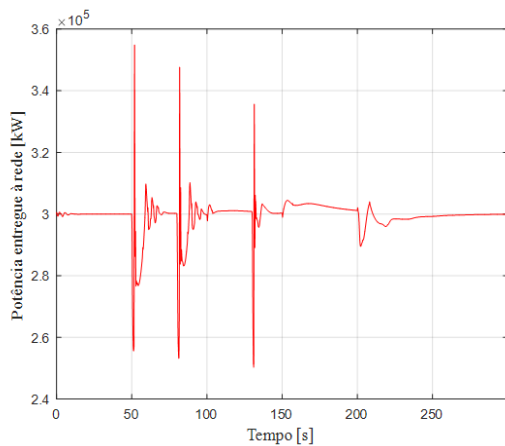
Figura 5.27 - Ângulo de passo em graus (gráfico a), ângulo *yaw* em graus (gráfico b), potência entregue (gráfico c) e eficiência do aerogerador (gráfico d).



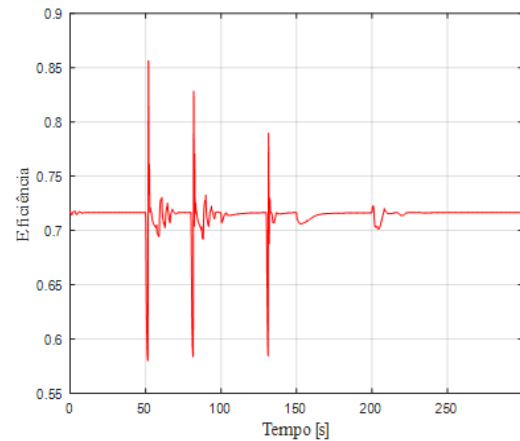
a)



b)



c)



d)

Fonte: Elaborada pelo autor.

A pior eficiência ocorre no instante 51,24 segundos resultando em uma eficiência de 57%, visto que neste instante a simulação dos sistemas passo e *yaw* agem ao mesmo tempo. No entanto, está dentro de uma faixa aceitável além de ser uma situação crítica e provisória, já que a variação do sistema de *yaw* não ocorre com frequência.

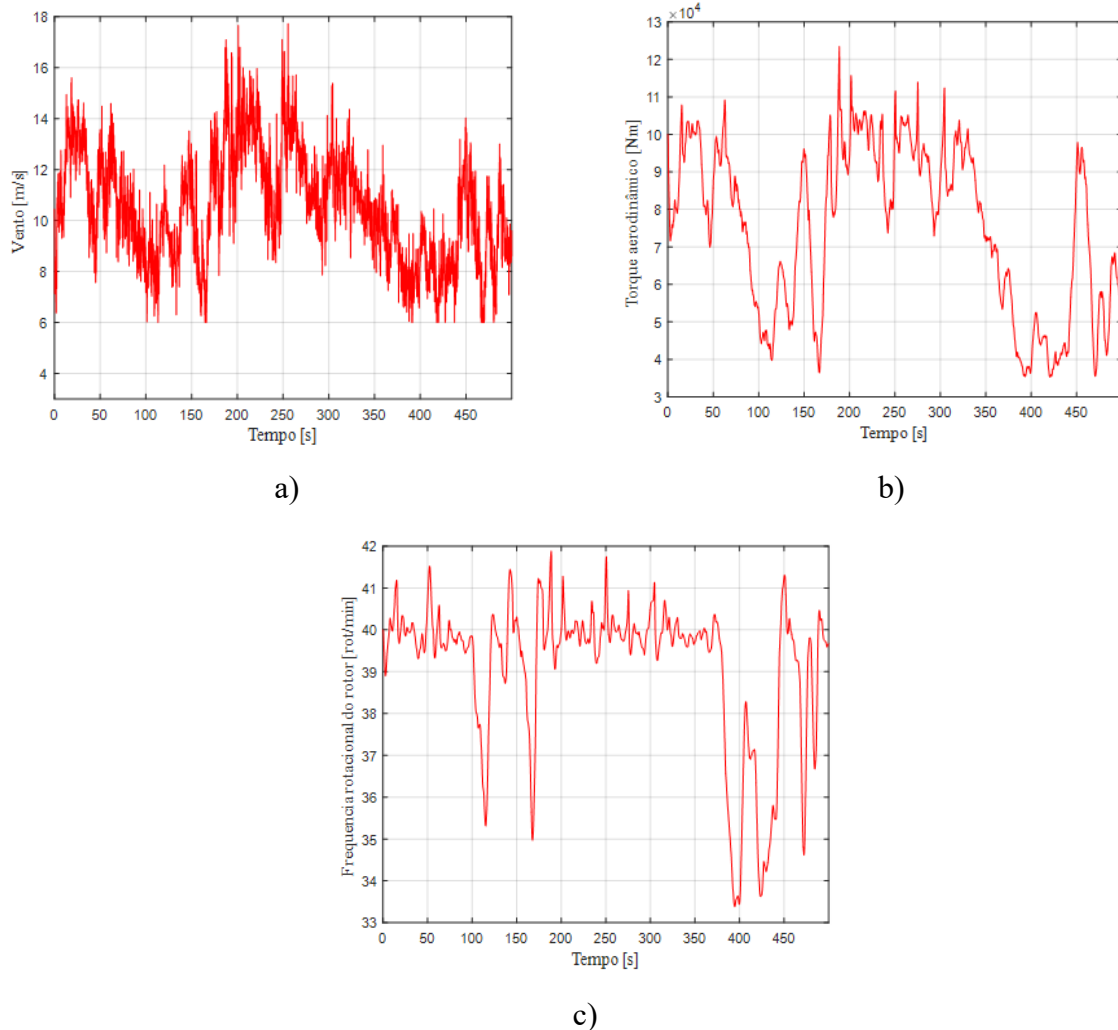
Logo, o comportamento do modelo global e dos diversos componentes está de acordo com o esperado, confirmando que o sistema também se comporta da maneira esperada frente às condições impostas para velocidade elevadas, na região de operação III. Desse modo, o modelo global é considerado validado para as condições de operações.

5.4.2 Comportamento do aerogerador para uma situação real de vento

Após a validação do modelo em todas regiões de operação, é efetuada uma simulação numa condição real de vento. Esta simulação visa observar o comportamento geral da solução completa.

A simulação foi realizada para um tempo de 500 segundos, cuja velocidade do vento varia de valores de 6 m/s até 17,8 m/s, conforme apresentado na Figura 5.28, sendo que este perfil de vento foi fornecido pelo REMA (Núcleo Ressacada de Pesquisa em Meio Ambiente). Nesta figura também pode se observar que apesar do rotor sofrer esforços com bastantes variações, a frequência rotacional do rotor mantém aproximadamente 40 rot/min, validando o controlador B.

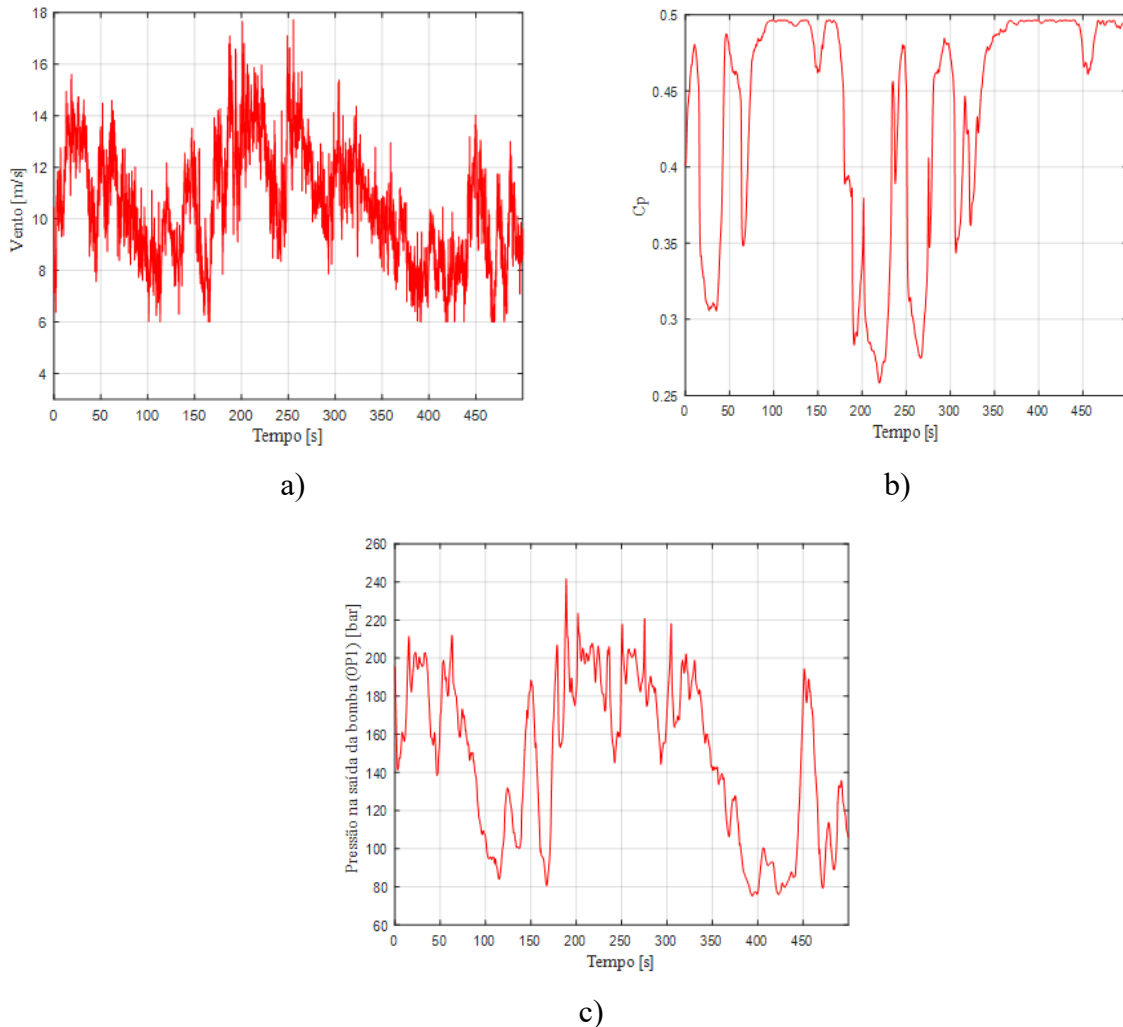
Figura 5.28 - Velocidade do vento (gráfico a), torque aerodinâmico sobre o rotor (gráfico b) e velocidade do rotor (gráfico c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Quando a velocidade do rotor está abaixo da velocidade nominal (40 rot/min), significa que o controlador está na região de operação I, cuja velocidade é variável a fim de manter o coeficiente de potência máximo (0,495), controlando a pressão ideal para o sistema. A Figura 5.29 mostra que o controlador A está respondendo de forma adequada para as condições variáveis de vento.

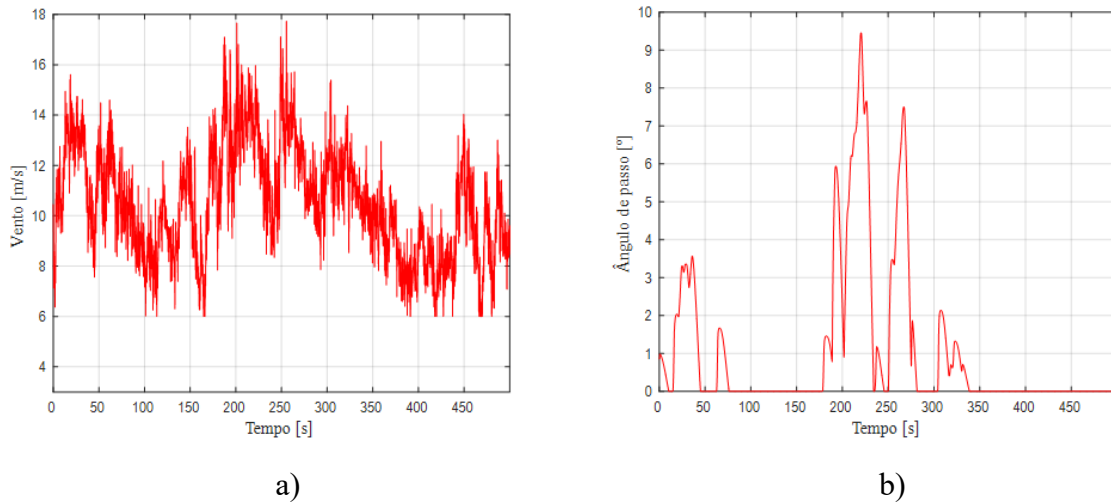
Figura 5.29 - Velocidade do vento (gráfico a), coeficiente de potência (gráfico b) e pressão controlada na saída da bomba OP1 (gráfico c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

A atuação de passo frente a condições variáveis de vento está respondendo de forma condizente, onde o controlador C só entra em ação quando o sistema está na região III, para velocidades de vento maiores de 11,8 m/s. Nota-se que a resposta desta atuação tem um pequeno atraso em relação as variações bruscas de vento, porque a atuação máxima de passo está limitada em 10°/s, conforme comentado na Secção 3.2. A Figura 5.30 apresenta este comportamento.

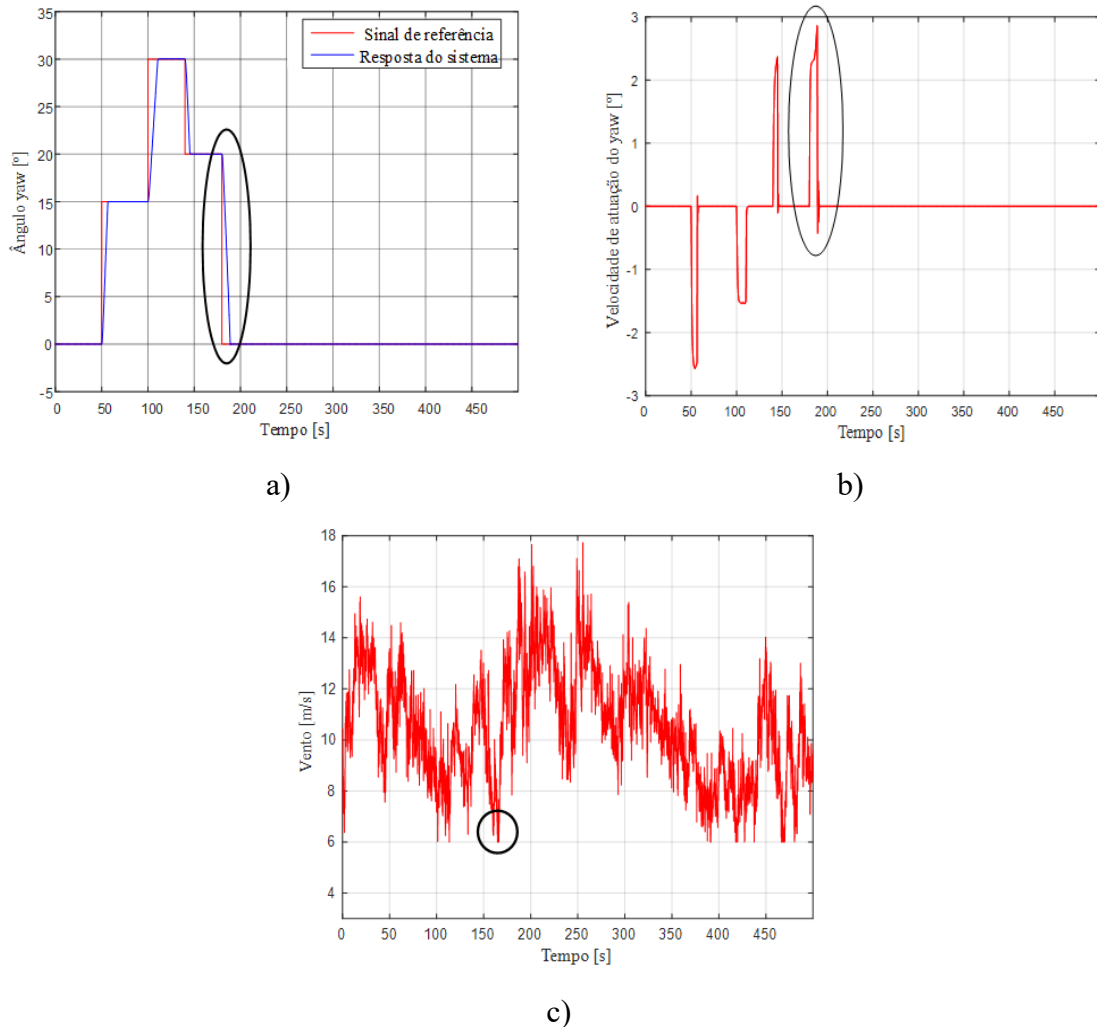
Figura 5.30 - Velocidade do vento (gráfico a) e ângulo de passo em graus (gráfico b).



Fonte: Elaborada pelo autor.

A atuação do ângulo *yaw* também está respondendo de forma coerente, cuja a velocidade máxima de atuação não está ultrapassando 2,5 rot/min, portanto mantendo uma velocidade segura para estrutura. A Figura 5.31 mostra a simulação do ângulo *yaw* e velocidade de atuação deste sistema em relação a vento. Observa-se que no instante 162,87 segundos há uma atuação do sistema *yaw* de 20 ° para 0 ° e sua velocidade de atuação não está respondendo semelhante ao comportamento das outras atuações, porque neste instante o aerogerador está operando na região I, onde a frequência rotacional do rotor não está nominal, gerando menor vazão para o sistema, tornando-se menor a velocidade de atuação. Contudo, essa diferença tem uma pequena significância no funcionamento do sistema como um todo, porque afetará apenas neste caso específico, além do tempo de atuação ser apenas 6,81 segundos maior, validando o controlador E.

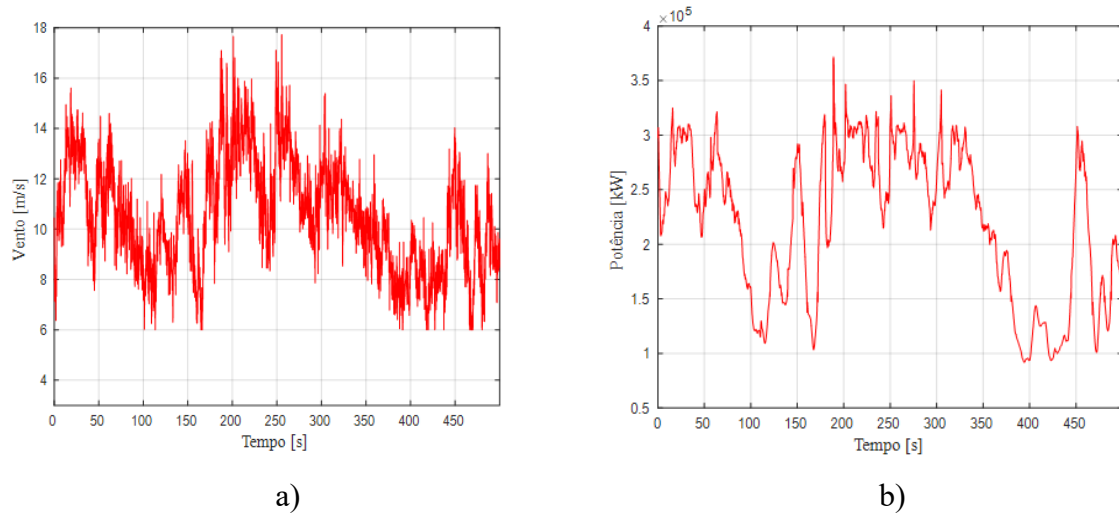
Figura 5.31 - Ângulo de *yaw* em graus (gráfico a), velocidade de atuação (gráfico b) e velocidade do vento (gráfico c).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Ao analisar a potência entregue para a rede elétrica (Figura 5.32) é possível observar que ocorrem picos de potência superiores a potência nominal (300 kW), porque como a atuação de passo é mais lenta que a variação da velocidade do vento, há momentos que o ângulo de passo está menor que o ângulo ideal para a condição, assim o aerogerador extrai mais potência que deveria, consequentemente entrega mais potência à rede. Apesar de aparentemente ser um ponto positivo, se não for controlável, isso pode causar um estresse grande sobre a estrutura, além de picos de potência maiores que a suportada pelo gerador, tornando curta a vida útil do aerogerador. Entretanto, o sistema projetado nesta dissertação está respondendo de forma adequada quando comparada a outros estudos.

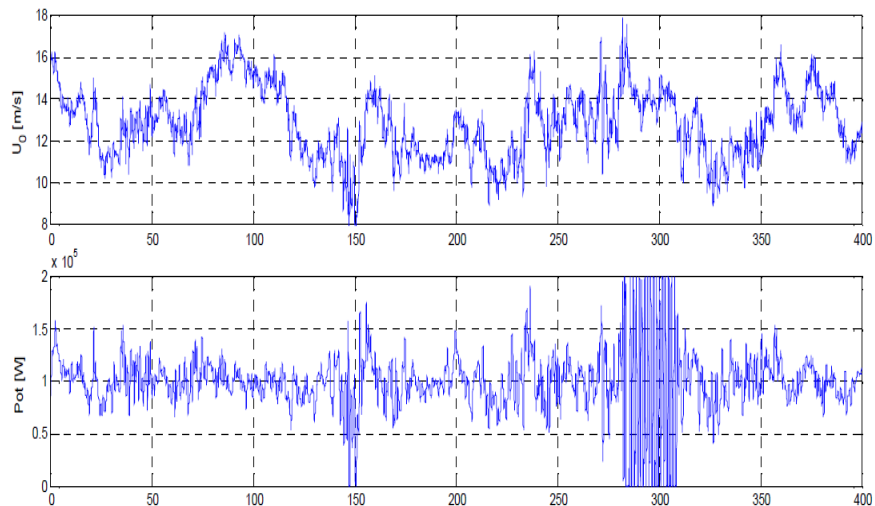
Figura 5.32 - Velocidade do vento (gráfico a) e potência entregue (gráfico b).



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 5.33 do estudo de Freitas (2008) apresenta o comportamento da potência entregue para a rede em relação as condições de vento apresentada no gráfico 1 desta mesma figura, onde a potência nominal do aerogerador projetada é de 100 kW. Nota-se que ocorrem diversos picos superiores a potência nominal.

Figura 5.33 - Comportamento da potência no estudo de Freitas.

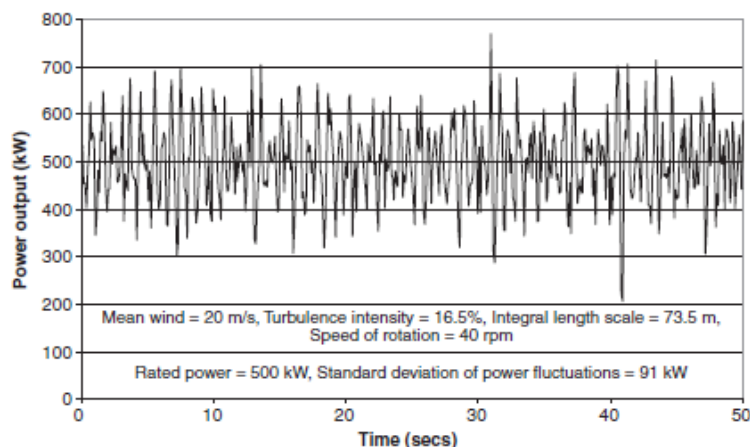


Fonte: Freitas (2008).

O mesmo ocorre nos estudos de Burton *et al.* (2011) e Hau (2005) onde a potência nominal do aerogerador analisado é de 500 kW e 2 MW respectivamente, sendo que o comportamento da potência nos dois estudos também apresenta picos de potência superiores a potência nominal. Os dois autores comentam os mesmos motivos que levam a esse problema,

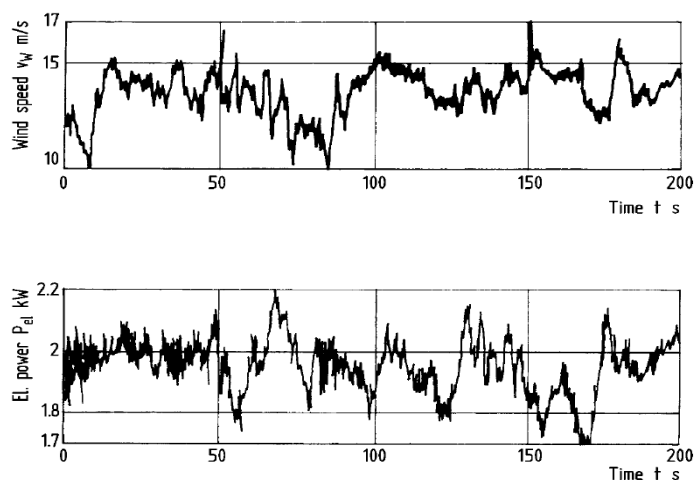
na qual está descrito nesta dissertação. A Figura 5.34 demonstra a potência entregue no estudo de Burton e a Figura 5.35 a potência em relação ao vento, no estudo de Hau (2005).

Figura 5.34 - Potência entregue, no aerogerador analisado por (BURTON *et al.*, 2011).



Fonte: Burton *et al.* (2001).

Figura 5.35 - Aerogerador analisado no estudo de Hau (2005).



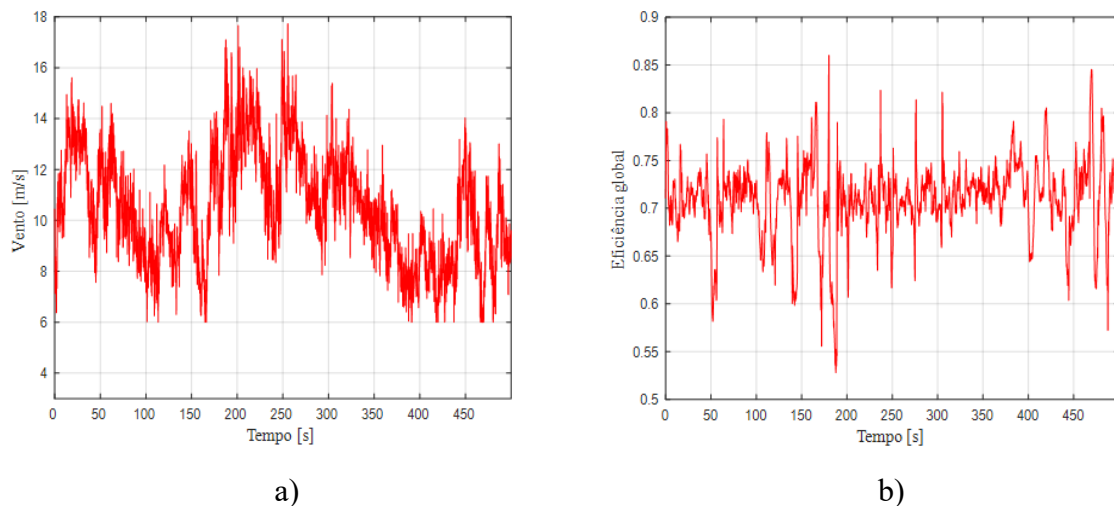
Fonte: Hau (2005).

Conforme comentado anteriormente, o gerador selecionado suporta sobrecargas por até 1 hora a cada 12 horas de uso, enquanto que os picos mais longos de sobrecarga na potência são de apenas 6,27 segundos. Portanto, o controlador C está operando de forma condizente.

Ao analisar a eficiência global do sistema completo, utilizando todas as funções (transmissão, passo e *yaw*) observou-se que o sistema trabalha com uma eficiência média de 68%, variando de 86,5% a 53%, este último está ocorrendo quando a velocidade do vento está

alta (16 m/s) assim o deslocamento volumétrico do motor (0M1) está operando com 66% do valor nominal ($7,65 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) ou ($481,07 \text{ cm}^3/\text{rev}$), com o intuito de elevar a pressão nesta linha para se opor ao torque aerodinâmico sofrido pelo rotor, assim a potência entregue fica abaixo do esperado em relação a potência extraída. Além da atuação de passo estiver operando neste exato momento, sendo preciso deslocar parte da potência hidráulica para esse sistema. Enquanto que quando o sistema está trabalhando com 86,5% de eficiência, a velocidade de vento está aproximada de 9,5 m/s, assim a pressão está cerca de 19 MPa (190 bar) obtendo um deslocamento volumétrico quase máximo de $1,115 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$ ou $700,9 \text{ cm}^3/\text{rev}$ e não ocorrendo atuação do sistema de passo, além de não estar ocorrendo atuação do sistema de *yaw* neste momento. A Figura 5.36 mostra o comportamento da eficiência de acordo com as condições de entrada de vento no sistema.

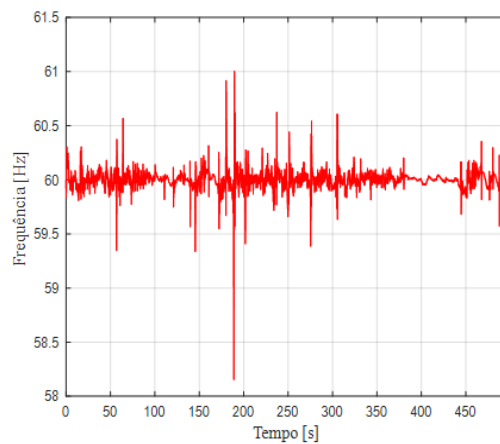
Figura 5.36 - Velocidade do vento (gráfico a) e eficiência global (gráfico b).



Fonte: Elaborada pelo autor.

O sistema continua entregando uma energia de qualidade, não sendo preciso utilizar um conversor de frequência, que é uma das vantagens fundamentais da transmissão hidrostática em aerogeradores. A Figura 5.37 mostra sua variação ao longo da simulação, podendo observar que tem amplitude máxima de apenas 0,64 Hz, onde de acordo com a ANEEL (2008) as instalações de geração conectadas ao sistema de distribuição devem garantir que a frequência retorne para a faixa de 59,5 Hz a 60,5 Hz, no prazo de 30 (trinta) segundos após sair desta faixa, enquanto que o sistema está saindo desta faixa em apenas 1,5 segundos. Além disso, de acordo com a ANEEL é aceitável a frequência variar de 56,5 Hz à 66 Hz.

Figura 5.37 - Comportamento da frequência para condições reais de vento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Logo, todos os controladores estão respondendo de forma coerente diante de uma condição real de vento, além do sistema projetado estar apresentando uma eficiência compatível com outros modelos de aerogeradores.

6. CONCLUSÃO

Nesta dissertação foi proposto e projetado uma solução hidráulica para o controle das atuações de ângulo de passo e *yaw*, cujo o sistema está integrado a um conceito de transmissão hidrostática desenvolvida inicialmente por Flesh (2012) e seguido pelos trabalho de projeto do protótipo de Rapp e Turesson (2015) e a modelagem da transmissão e a implementação do protótipo por Raduenz (2018), o qual foi validado experimentalmente. A partir do sistema proposto, foi desenvolvido um modelo computacional com o objetivo de analisar os comportamentos estáticos e dinâmicos sob diversas condições de operação.

Primeiramente foi realizado um estudo dos esforços envolvidos na movimentação dos ângulos de passo e *yaw*, além dos esforços dos torques aerodinâmicos envolvidos no rotor, sendo baseado no estudo de Gonzalez (2012). Paralelamente, foram pesquisados outros conceitos de transmissões hidrostáticas em aerogeradores, além de controles de atuações do *pitch* e *yaw*. A partir deste estudo, foi definido o modelo conceitual da solução hidráulica completa.

Em relação a estrutura do aerogerador, por não se tratar do escopo principal do trabalho, foram realizadas algumas simplificações, sendo projetado um modelo por meio do software Solidworks® onde foram desenhados os componentes de forma simplificada, porém, seguindo as dimensões e pesos máximos descritos nos catálogos. Os modelos de interação entre o vento e o rotor e a interação entre o gerador e a rede elétrica foram os utilizados por Flesch (2012), sendo adaptado para a solução hidráulica projetada na dissertação. Também foram implementados os esforços mecânicos e hidráulicos na modelagem, de forma que pudessem se calculados em tempo real.

Após o modelo conceitual definido e dos parâmetros de projetos do aerogerador, prosseguiu-se com a modelagem computacional dos principais sistemas e atuações presentes na transmissão hidrostática, no sistema de passo e *yaw*, na interação entre gerador e rede elétrica, na interação entre vento e rotor além do perfil de vento na entrada. Estes submodelos foram combinados de modo a compor o modelo completo da solução. Em conjunto com a modelagem, foi desenvolvida uma estratégia para o controle do aerogerador, por meio de controladores PID acrescidos de um ganho anti-*windup* em alguns casos.

As estratégias de controle implementadas mostram-se adequadas diante das propostas iniciais, com extração máxima de potência na região I, manutenção da frequência rotacional do rotor na região II e controle da potência e velocidade máxima do rotor na região III. Os controladores PID apresentaram um comportamento satisfatório para todas as condições

propostas. Por sua vez, a implementação do ganho anti-*windup* nos controladores B e C tornou-os capazes de realizar o controle do sistema rapidamente quando da saturação do sinal de saída.

As análises estáticas foram importantes para estudar a viabilidade das soluções propostas, além de observar o limite técnico da concepção de transmissão hidrostática para aerogeradores, desenvolvido por pesquisadores do LASHIP (Eduardo Flesch, Joel Rapp & Jhonatan Turesson e Henrique Raduenz) onde a ideia era utilizar apenas componentes de prateleiras. Com a análise dinâmica da solução completa, projetada neste trabalho, conclui-se então que é possível desenvolver um sistema com apenas componentes de prateleiras e este é capaz de controlar a potência em todas faixas de operação de um aerogerador que entrega potência máxima de 300 kW à rede elétrica.

O sistema completo projetado foi analisado e validado via simulação para todas as regiões de operações, além da validação em uma condição real de vento, mostrando que o sistema está operando coerentemente em todas faixas de operação. Mesmo que a solução proposta tenha utilizado apenas componentes de prateleiras, onde esses componentes na maior parte foram desenvolvidos para outras aplicações como ramo agrícola e industrial, ainda assim a solução apresentou uma eficiência média de 68 %. Portanto, a solução projetada tem bastante potencial de crescimento em pesquisas futuras, além de ser possível desenvolver componentes específicos para esse sistema, o que tornaria a solução ainda mais eficientemente e possivelmente com maior vida útil.

Assim como todas as pesquisas, no seu trajeto vão surgindo novos desafios que podem ser superados ou ficando para futuras pesquisas. O autor propõe o estudo relativo aos seguintes tópicos:

- Projeto de uma bancada de testes, para validação experimental dos resultados obtidos nesta dissertação;
- Aprimoramento dos controladores C e D, de modo a suavizar os picos de oscilações de entrada dos controladores;
- Melhoria do tempo de resposta do sistema de passo, mitigando os picos e potência entregue ao gerador;
- Inserir perfil de direção do vento, implementando em conjunto a atuação de *yaw*;

- Elaborar um estudo de confiabilidade da transmissão hidrostática, de modo a evitar possíveis paradas indesejáveis e aumentar a segurança do sistema;
- Realizar um estudo de inserir hidráulica digital na bomba principal ou no motor de deslocamento volumétrico variável, de modo a aumentar a eficiência;
- Analisar o comportamento do sistema durante algumas situações específicas, como quando o aerogerador está parado e este é posto em funcionamento para diferentes condições de vento;
- Elaborar um estudo de viabilidade econômica, comparando com outros arranjos de aerogeradores.

REFERÊNCIAS

- ACKERMAN, T. **Wind power in power systems**. John Wiley, p. 687. Chichester, England, 2005.
- AIRFOIL Tools, **NACA 63** (naca633418-il): EUA, 2018. Disponível em: <
<http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=naca633418-il>> Acesso em 13 de set. de 2018.
- AHLSTRÖM, Anders. **Simulating Dynamical Behaviour of Wind Power Structures**. p. 139 Thesis (Doctorate Degree) - Royal Institute of Technology Department of Mechanics. Stockholm, 2002.
- ANDERSON, C.G.; RICHON, J.B.; CAMPBELL, T.J.; **An Aerodynamic Moment-Controlled Surface for Gust Load Alleviation on Wind Turbine Rotors**. IEEE transactions on control systems technology [1063-6536] Vol:6 Nr:5 Pág:577 -595 1998.
- ANEEL; Agência Nacional de Energia. **Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional – PRODIST: Módulo 8 – Qualidade da Energia Elétrica**. 2008. p. 53 Brasil, 2008.
- ASHURI, T. **Beyond Classical Upscaling: Integrated Aeroservoelastic Design and Optimization of Large**. Offshore Wind Turbines. Ph.D. thesis Delf University of Technology, 2012.
- BIANCHI, F., DE BATTISTA H., MANTZ, R.J. **Wind Turbine Control Systems – Principles, Modelling and Gain Scheduling Design**. *Advances in Industrial Control*, Springer, London, 2006; 218p.
- BOSCH. **Axial Piston: Replaces 05.00 Variable Displacement Motor AA6VM (A6VM)**: Catalog: RA 91 604/02.04. 2004. p. 64 Southchase Court, USA, 2004.
- BOSCH. **Bomba Variável A4VSO**: Catalog RP 92 050/09.97. p. 40 Atibaia, SP, 2002.
- BOSCH. **Directional control valves, direct operated, with electrical position feedback and integrated electronics (OBE)**. Type 4WRPE, Cod: RE29122. p. 20 Zum Eisengießer, Germany, 2014.
- BOSCH. **External gear pump series G**: Catalog: RE 10 093/04.14. p. 64 Schwieberdingen, GER, 2014.
- BOSCH, Group. **Sistemas de Acionamento Hägglunds**: Catálogo: BR386-1BR. 2011. p. 32. Atibaia, Brasil, 2011.
- BOSSANYI, E. A.; JAMIESON, P.; **Blade pitch system modelling for wind turbines**, European Wind Energy Conference 1999, Nice, France, pp.893-896.

BOSSY, Mireille; ESPINA, Jose; PARIS, Cristian. **Modeling the wind circulation around mills with a Lagrangian stochastic approach**: AR Xiv:1404.4282v2. 2014. p. 29 INRIA. Villers-lès-nancy, França, 2014.

BURTON, Tony; JENKINS, Nick; BOSSANYI, David Sharpe And Ervin. **Wind Energy Handbook**: Second Edition. 2011. p. 775 British Library, 2011.

BUSBY, Rebecca L. **Wind Power: The Industry Grows Up**. 2012. p. 567. Tulsa, Oklahoma, 2012.

CABALLERO, A.L.; **Generación Asincrónica: su aplicación a las Fuentes energéticas renovables**. p. 252 Tese de Doutorado em Ciências da Engenharia – Centro de Investigaciones y Pruebas Electro-energéticas, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, La Habana, Cuba.

CAI, Maolin; WANG, Yixuan; JIAO, Zongxia. **Review of fluid and control technology of hydraulic wind turbines**: DOI 10.1007/s11465-017-0433-2. 2017. p. 9 School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang, University Beijing. Beijing, China, 2017.

CRISÓSTOMO, Daniel C. C.; MOURA, Adriano A. F.; ROCHA, Eduardo P. da. **Ferramenta computacional didática em 3D para simulação de controle de potência em aerogeradores**. COBENGE 2016. p. 10 Universidade Federal Rural do Semiárido, Mossoró, BR, 2016.

CRISTESCU, Corneliu; DUMITRESCU, Catalin; DUMITRESCU, Liliana. **Hydrostatic Transmissions Used to Drive Electric Generators in Wind Power Plants**. 2000. p. 13 INOE 2000-IHP, Bucharest, Bulgaria, 2000.

CUNDIFF, J. S. **Fluid Power Circuits and Controls: Fundamentals and Applications**. Boca Raton: CRC Press, 2002.

CUSTÓDIO, R. D. S. **Energia Eólica para Produção de Energia Elétrica**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2009.

DAI, J, C, Hu, Y, P, Liu, D, S, Long, X. **Aerodynamic loads calculation and analysis for large scale wind turbine based on combining BEM modified theory with dynamic stall model**. Renewable Energy p. 36 1095-1104, 2011.

DELDAR, Majid; IZADIAN, Afshin. **Reconfiguration of a Wind Turbine with Hydrostatic Drivetrain to Improve Annual Energy Production**: IEEE Energy Systems and Power Electronics Laboratory & Mechanical Engineering. p. 7 Department Purdue School of Engineering and Technology, Indianapolis, USA. 2016.

DIEPEVEEN. **Seawater-Based Hydraulics for Offshore Wind Turbines**. p. 63 Delft University Wind Energy Research Institute. Netherlands 2009.

DO, Hoang Thinh; DANG, Tri Dung; TRUONG, Hoai Vu Anh. **Maximum Power Point Tracking and Output Power Control on Pressure Coupling Wind Energy Conversion System**: Citation information: DOI 10.1109/TIE.2017.2733424, IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2017. p. 10 Ulsan, South Korea, 2017.

DSTI (Germany). **Custom Rotary Union Project**: XF-0881401. 2019. Disponível em: <<https://www.dsti.com/rotary-unions/custom/project/XF-0881401/>>. Acesso em: 08 abr. 2019.

EL-TAHER, Mohamed. **Design of a pitch angle control system for a horizontal axis small wind turbine**. 2016. p. 111. Master Thesis - Course of Mechanical Engineering Department Benha Faculty of Engineering, Benha University, Banha - Egypt, 2016.

EWEA, **Wind energy scenarios for 2020**.

Disponível em: <http://www.ewea.org/fileadmin/files/library/publications/reports/EWEA-Wind-energy-scenarios-2020.pdf>, Acesso em: 9 de setembro de 2018.

FARBOOD, Mohsen; TAHERIAN-FARD, Elaheh. **Dynamics and Control of a Shared Wind Turbine Drivetrain**: IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 54, no. 6, November/December 2018. p. 7 Irã, 2018.

FIALHO, Arivelto. **Automação Hidráulica: Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos**. 6. ed. p. 289 São Paulo: Érica, 2013.

FLESCH, E. Augusto. **Projeto de transmissão hidrostática para aerogeradores de eixo horizontal**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2012.

FINGERISH, L; JOHNSON, K.; **Controls Advanced Research Turbine (CART) Commissioning and Baseline Data Collection Technical Report**. National Renewable Energy Laboratory Colorado, USA. October 2002.

FREITAS, A. W.; **Controle de Passo de Aerogeradores de Baixa Potência**. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, p. 187 Cidade do Porto, 2008.

FROHBOESE, P.; ANDERS, A.; **Effects of Icing on Wind Turbine Fatigue Loads**. Journal of Physics: Conf. Series 75 (2007) 012061.

FURST, Fernando Luis; NEGRI, Victor Juliano de. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição**: Projeto PADC / REIVAX. 2002. p. 113 Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC. Florianópolis, 2002.

GARCÍA, David; TCHERNIAK, Dmitri. **Mechanical Systems and Signal Processing**: An experimental study on the data-driven structural health monitoring of large wind turbine blades using a single accelerometer and actuator. p. 18 Montrose Street, Glasgow G11xj, United Kingdom B Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement, Skodsborgvej, University of Strathclyde, Mechanical and Aerospace Engineering. Denmark, 2019.

GONZALEZ, Facundo Enrique. **Estudo das forças atuantes em mecanismos de regulação de ângulo de passo e desenvolvimento de um emulador de cargas**. 2012. p. 168 Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, LASHIP, UFSC, Florianópolis, 2012.

GWEC, **Global Wind Energy Council**. Global Wind Report, Annual market update. Abril 2011.

HANSEN. **Yaw Dynamics of Horizontal Axis Wind Turbines**. 1992. p. 189 Division Of Midwest Research Institute Operated For The U.s. Department Of Energy, University Of Utah, Salt Lake City, USA, 1992.

HAU, Erich; **Fundamentals, Technologies, Application, Economics, Krailing**. 2005. p. 791 Germany, Springer, 2005.

HOW Do Rotary Unions Work in Wind Turbines. Roteiro: DSTI- Dynamic Sealing Technologies, Inc.. 2015. (1.29 min.), HD, P&B. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=QvisCF0jWs0>>. Acesso em: 15 nov. 2018.

IBARRA, C. J.; OGLIARI, A. . **Mapeamento tecnológico aplicado ao setor de energia eólica brasileira**. Brasil, 2012.

INTERMOT. **Hydraulic Motors IAM + Series: DOC 131203.0**. p. 81 Italia, 2011.

JAMIESON, Peter. **Innovation in Wind Turbine Design**. p. 297 Chennai, India, 2011.

LDB. **Bearings for Wind Turbine Generators: Catalog PRC 471600**. p. 12 China, 2019.

KADANT. **Juntas Rotativas, Uniões Rotativas e Uniões Giratórias**. p. 1 Westford, USA. Disponível em: <<https://www.kadant.com/pt/products/rotary-joints>>. Acesso em: 15 nov. 2018.

KAMART. **Correntes e engrenagens: Catálogo de produtos**. 2019. p. 49 São Paulo, 2019.

KONSTANTINOS, Poullos; KLIT, Peder; PEDERSEN, Bruno. **Tribology of a Combined Yaw Bearing and Brake for Wind Turbines**. 2014. PHD Thesi - Course the Mechanical Engineering, 203 f. Technical University of Denmark, Denmark, 2014.

LEBLE, V; BARAKOS, G. **Forced pitch motion of wind turbines: Journal of Physics: Conference Series 753 (2016) 022042**. 2016. p. 11 The Science Of Making Torque From Wind (torque 2016). Munich, 2016.

LEKOU, D, J, Mouzakis, F, Savenije, F, J. **Procedures for Testing and measuring wind energy systems**. Centre for renewable energy sources and saving., Pikermi, Greece, 2010.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos: 5. ed. P. 398**. Florianópolis: Editora UFSC, 2016.

LOCKE, J.; VALENCIA, U.; **Design studies for twist-coupled wind turbine blades**. Sandia report. p. 125 Sandia National Laboratories, Report SAND2004-0522, Junho 2004.

LOLAND, Kari Medby; KROGSTAD, Per-Åge. **Wind Turbine in Yawed Operation: Master of Science in Energy and Environment**. p. 89 Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University Of Science And Technology, June 2011.

MANWELL, J, F, McGowan, J, G, Rogers, A, L. **Wind Energy Explained—Theory, design and application. 2nd Editino** Chichester, England, John Wiley, p. 704, 2009.

MILLER, N.; SANCHEZ-GASCA, J.; PRICE, W.; DELMERICCO, R. **Dynamic modeling of GE 1.5 and 3.6 MW wind turbine genera-tors for stability simulations.** In: IEEE PES GENERAL MEETING 2003, 2003, Toronto, Canada. Proceedings [S.l.: s.n.], 2003.

MOOG. **Proven Slip Rings.** 1f. USA. Disponível em: <<https://www.moog.com/products/slip-rings.html#>>. Acesso em: 15 nov. 2018.

MOOG. **2-Way slip-in cartridge valves directional and pressure function: ISO 7368size 16 to 100 Rev A,** p. 56, USA, June 2013.

MOREIRA, Ilo da Silva. **Sistemas hidráulicos industriais.** 2. ed. São Paulo: SENAI-SP editora, 2012.

MUYEEN, S.m.; TAMURA, Junji; MURATA, Toshiaki. **Stability Augmentation of a Grid-connected Wind Farm: Green Energy and Technology.** p. 259. Kitami Institute Of Technology. London, British, 2009.

NIGAM, Suyash; BANSA, Shubham; NEMA, Tanmay. **Design and Pitch Angle Optimisation of Horizontal Axis Hydrokinetic Turbine with Constant Tip Speed Ratio.** p. 5 MATEC Web of Conferences 95, ICMME 2016, Department of Mechanical, Automotive And Production Engineering. Delhi Technological University. Delhi, India, 2016.

NSK. **Rolamentos.** p. 557 São Paulo, 2018.

OWNERS ROUNDTABLE. **Optimal Pitch Settings & Energy Yield.** Berlin, DE, 2018. Disponível em: <<http://www.owners-roundtable.com/roundtables/s1-pitch-35861306>>. Acesso em: 24 jan. 2019.

PARKER. **Axial Piston Pump Series PV: Variable Displacement - Catalogue HY30-3243/UK.** 2006. p. 32 Division Chemnitz, Germany, 2006.

PARKER, **Cilindro Hidráulico Série 3L.** Catálogo 2102-1 BR. Cachoerinha 2003.

PARKER, **Hydraulic Rotary Actuators.** HUB, LTR, HTR, M, Tork-Mor Series. Wadsworth, USA: Cod:HY03-1800-2US, 2017.

PARKER, **Oil coolers for temperature optimization in hydraulic systems.** Catalog HY10-1700 Americas. p. 40 Tempe, Arizona, USA, 2013.

PARKER. **Piston Accumulators:** Catalog HY10-1630/US p. 40 Rockford, Illinois USA, 2010.

PARKER. **Radial piston motor type MR, MRE:** Catalog RCOE1806/09.05. p. 36, Bologna, Italy, 2005.

PARKER. **Series D1FP Servo Proporcional Control Valves**: Catalog HY14-2554-M1/US. p. 14 Bulletin, USA, 2008.

PARKER. **Solenoid Valves**: Catalog HY15-3502/US. p. 110 USA, 2011.

Power Hydraulic, **Power Hydraulic**: Chennai, Índia, 2018. Disponível em:<http://www.powerhydrauliciso.com/items/gen/pdf_Product+List_89.pdf> Acesso em 23 de agosto de 2018.

PRESHER, A., **Wind Turbines – Bigger and Better. Trends focus on individual blade control, availability and electromechanical solutions Design News, Canon communications 2010.** Disponível em:<http://www.designnews.com/article/455300Wind_Turbines_Bigger_and_Better.php> Acesso: Outubro 2018

RADUENZ, Henrique. **Desenvolvimento de protótipo de transmissão hidrostática para aerogeradores**. Florianópolis 2015. p. 50 TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento LASHIP, UFSC, Florianópolis, 2015.

RADUENZ, Henrique. **Experimental and Theoretical Analysis of a Hydrostatic Transmission for Wind Turbines**. 2018. p. 206 Dissertation (Master Degree) - Department of Mechanical Engineering, Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems (LASHIP), UFSC. Florianópolis, 2018.

RADUENZ, Henrique; DE NEGRI, Victor J. **Speed Compensation in Hydraulic Wind Turbine Control**: IEEE. 2018. p. 8 Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems (LASHIP), UFSC, Florianópolis, 2018.

RAPP, J., TURESSON, J. **Hydrostatic Transmission in Wind Turbines: Development of Test Platform**. Master Thesis. Department of Management and Engineering. Linkoping University. 2015.

REXROTH Grupo BOSCH. **Hydraulic Control Technology for Wind Turbine** : Germany: Cod:00065/08.03, 2003.

REXROTH Grupo BOSCH. **Hydraulic Control Technology for Wind Turbine** : Germany: Cod:76110/08.10, 2010.

REXROTH Grupo BOSCH. **Mobilex Pitch and Yaw Drives for Wind Turbines** : Germany: Cod:76111/08.07, 2008.

RIBEIRO, Antonio Clélio. **Curso de tubulações industriais**. Norma ANSI B.36.10 e B36.19 p. 264. São Paulo, 2012.

SADDEN, E. **Rare Earth Metals in the Cleantech**. Cleantech Magazine 2011 Issue 5, disponível em: <https://thinkrcg.com/rare-earth-metals-and-their-role-in-renewable-energy-benefits-and-challenges>. Acessado em Janeiro de 2019.

SANTIANES,M.J.C.;MARTINEZ,M.P.;JIMENEZ,J.A.C.; **Aerogeradores de potência inferior a 100kW**. Centro de Investigaciones energéticas, medioambientales y tecnológicas. Gobierno de Espanha.Ministerio de ciencia e innovacion.2008

SCHMITZ, Johannes; VATHEUER, Nils; MURRENHOF, Hubertus. **Dynamic Analysis and Measurement of a Hydrostatic Transmission for Wind Turbines**. Scientific Article Institute For Fluid Power Drives And Controls (IFAS). p. 5 Brussels, Belgium, 2011.

SCHUBEL, Peter J.; CROSSLEY, Richard J.. **Wind Turbine Blade Design**: Energies ISSN 1996-1073. Division Of Materials, Mechanics And Structures, p. 25 University Of Nottingham, Nottingham, 2012.

SEDAGHAT, A.; MIRHOSSEINI, M.. **Energy Conversion and Management**: Energy Conversion and Management 63 (2012) 87–94. 2012. p. 8 Department Of Mechanical Engineering, Isfahan University Of Technology, Isfahan, Iran, 2012.

SHEPHERD, William; ZHANG, Li. **Electricity Generation Using Wind Turbine**: p. 257 Danvers, USA, 2011.

SIEMENS. **Servo Motors**: Catalog DA 65.3-2004. p. 224 Germany, 2004.

SUN, W.; WEI, Y.; LUAN, S. **The Design and Research of Large-scale wind turbine blades Automatic Generation System**. 2010 3rd International Conference on Advanced Computer Theory and Engineer-ing (ICACTE)

TERRELL, Elon J.; NEEDELMAN, William M.; KYPE, Jonathan P. **Wind Turbine Tribology**. p. 48 Green Energy and Technology, Springer-verlag, Berlin, 2012. Cap. 18.

THOMSON (2011) **Linear Actuators**. Catalogue mod. LA14.

Disponível em:

<http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/download/document/Linear_Actuators_ctuk.pdf> Acessado em Janeiro 2012.

THYSSENKRUPP. **Rothe Erde Slewing Bearing**: Catalog: 06.2016/2/0.0/GK/FV-MS-10440. p. 125 Dortmund, 2016.

VÁSQUEZ, Sandra; KINNAERT, Michel; PINTELON, Rik. **Active Fault Diagnosis on a Hydraulic Pitch System Based on Frequency-Domain Identification**: IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2019. p. 16 Université Libre de Bruxelles (ULB). Belgium, 2019.

VICKERS. **VMQ Series 30 Vane Pumps**: Catalog V-PUVN-TM001-E4. p.78 USA, 2005.

VON LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 5. Ed, p. 399 UFSC. Florianópolis, 2016.

UMAYA, Masahide; NOGUCHI, Toshihide; UCHIDA, Michiya; MASA AKI Shibata; Kawai Yasuhiro; NOTOMI Ryosuke. **Wind Power Generation - Development status of Offshore Wind Turbines**: Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 3 (September 2013). 2013. p. 7 Japan, 2013.

WAGNER, H. J.; MATHUR, J. **Introduction to Wind Energy Systems: Basics. Technology and Operation Springer**. p. 90 Berlin, Germany, 2009.

WEG Grupo, **Automação Servoconversor SCA06 Servomotor SWA**: Jaraguá do Sul: Cod:50022905, 2016.

WEG Grupo, **Alternadores Síncronos Linha G i-Plus**: Jaraguá do Sul: Cod:50036341 Rev.01, 2015.

WEG. **Motor elétrico trifásico**: Catálogo técnico brasileiro. 2016. p. 52, Jaraguá do Sul, 2016.

WOOD, David. **Small Wind Turbines: Analysis, Design, and Application**. p. 270 Department Of Mechanical And Manufacturing Engineering University Of Calgary, University of Calgary, Calgary, 2011.

YAGI, Souichi. **Bearings for Wind Turbine**. p. 8 2004.

YANG, Zhongzhou. **Wind Turbine Controls for Farm and Offshore Operation**. p. 326 Thesis (Master degree) - Course the Mechanical Engineering Department, University Of Wisconsin-milwaukee, Milwaukee, USA, 2013.

YAO, X.; SHAN, G.; SU, D.; **Study on Variable Pitch System Characteristics of Big Wind Turbine Technology and Innovation**. Conference, 2006. ITIC 2006. International [0-86341-696-9] 2006 Pág:2239 -2243.

APÊNDICE A – Processo iterativo para obter valor do fator de fluxo (α)

O processo iterativo aplicado no MATLAB consiste em utilizar as funções “while e if” a fim de ficar interagindo até o valor de (α) e encontrar o zero da função, porém foi incluído um limitador de interações, para o caso do valor de “(α)” ficar interagindo muitas vezes para encontrar o zero da função, deixando muito elevado o tempo de carregamento do programa.

Cada vez que o valor do ângulo de ataque (α) é calculado, os valores de C_D , C_L e C_M são extraídos de uma tabela que está associada a este programa. Sendo que esta tabela é obtida por meio de Airfoil Tools (2018) para o perfil NACA 63-418, a Tabela A.6.1 mostra os valores destes coeficientes.

Tabela A.6.1 - Valores de C_D , C_L e C_M .

α [°]	C_D	C_L	C_M
-180	0	0.1	0
-170	0.8	0.24	0.4
-150	0.8	0.58	0.325
-120	0.49	1.06	0.325
-90	-0.114	1.3	0.325
-60	-0.755	1.06	0.325
-30	-1.2	0.45	0.22
-20	-1.2	0.2	0.05
-15	-1.1	0.1	0
-10	-0.82	0.012	0
-6	-0.365	0.009	-0.0375
-2	0.0814	0.006	-0.066
0	0.46	0.006	-0.07
2	0.5471	0.006	-0.078
4	0.78	0.007	-0.084
6	0.99	0.009	-0.09
8	1.177	0.012	-0.09
10	1.36	0.015	-0.09
12	1.45	0.024	-0.09
14	1.48	0.048	-0.09
16	1.4667	0.0903	-0.09
18	1.4433	0.1335	-0.0967
20	1.405	0.1853	-0.1033
25	1.325	0.3366	-0.12

30	1.23	0.4769	-0.14
40	1.06	0.69	-0.18
50	0.93	0.9	-0.22
60	0.755	1.06	-0.26
70	0.555	1.18	-0.2925
80	0.34	1.26	-0.325
90	0.114	1.3	-0.325
100	-0.11	1.27	-0.325
120	-0.49	1.06	-0.325
150	-0.8	0.58	-0.325
170	-0.8	0.24	-0.4
180	0	0.1	0

Fonte: Airfoil Tools (2018).

A seguir são apresentados os códigos que contém a interação para encontrar o fator de fluxo axial (a) e o fator de interferência tangencial (a') logo após os cálculos da velocidade relativa, força axial, força tangencial, torque tangencial, torque axial, torque aerodinâmico, torque centrífugo, torque devido força da gravidade, torque devido a inércia polar, torque do atrito do rolamento de passo e torque devido ao atrito do rolamento de giro do yaw , para cada elemento da pá.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
% leer='clcdcm.xlsx';
% clcd=leer;
```

```
pi=3.1415;
tol=0.4; % tolerância de valor (sqnrn*tolresultado)
```

```
Beta=0*0.0174533; % ângulo de passo
q=0; % elemento
v=12; % velocidade do vento (m/s)
w=3.9109; % velocidade angular do rotor (rad/s)
lim1=0;
lim2=0;
Fa=0;
Ft=0;
Tt=0;
i =1;
j=1;
erro1=0;
erro2=0;
etol=1;
```

```
%for t=0.01:0.01:3.1415
% v=25;
% time(i) = t;
```

```

while v<=25
for Beta=0:0.0872665:0.575959

for q=0:1:n
q=q+1;
r=Ro+q*dr; % raio local da pá (m)
yr=(w*r)/v; % velocidade especifica local
%a=0.5*(1-(sqrt(1+(yr^2)))); % a mínimo
a=0.3;
etol=10; % para forçar que o erro seja maior que a tolerância e assim
forçar primeiro ciclo
while abs(etol)>tol
lim1=lim1+1;
a1=-0.5+0.5*(sqrt(1+(4/(yr^2))*(a*(1-a)))); % cálculo do a'
vr=sqrt(((v^2)*((1-a)^2))+(w^2)*(r^2)*((1+a1)^2)); % velocidade relativa
(m/s)
sen0=(v*(1-a))/vr;
cos0=(w*r*(1+a1))/vr;
alpha=(asin(sen0))-Beta;
load('alpha_CL_CD_CM.mat')
% TABELA DE CL, CD
% CLCD=clcd;

SUB = (ALPHA(:,1) - alpha)' ;

INDEX = find(abs(SUB)==min(abs(SUB))) ;

Cl = CLL(INDEX,1);
Cd = CDD(INDEX,1);
Cm = CMM(INDEX,1);

c=(16*pi*R)/(9*B*(TSR^2)*0.8*Cl_opt)*(2-((r/R)/0.8)); % corda local (m)
f=B*((v^2)*((1-a)^2))/(2*((sen0)^2))*rhoair*c*((Cl*(cos0))+(Cd*(sen0)))*dr;
% dFa
fmt=rhoair*(v^2)*4*a*(1-a)*pi*r*dr; % dFamt
etol=f-fmt;

if etol<tol
df=((B*(v^2)*rhoair*c)/((sen0)^2))*(Cl*(cos0)+Cd*(sen0))*dr*(a-1)-((1-
2*a)*rhoair*(v^2)*4*pi*r*dr); % derivada do f(a)
a=a-(etol/df); % definição do novo valor de a após a interação
end
if lim1>10^3
etol=0;
erro1=1; %mensagem de erro 1
end
end
if a>0.4;
ealpha=2*tol;
while sqrt((ealpha^2))>tol
lim2=lim2+1;
f=(B*((v^2)*((1-
a)^2)))/(2*((sen0)^2))*rhoair*c*((Cl*(cos0))+(Cd*(sen0)))*dr; % dFa
Ctr=f/(0.5*rhoair*(v^2)*2*pi*r*dr); % Ctr

```

```

ag=0.143+(sqrt(0.0203-0.6427*(0.889-Ctr))); % ag
ealpha=a-ag;

if sqrt((ealpha^2))>tol;
k1=((B*c)/(2*((senO)^2)*pi*r))*(C1*(cosO)+Cd*(senO));
dag=1-((a*0.6427*k1)/(sqrt((0.0203-0.5713+0.6427*k1)-((a1^2)*0.6427*k1))));
% d(a-ag)/da
a=a-(ealpha/dag); % método de newton para a>0.4
end
if lim2>10^3
ealpha=0;
erro2=2; % mensagem de erro 2
end
end
end
%a=0.3;
%a1=(a*(1-a))/((yr^2))
a1=-0.5+0.5*(sqrt(1+(4/(yr^2))*(a*(1-a)))); % cálculo do a'
c=(16*pi*R)/(9*B*(TSR^2)*0.8*ClOPT)*(2-((r/R)/0.8)); % corda local (m)
senO=(v*(1-a))/vr;
cosO=(w*r*(1+a1))/vr;
alpha=(asin(senO))-Beta;
load('alpha_CL_CD_CM.mat')
% TABELA DE CL, CD
%CLCD=clcd;

SUB = (ALPHA(:,1) - alpha)' ;

INDEX = find(abs(SUB)==min(abs(SUB))) ;

C1 = CLL(INDEX,1) ;
Cd = CDD(INDEX,1) ;
Cm = CMM(INDEX,1);

%sim("nome do arquivo simulink")

vr=sqrt(((v^2)*((1-a)^2))+ (w^2)*(r^2)*((1+a1)^2)); % velocidade relativa
local
Fa(q)=(((rhoair*c)/2)*(vr^2)*(C1*(cosO)+Cd*(senO))*dr); % Força axial Fa
(N)
Ft(q)=(((rhoair*c)/2)*(vr^2)*(C1*(senO)-Cd*(cosO))*dr); % Força tangencial
Ft (N)
Tt(q)=(((rhoair*c)/2)*(vr^2)*(C1*senO-Cd*cosO)*r*dr); % Torque tangencial
Tt (Nm)
Ta(q)=(((rhoair*c)/2)*(vr^2)*(C1*(cosO)+Cd*(senO))*r*dr); % Torque
tangencial Tt (Nm)

Tp=1-(0.93/(B*(sqrt((yr^2)+0.445)))); % perda de torque na turbina

%mpa=5244.4*(r^(-0.561));
mpa=(2.95*r^2.13)/3;

%Jpa=mpa*(r^2); % momento de inércia polar da pá (kgm²)

Jpa=0.636*mpa*r^2;

```

```

Bo=((2/3)/(TSR*(r/R)*(1+(2/(3*((TSR*(r/R))^2))))))-(alphaopt*0.0174533); %
Ângulo TWIST em rad

k=atan(((Cl*cosO)+(Cd*senO))/((Cl*senO)-(Cd*cosO))); % ângulo entre força
resultante e plano de rotação (°)

AZ=c/4;

ZC=((Cm*c)/(sqrt((Cl^2)+(Cd^2)*sin(Beta+Bo+k))))-AZ; % Distância até o
centro aerodinâmico (m)

Tzaero(q)=0.5*rhoair*(vr^2)*c*(sqrt((Cl^2)+(Cd^2))*sin(Beta+Bo+k)*ZC*dr; %
Momento total aerodinâmico (Nm)

IcmaxiIcmin=((0.005*c^3)-(0.0134*c^2)+(0.0273*c)-(0.0175));

ropa=5244.4*(r^(-0.561)); % variação da massa específica da pá

Tci(q)=0.5*(w^2)*ropa*(IcmaxiIcmin)*(sin(2*(Beta+Bo)))*dr; % Momento de
inércia centrífuga (Nm)

%%%% Momento devido ao peso da pá

Ocg=0; % Facundo considerou nulo esse ângulo

wt=0; % ângulo de máximo momento de gravidade (0° ou 180°) (0 ou pi)

Tgi=m*g*distPC_GC*sin(Beta+betCG+Ocg)*cos(wt); % momento devido ao peso das
pás (Nm)

er=(sin(2*(Beta+Bo)))*dr;

% Momento devido ao atrito dos rolamentos de yaw

pi=3.141516;

Ematerial=2068.5*10^7; % módulo de elasticidade do material aço estrutural
(N/m²)

Apa=120.12; % Área de cada pá (m²)
VARIAVEL

cdarraste=1.5; % coeficiente de arraste, segundo IEC

```

```

te=0.01; %espessura da torre (m)
VARIAVEL

Dext=1.1; % Diâmetro externo da torre (m)
VARIAVEL

Dint=Dext-(2*te); % Diâmetro interno da torre (m)
VARIAVEL

vex=52; % vento extremo de acordo com Wood, 2011 (m/s)

H=43; % Altura da torre (m)
VARIAVEL

cpv=1.1; % coeficiente de segurança para estruturas de torres eólicas IEC
61400-1

Fmax=0.5*B*cdarraste*rhoair*(vex^2)*Apa; % força horizontal na torre devido
ao vento extremo (N)

I=(pi*((Dext^4)-(Dint^4)))/64; % momento de inércia da torre

Pcr=(pi^2)*Ematerial*I/((H^2)); % Peso crítico (N)

Pcraplicavel=Fmax*cpv;

mnacele=207473.5; % massa total da nacele (N)
VARIAVEL

Fay=mnacele; % força axial sobre a nacele é igual a carga máxima da nacele

Fty(q)=3*(Ft(q)); % Força radial atuante na nacele N (Esta força é igual a
força total radial atuante

% em cada pá, porque se tratando de turbinas up wind as pás estarão de
% frente para o vento, desta forma a força radial que o corpo da nacele
sofre é
% praticamente zero enquanto na pá é praticamente 99%, sendo assim a força
% no corpo da nacele será desconsiderada

fstat=1.10; % fator de força axial conforme Catálogo Rothe - Slewing
Bearings

Fayv=Fay*fstat; % Força axial incluindo o vento (N)

raxial=0.282; % distância horizontal do centro de giro da nacele ao centro
de massa da nacele

lradial=1.542; % distância vertical do centro de giro da nacele ao centro
de massa da nacele VARIAVEL

Mayaw=Fayv*raxial; % Momento axial sobre o giro da nacele em relação ao
ângulo yaw (Nm)

```



```

Mtyaw=Fty*lradiat; % Momento tangencial sobre o giro da nacele em relação
ao ângulo yaw (Nm)

Mky=sqrt((Mayaw.^2)+(Mtyaw.^2)); % Momento resultante que atua no rolamento
(Nm)

Mkyv=1.225*Mayaw*fstat; % Momento resultante que atua no rolamento
considerando vento (Nm)

%Dmry=(Dext+Dint)/2; % diâmetro médio do rolamento (m)
Dmry=1.4; % diâmetro médio pego no catálogo (m)

Tfry(q)=((mufric/2)*((4.1*Mayaw)+(Fayv*Dmry)+(2.05*(Fty(q))*Dmry)))/100; %
Torque total atuante por atrito no rolamento (Nm) Considerando
% não tendo variação do ângulo de passo simultaneamente

end
Fatotal(i,j)= real(sum(Fa)); % Força axial total (Nm)

Fttotal(i,j) = real(sum(Ft)); % Força tangencial total (Nm)
Tatotal(i,j) = real(sum(Ta)); % Momento axial total (Nm)
Tttotal(i,j) = real(sum(Tt)); % Momento tangencial total (Nm)
Tzaerototal(i,j)= real(sum(Tzaero)); % Momento aerodinâmico total (Nm)
Tcitotal(i,j)=real(sum(Tci)); % Momento centrífugo total (Nm)
Tgitotal(i,j)=real(sum(Tgi)); % Momento devido ao peso das pás total (Nm)
Tfrytotal(i,j)=real(sum(Tfry)); % Momento devido ao atrito dos rolamentos
no yaw (Nm)
j=j+1;
if j==8
j=1;
end
end
v=v+1;

i=i+1;

end

```

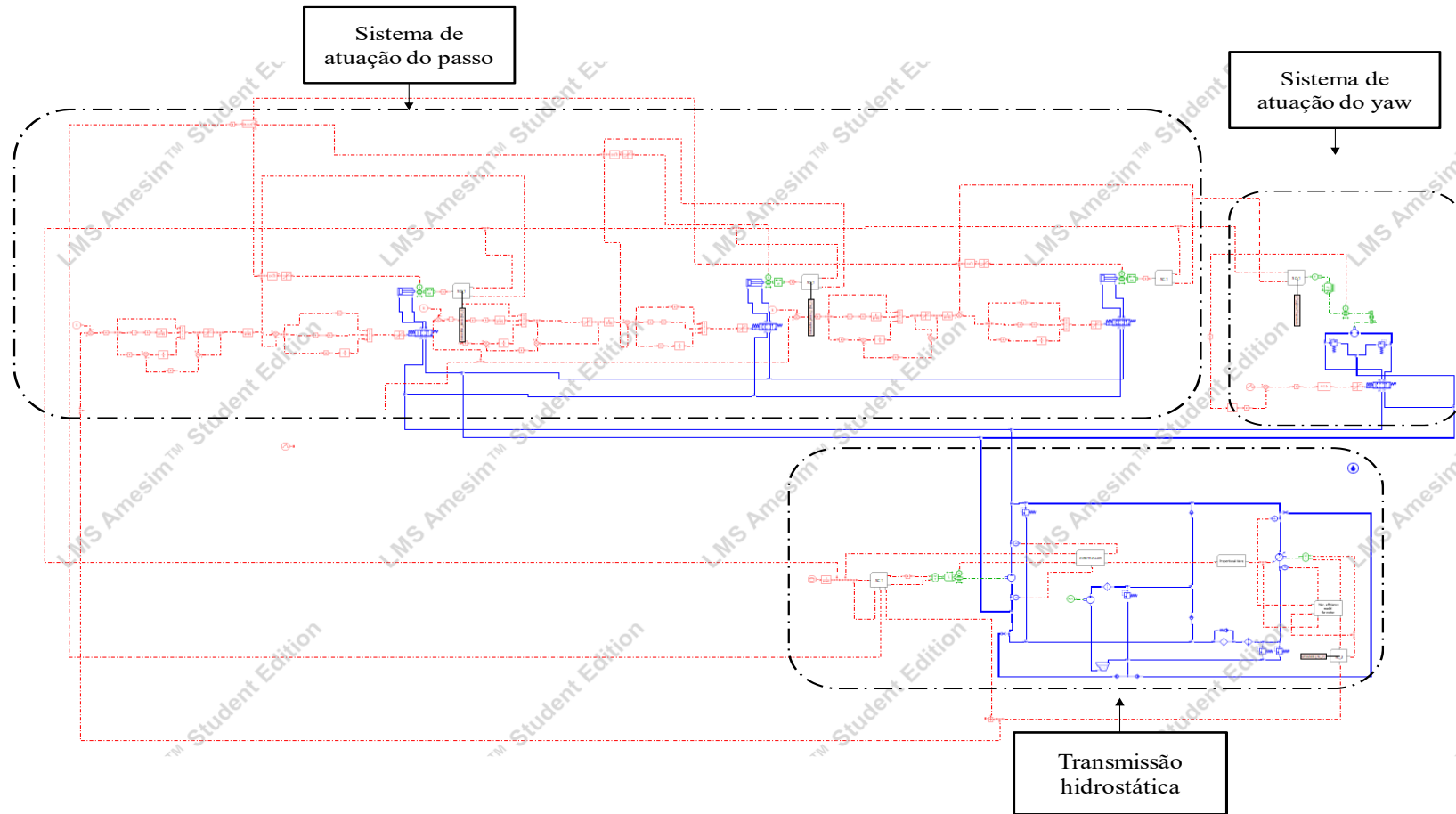
Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE B – Modelo dinâmico desenvolvido em AMESIM ®

Foi desenvolvido um modelo dinâmico da transmissão hidrostática com intuito de analisar as dinâmicas de pressão nas linhas para diferentes condições de vento e possíveis simulações de rajadas de ventos, podendo observar o comportamento do sistema em todas condições. Além de observar o comportamento dos controladores implementados.

Este modelo refere-se ao sistema apresentado na Figura 3.12, com a implementação dos controladores, além da implementação em tempo real dos esforços envolvidos nos atuadores. A Figura B.1 mostra o modelo dinâmico desenvolvido.

Figura B.6.1 - Solução completa projetada no Amesim ®.

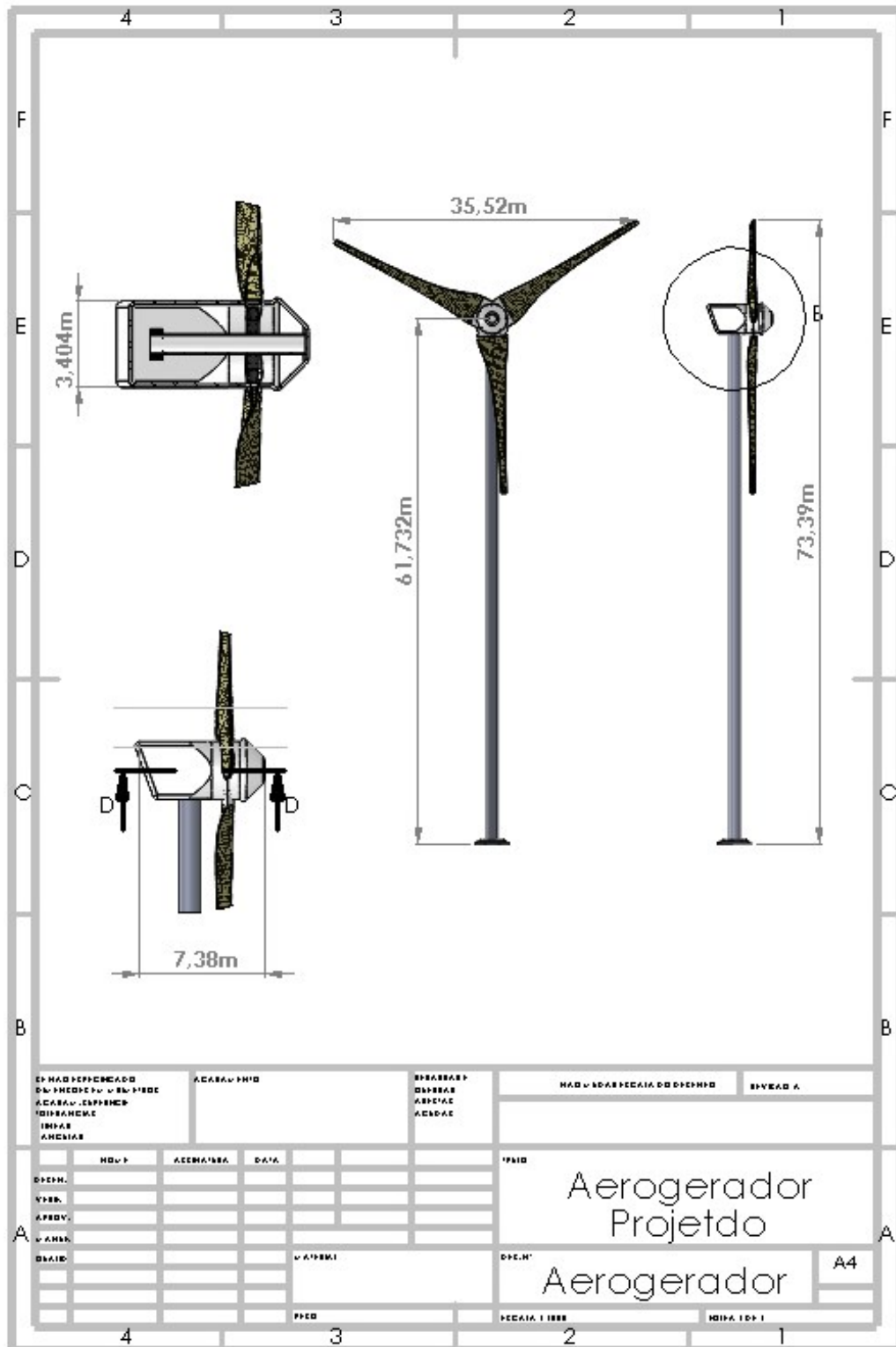


Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE C - AEROGERADOR PROJETADO

Foi projetado um aerogerador com objetivo de analisar as cargas máximas e o momento polar aplicado no giro da nacele. Os componentes desenhados nesta montagem foram simplificados, porém, suas dimensões e peso máximo foram seguidos dos catálogos dos componentes selecionados. A estrutura da nacele foi projetada similarmente a alguns projetos de aerogeradores, enquanto que as pás foram desenhadas conforme o perfil NACA 63-418. A Figura C.1 apresenta o desenho.

Figura C.1 - Desenho do aerogerador projetado.



Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE D – MÉTODO ITERATIVO PARA O CÁLCULO DO VALOR DE (a)

O procedimento para o cálculo iterativo do valor de (a) está baseado na dissertação de Gonzales (2012) onde segue os seguintes passos:

- 1) Definir o valor de n_e (número de elementos da pá);
- 2) Calcular o valor de r (raio local da pá);

$$r = r_o + n_e \cdot d_r, \quad (\text{D.1})$$

sendo d_r a espessura infinitesimal de cada elemento da pá e r_o o raio inicial (posição que pá começa a sofrer esforços aerodinâmicos);

- 3) Calcular o valor de λ_r (velocidade específica local) conforme equação
- 4) (3.32);
- 5) Calcular o valor de a_{min} , por meio da equação (D.2) para entrar com esse valor na interação

$$a_{min} = \frac{1}{2} (1 - \sqrt{1 + \lambda_r^2}) \quad (\text{D.2});$$

- 6) Calcular o valor de (a')

$$a' = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{4}{\lambda_r^2} a(1 - a)\right)} \quad (\text{D.3});$$

- 7) Obter valor de v_r (velocidade relativa local)

$$v_r = v \sqrt{(1 - a)^2 + \left(\frac{\omega r}{v} (1 + a')\right)^2} \quad (\text{D.4});$$

- 8) Calcular o seno e cosseno do ângulo total até o plano de rotação (φ) por meio de

$$\text{sen}\varphi = \frac{v(1 - a)}{v_r}, \quad (\text{D.5})$$

$$\cos\varphi = \frac{\omega r(1-a)}{v_r}; \quad (\text{D.6});$$

9) Para então calcular o ângulo de ataque (α)

$$\alpha = \varphi - \beta; \quad (\text{D.7});$$

10) Com o valor do ângulo de ataque, o programa (Apêndice A) busca o valor do coeficiente de arraste (C_D) e o coeficiente de sustentação (C_L) mais próximo a partir de uma tabela de valores extraída do perfil NACA 63-418;

11) Calcular o valor de c (tamanho da corda do perfil) para cada elemento

$$c = \frac{16\pi R}{9B\lambda^2 0,8C_L} \left(2 - \frac{r}{R} \right); \quad (\text{D.8});$$

12) Determinar a força axial infinitesimal, para cada elemento

$$dFa = B \frac{v^2(1-a)^2}{2(\sin\varphi)^2} \rho c (C_L \cos\varphi + C_D \sin\varphi) d_r; \quad (\text{D.9});$$

13) Determinar a força infinitesimal axial segundo método de Newton, para cada elemento

$$dF_{aMT} = \rho v^2 4a(1-a)\pi r d_r; \quad (\text{D.10});$$

14) Aplicar o método de Newton $|dFa - dF_{aMT}| < \epsilon_F$, desta forma é obtido o valor de (a) no zero da função;

15) Se $a > 0,4$, o método de Newton não tem mais validade, devido a perturbação na região do escoamento, assim pode-se aplicar a relação empírica de Glauber para obter o novo valor do fator de interferência axial (MANWELL *et al.*, 2010);

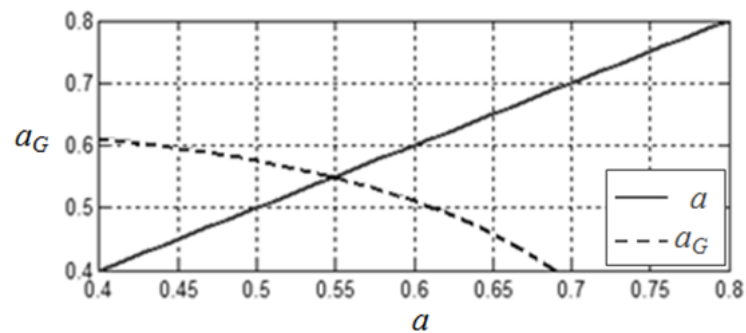
16) O processo iterativo determina o valor de C_{Tr} e a_G

$$C_{Tr} = \frac{dF_a}{\frac{1}{2}\rho c v^2 2\pi r d_r} \quad (\text{D.11})$$

$$a_G = 0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_{Tr})} \quad (D.12).$$

O processo iterativo consiste então em determinar o valor de C_{Tr} para o valor de a (maior que 0,4) e aplicar um processo iterativo até que (a) seja igual a (a_G). A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** exemplifica este processo.

Figura D.1 - Interação a_G x a ($\omega=3,14$ rad/s; $\beta=0$; $c=3,7$ m; $r=4$ m; $v=12$ m/s).



Fonte: Gonzalez (2012).

- 17) A partir do valor de a definido, então são calculadas as forças axiais resultantes, forças tangenciais resultantes e o momento tangencial resultante para cada elemento da pá, sendo depois integrada ao longo da pá, obtendo o valor final dessas forças e momentos;

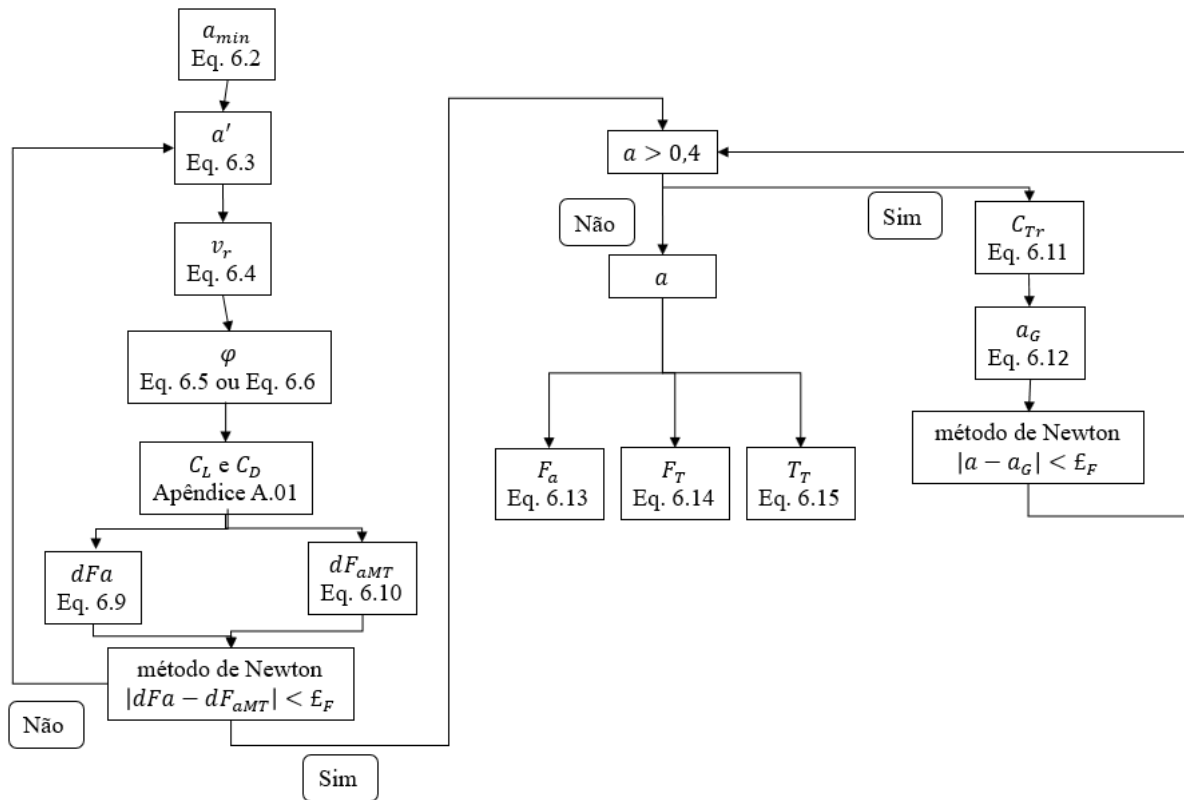
$$F_a = \int_{R_0}^R \frac{\rho \cdot c}{2} \cdot v_r^2 \cdot (C_L \cdot \cos\varphi + C_D \cdot \sin\varphi) dr \quad (D.13)$$

$$F_T = \int_{R_0}^R \frac{\rho \cdot c}{2} \cdot v_r^2 \cdot (C_L \cdot \sin\varphi + C_D \cdot \cos\varphi) dr \quad (D.14)$$

$$T_T = \int_{R_0}^R \frac{\rho \cdot c}{2} \cdot v_r^2 \cdot (C_L \cdot \sin\varphi + C_D \cdot \cos\varphi) r dr \quad (D.15)$$

A Figura D.1 apresenta um fluxograma desta metodologia.

Figura D.1 - Processo iterativo de (a).



Fonte: Elaborado pelo autor.

O Apêndice A mostra como foi desenvolvido e aplicado este método no software Matlab ®. Com esta estratégia de interação o programa torna-se mais otimizado para realizar diversas análises para diferentes tamanhos de pás de aerogeradores, sendo necessário apenas modificar parâmetros principais como:

- Velocidade do vento;
- Velocidade angular do rotor;
- Raio inicial da pá (local onde o perfil começa a sofrer influências aerodinâmicas);
- Raio total da pá;
- Distância do eixo de rotação da pá ao centro de gravidade;
- Massa da pá.