

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

**ESTUDO DAS FORÇAS ATUANTES EM MECANISMOS DE
REGULAÇÃO DE ÂNGULO DE PASSO E
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA EMULADOR DE
CARGAS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

FACUNDO ENRIQUE GONZALEZ

Florianópolis, março de 2012

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

Gonzalez, Facundo Enrique

Estudo das forças atuantes em mecanismos de regulação de ângulo de passo e desenvolvimento de um sistema emulador de cargas [dissertação] / Facundo Enrique Gonzalez ; orientador, Victor Juliano de Negri - Florianópolis, SC, 2012.

168 p. ; 21cm

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistema Hidráulicos. 3. Controle de ângulo de passo. 4. Energia Eólica. I. Negri, Victor Juliano de. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

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

**ESTUDO DAS FORÇAS ATUANTES EM MECANISMOS DE
REGULAÇÃO DE ÂNGULO DE PASSO E
DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA EMULADOR DE
CARGAS**

FACUNDO ENRIQUE GONZALEZ

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.- Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.- Presidente

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.

Prof. Arno Bollman, Dr. Ing.

**“Nuestra recompensa se encuentra en el esfuerzo y no en el resultado. Un esfuerzo total es una victoria completa”
Mahatma Gandhi**

*A meu pai Cesar e
minha mãe Gladys
(in memorian)*

AGRADECIMENTOS

Este trabalho esta dedicado a todas aquelas pessoas que me deram apoio e forças ao longo de todas as etapas do mesmo.

Em primeiro lugar quero agradecer a minha alma gêmea, minha companheira incondicional nesta aventura, Mariana o meu amor de toda a vida.

Agradeço ao meu pai Cesar que com sua humildade e carinho, soube ser para mim o meu exemplo de vida.

A Gusta, Eze, Grace e Trini, meus irmãos, minha cunhada e minha futura sobrinha que na distância sempre me deram a maior das forças.

Aos Perrino, minha outra família que sempre me deram ânimos e conselhos.

Um agradecimento especial para o professor Victor De Negri, que me aceitou como aluno, e com a sua paciência e as suas excelentes orientações este trabalho pôde ser concluído.

Aos amigos do LASHIP que me fizeram sentir “en casa” com a sua amizade e me deram um grande suporte, trocando idéias e loucuras, ao Cristiano, Matheus, Mauro, Yesid, Brisot, Victor B., Desyel, Luciano, Job, Fleisch, Pablo e Galaz, e as primeiras damas Cindy, Marcela, Thaia e Marília.

Um grande agradecimento ao Paulo pelo suporte prestado no projeto da bancada experimental.

A Turma do DAS, muitos bons amigos sempre presentes o Gaúcho Douglas, Elmer e Márcio.

Aos amigos da minha “pátria madre”, que sempre estiveram nos momentos bons e ruins, Edu, Vani, Mauro, Ale, Javi, Nancy, Beto e Fabián.

À UFSC, CAPES, FAPESC e REIVAX pelo apoio econômico aportado para a realização deste trabalho.

A todo o povo Brasileiro que me recebeu de braços abertos.

SUMÁRIO

Lista de figuras	v
Lista de tabelas	xi
Simbologia	xiii
lista de abreviaturas	xix
Resumo	xxi
Abstract	xxiii
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Objetivos e contribuições	4
1.2.1 Objetivos principais	4
1.2.2 Objetivos específicos	4
1.3 Justificativas e motivações	5
1.4 Estruturação do trabalho	5
Capítulo 2	7
Estado da Técnica em turbinas eólicas	7
2.1 Fundamentos de Turbinas Eólicas	7
2.2 Tipo de turbinas segundo a orientação do eixo	8
2.2.1 Turbinas de eixo vertical	9
2.2.2 Turbinas de eixo horizontal	10
2.3 Tipos de turbina segundo a direção do vento	11
2.4 Conversão da energia eólica	13
2.5 Estratégia clássica para a operação de turbinas de velocidade variável	19
2.6 Classificação segundo o método de regulação de potência	20
2.6.1 Regulação por variação da Área de Varredura (<i>Yaw Control</i>)	21
2.6.2 Regulação por efeito <i>stall</i>	22
2.6.3 Regulação ativa da potência - ângulo de passo e <i>stall</i> ativo	24
2.6.4 Regulação por controle passivo de ângulo de passo	27
2.7 Tipos de atuadores para regulação de ângulo de passo	28
2.7.1 Controle individual e coletivo	28
2.7.2 Sistemas eletromecânicos	29
2.7.3 Sistemas Hidráulicos	31
2.8 Topologias de Aerogeradores	34
2.8.1 Gerador de indução conectado diretamente à rede	35
2.8.2 Gerador de indução com controle de escorregamento	35
2.8.3 Gerador de Indução conectado à rede via conversor	36

2.8.4 Gerador de Indução duplamente alimentado (DFIG)	36
2.8.5 Gerador Síncrono conectado à rede via conversor de potência com excitação e sem caixa de transmissão.	37
2.8.6 Gerador Síncrono conectado à rede via conversor com ímãs permanentes (PMSG) e sem caixa de transmissão.....	37
2.8.7 Gerador síncrono conectado à rede via conversor.....	38
2.8.8 Gerador síncrono conectado diretamente à rede.....	38
2.8.9 Gerador Síncrono com transmissão hidrostática.	38
Capítulo 3.....	43
Modelagem e avaliação dos momentos atuantes.....	43
3.1 Mecanismo de atuação.....	43
3.2 Geometria da Pá.....	44
3.3 Algoritmo BEM.....	51
3.4 Momentos atuantes em um mecanismo de variação de ângulo de passo	55
3.4.1 Momento devido ao atrito nos rolamentos	55
3.4.2 Momento aerodinâmico.....	59
3.4.3 Momento devido ao próprio peso da pá	61
3.4.4 Momento de inércia centrífuga.....	63
3.4.5 Momento devido à inércia polar da pá.	67
3.5 Ajuste do Algoritmo BEM.....	67
3.6 Avaliação dos momentos atuantes no mecanismo de ângulo de passo.	76
3.6.1 Avaliação do momento devido ao atrito nos rolamentos.....	76
3.6.2 Avaliação do Momento Aerodinâmico.....	78
3.6.3 Avaliação do momento devido ao peso.....	80
3.6.4 Avaliação do momento de inércia centrífuga	81
3.6.5 Avaliação do Momento de inércia.....	81
3.6.6 Momentos resultantes no sistema de atuação	82
3.7 Implementação do cálculo das forças	84
3.8 Considerações finais	85
Capítulo 4.....	87
Bancada experimental.....	87
4.1 Sistema Hidráulico de Emulação de Forças.....	87
4.1.1 Princípio de regulação de forças	89
4.1.2 Referências das pressões conjugadas nas câmaras.	91
4.1.3 Configuração geométrica do emulador.....	95
4.2 Bancada Experimental.....	97
4.3 Circuito Hidráulico.....	99

4.3.1 Cilindro assimétrico de dupla ação	100
4.3.2 Válvula proporcional direcional	102
4.3.3 Válvula proporcional redutora de pressão	102
4.3.4 Controle das VRP's	104
4.3.5 Encoder incremental	105
4.3.6 Transmissor de pressão	106
4.4 Sistema de aquisição de dados	106
4.4.1 Filtros	108
4.5 Implementação da malha de emulação de forças	108
4.6 Considerações Finais	110
Capítulo 5	111
Resultados experimentais	111
5.1 Condições dos ensaios	111
5.2 Limitações Estruturais	111
5.3 Resposta para degrau de força com referência de posição constante	112
5.4 Resposta degrau de posição com referência de força constante	116
5.5 Considerações Finais	123
Capítulo 6	125
Conclusões	125
Referências bibliográficas	129
Apêndice A	141
A. Máquinas síncronas e assíncronas	141
A.1 Máquinas síncronas	141
A.2- Máquinas assíncronas (ou de indução)	142
Apêndice B	147
B. Coeficientes aerodinâmicos	147
Apêndice C	149
C. Determinação dos momentos de inércia	149
Apêndice D	155
D. Ajuste das superfícies por polinômios	155
Apêndice E	159
E. Modelo de Atrito	159
Apêndice F	163
F. Manifold das VRP's	163
Apêndice G	166
G. Malhas de simulação HIL	166

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1-Bancada experimental (adaptado de CHIANG <i>et al.</i> , 2010).	2
Figura 1.2 - Bancada experimental utilizada em WU <i>et al.</i> , (2011), (adaptada).....	3
Figura 2.1 - (a)VAWT rotor tipo Darrieus (HAU, 2005) - (b) HAWT de tres pás (DÍEZ, 2006).....	8
Figura 2.2 - Partes de um aerogerador(adaptado de WAGNER e MATHUR, 2009).....	11
Figura 2.3 – Tipos de turbina segunda a direção do vento incidente: (a) <i>Downwind</i> ; (b) <i>Upwind</i>	12
Figura 2.4- Velocidades e forças aerodinâmicas num elemento de pá..	13
Figura 2.5 - Forças aerodinâmicas numa turbina eólica (adaptado de HAU, 2005)	14
Figura 2.6 - Coeficientes de arrasto (C_D) e sustentação (C_L) versus o ângulo de ataque (α) (GASPARETTO, 2007).....	16
Figura 2.7 - Coeficiente de potência versus. velocidade específica (adaptada de Lei <i>et al.</i> (2006)).....	19
Figura 2.8- Estratégia básica de controle (adaptado de BIANCHI <i>et al.</i> (2005))	20
Figura 2.9 - Princípios de solução para a regulação da potência mecânica.	21
Figura 2.10 - Variação da área com o ângulo de Yaw	22
Figura 2.11-(a) Desprendimento da camada limite (adaptado de BURTON <i>et al.</i> ,2001); (b) Coeficientes de arrasto e sustentação versus o ângulo de ataque (GASPARETTO,2007)	23
Figura 2.12 - Curva de potência com controle <i>stall</i> passivo (adaptado de HAU (2005)).....	24
Figura 2.13 - Regulação por variação de ângulo de passo (adaptado de BIANCHI <i>et al.</i> (2005)): (a) forças para β aumentando (b) variação dos coeficientes em função de α	25
Figura 2.14 - Controle por <i>stall</i> Ativo (adotado de BIANCHI <i>et al.</i> ,2005): (a) forças para β diminuindo (b) variação dos coeficientes em função de α	26
Figura 2.15 - Comparação dos tipos de regulação(adaptado de BURTON <i>et al.</i> ,2001).....	26
Figura 2.16 - Regulação por controle passivo de ângulo de passo (DÍEZ, 2006)).....	27

Figura 2.17 - Mecanismo de alavancas em um controle coletivo (BURTON <i>et al.</i> , 2001)	29
Figura 2.18 - (a) partes de um atuador eletromecânico (EL-HANOUI, 2008); (b) disposição no rotor da turbina (HAU, 2005)	30
Figura 2.19 - Controle coletivo hidráulico (HAU, 2005).....	32
Figura 2.20 - Sistema de atuação individual (HAU, 2005).....	32
Figura 2.21 - (a)variação parcial (adaptado de HAU, 2005); (b)variação por flaps (DÍEZ, 2006)	33
Figura 2.22 - Matriz morfológica para turbinas eólicas de eixo horizontal e exemplo de concepção gerada a partir da mesma.	41
Figura 3.1 - Mecanismos de regulação de ângulo de passo (a)Atuador rotativo; (b)Atuador linear (adaptado de LEKOU <i>et al.</i> , 2010).....	43
Figura 3.2-Forças axiais e tangenciais infinitesimais ao longo da pá para uma condição determinada ($v=12$ m/s, $\omega=30$ rpm, $\beta=0^\circ$).....	45
Figura 3.3- Corda e ângulo de twist em um perfil	47
Figura 3.4 - Perfil NACA 63418 (BERTAGNOLIO <i>et al.</i> , 2001)	47
Figura 3.5 - Coeficientes aerodinâmicos NACA 63418, $Re=6 \times 10^6$...	48
Figura 3.6 –Curvas de C_L, C_D e Relação de coeficientes C_L/C_D NACA 63418, $Re=6 \times 10^6$	48
Figura 3.7 - Determinação da corda para $R=20$ m, $\alpha_{opt}=4^\circ$, $C_{Lopt}=0,78$, $B=3$, $\lambda=6$	50
Figura 3.8 – Determinação do ângulo de <i>twist</i> para $R=20$ m, $\alpha_{opt}=4^\circ$, $C_{Lopt}=0,78$, $B=3$, $\lambda=6$	50
Figura 3.9- Obtenção do valor do fator de interferência axial ($v=18$ m/s; $\omega=3,14$ rad/s; $\beta=0^\circ$; $c=3$ m ; $r=10$ m)	52
Figura 3.10 - Iteração Coeficiente de Glauert ($v=12$ m/s; $\omega=3,14$ rad/s; $\beta=0^\circ$; $c=3,7$ m; $r=4$ m)	53
Figura 3.11 - Algoritmo BEM.....	54
Figura 3.12- Forças atuantes no rolamento (adaptado de HARRIS <i>et al.</i> , 2009).....	57
Figura 3.13 - Ação do peso sobre a força de atrito	58
Figura 3.14 - Diagrama de blocos do momento de atrito nos rolamentos	58
Figura 3.15- Forças aerodinâmicas atuantes em uma seção de pá	59
Figura 3.16 - Força gerada pelo próprio peso da pá.....	62
Figura 3.17 - Diagrama de Blocos do momento devido ao peso da pá. 63	
Figura 3.18- Momento devido à distribuição de massa do perfil.....	64
Figura 3.19 - Momento de Inércia Centrífuga.....	65
Figura 3.20- Rotação de uma seção em torno de um ponto O	66

Figura 3.21 - Curva estática de potência versus velocidade do vento ($\omega=30$ rpm) obtidas pelo algoritmo BEM.....	70
Figura 3.22 - Curva estática de Potência versus Velocidade do vento ($\omega=30$ rpm) obtidas pelo polinômio de ajuste.....	70
Figura 3.23 -(a)Relação entre β e as velocidade do vento para manter a potência nominal. (b) Limites de validade e região de avaliação dos pontos (para $\omega=30$ rpm).....	71
Figura 3.24 – Superfície ajustada de P_T ($\omega=30$ rpm).....	72
Figura 3.25- Erros para a potência ajustada.....	73
Figura 3.26 - Superfície ajustada para F_a	73
Figura 3.27 - Superfície ajustada para F_t	74
Figura 3.28 - Superfície ajustada para T_a	74
Figura 3.29 - Superfície ajustada para T_t	75
Figura 3.30 - Superfície ajustada para T_{aero}	75
Figura 3.31 - Bloco de Aerodinâmica.....	76
Figura 3.32 - Momento T_{fR}	76
Figura 3.33 - Rolamento axial duplo (adaptado de ROTHE ERDE, 2011).....	77
Figura 3.34- (a) Variação de T_{fR} , (b) Variação de v e β (Todas as curvas correspondem a $\omega=33$ rpm).....	78
Figura 3.35 –Momento T_{aero}	79
Figura 3.36 - Movimento de <i>Nose-Down</i>	79
Figura 3.37 - Momento T_g	80
Figura 3.38 - Momento T_{Cl}	81
Figura 3.39- Superfície ($T_{aero}+T_{Cl}$).....	83
Figura 3.40 - Variação de ($T_{aero}+T_{Cl}$).....	83
Figura 3.41 - Bloco de cálculo de momentos externos.....	84
Figura 3.42 - Geração de forças de referencias.....	85
Figura 4.1 - Mecanismo de regulação de ângulo de passo (adaptado de HANSEN e KALLESØE, 2007).....	87
Figura 4.2 - Esquema HIL do sistema.....	89
Figura 4.3 - (a) DCL da haste do cilindro de controle(CC), (b)DCL da haste do cilindro de força (CF).....	90
Figura 4.4 - Relação entre a pressão na câmara B do cilindro de força e a força desejada F	94
Figura 4.5 – Trajetória das pressões conjugadas nas câmaras do Cilindro de Força.....	95
Figura 4.6 - (a) Convenção de sinais, (b) Parâmetros geométricos.....	96

Figura 4.7 - Diagrama esquemático da malha de controle de uma turbina eólica.....	97
Figura 4.8 - Configuração do sistema emulador de cargas	98
Figura 4.9- Sistema Hidráulico/Mecânico da Bancada Experimental. .	98
Figura 4.10 - Diagrama Funcional	99
Figura 4.11 - Trajetória do modelo de atrito (MACHADO, 2003).....	101
Figura 4.12 - Mapa estático da força de atrito	101
Figura 4.13 - Curva de Pressão-Tensão (BOSCH REXROTH, 2010).	103
Figura 4.14 - Curva de tensão-pressão - Câmara A para diferentes pressões de suprimento.	103
Figura 4.15 - Curva de Tensão-Pressão - Câmara B.....	104
Figura 4.16 - Controle de pressão em uma câmara	105
Figura 4.17 – Posição de 0° do Encoder.	105
Figura 4.18 - Sistema de aquisição de dados.	107
Figura 4.19 - Esquema de conexões do sistema de aquisição	109
Figura 5.1 -Resposta aos degraus de força positivos e erro de força. .	113
Figura 5.2 - Resposta do sistema de posição para uma entrada em degrau de força positiva.....	113
Figura 5.3 - Resposta ao degrau de Força positivo para um controle de posição proporcional (a) Controle de força; (b) Controle de posição	114
Figura 5.4 - Resposta aos degraus de força negativa e erro de força ..	114
Figura 5.5 - Resposta do sistema de posição para uma entrada em degrau de força negativa.....	115
Figura 5.6 - Resposta aos degraus de posição e erro de posição para força positiva constante de -10000 N	117
Figura 5.7 – Resposta do sistema de força aos degraus de posição e erro de força para força positiva constante de -10000 N.....	117
Figura 5.8 - Detalhe do erro de força	117
Figura 5.9 - Detalhe dos transientes na força de carga	118
Figura 5.10 - Pressões nas câmaras para degraus de posição e força constante (-10000 N)	119
Figura 5.11 - Resposta aos degraus de posição e erro de posição para força positiva constante de +10000 N	119
Figura 5.12 - Resposta do sistema de força aos degraus de posição e erro de força para força positiva constante de +10000 N.....	120
Figura 5.13 - Detalhe do erro de força para (+10000 N)	120
Figura 5.14 - Pressões nas câmaras para degraus de posição e força constante (+10000 N)	121

Figura 5.15 – Resposta ao degrau de posição com força constante (+10000 N).....	122
Figura 5.16 - Resposta ao degrau de posição com força constante (-10000 N).....	122
Figura A.1 - Máquina Síncrona (adaptado de SOBREVILA, 1979a). 141	
Figura A.2 - Rotor de uma máquina assíncrona com anéis.....	143
Figura A.3 - Potência Ativa versus escorregamento (adaptado de BURTON <i>et al.</i> ,2001).....	145
Figura C.1 - Rotação de uma seção em torno de um ponto O.....	149
Figura C.2 - Ângulo entre o sistema referencial e os eixos principais de inércia.....	150
Figura C.3 - Circulo de Mohr para A e A'.....	151
Figura C.4 - Curva de momentos de inércia ajustados.....	154
Figura E.1 - (a) Configuração da Bancada (b) Circuito hidráulico.	159
Figura E.2 - Modelo do coeficiente de atrito variável.....	162
Figura G.1 - Controle de posição.....	166
Figura G.2 - Controle de força.....	167
Figura G.3 - Malha de simulação via HIL.....	167

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação de turbinas eólicas segundo a potência. (Adaptado de SANTIANES <i>et al.</i> , 2008)	8
Tabela 2.2 - Topologias de Aerogeradores.	39
Tabela 3.1 - Teorias para obter a Corda e ângulo de <i>twist</i> ótimos.	49
Tabela 3.2 – Diversas velocidades de atuação dos sistema de regulação de ângulo de passo.	55
Tabela 3.3 - Coeficiente de atrito no rolamento segundo o tipo.	56
Tabela 3.4- Parâmetros de avaliados com o algoritmo BEM.	68
Tabela 3.5 - Valores do momento devido ao Atrito.	77
Tabela 3.6 - Valores do Momento Aerodinâmico.	79
Tabela 3.7 - Valores do Momento devido à gravidade.	80
Tabela 3.8 - Valores máximos para T_{CI}	81
Tabela 3.9 - Valores de T_p máximos para a região de trabalho.	84
Tabela 4.1 – Parâmetros geométricos	96
Tabela 4.2 - Especificação dos componentes.	100
Tabela 4.3 - Parâmetros do modelo de atrito.	102
Tabela 4.4 - Equações dos transmissores	106
Tabela 4.5- Especificações do PC.	107
Tabela 4.6 - Frequências de corte nos filtros de medição.	108
Tabela 5.1 - Ganhos dos controladores.	111
Tabela 5.2 - Valores ensaio de degraus de força positivos com posição constante.	113
Tabela 5.3 – Valores do ensaio de degraus de força negativos com posição constante.	115
Tabela 5.4 - Valores do ensaio com degraus de posição e força constante (-10000 N).	118
Tabela 5.5 - Valores do ensaio com degraus de posição e força constante (+10000 N).	121
Tabela 5.6 Valores do ensaio com degraus de posição e força constante para ganho proporcional.	122
Tabela B.1 - Coeficientes aerodinâmicos C_L , C_D e C_M	147
Os pontos utilizados para a determinação e a sua verificação gráfica são apresentados a continuação na Tabela C.1 e na Figura C.4	153
Tabela C.1 - Dados para momentos de Inercia.	153
Tabela D.2- Coeficientes de F_a	155
Tabela D.1 - Coeficientes de P_T	155
Tabela D.4 – Coeficientes de T_a	156

Tabela D.3 - Coeficientes de F_t	156
Tabela E.1 - Valores para o mapa estático de atrito.....	160
Tabela E.2 - Equações do coeficiente de atrito variável.	161

SIMBOLOGIA
ALFABETO GREGO

α	Ângulo de ataque	[rad]
β	Ângulo de passo	[rad]
β_0	Ângulo de twist da seção	[rad]
ε_a	Tolerância numérica na iteração para $a > 0,4$	[N]
ε_F	Tolerância numérica na iteração $a < 0,4$	[1]
φ_g	Ângulo entre tensão e corrente da máquina	[rad]
$\theta_{p,F}$	Ângulo entre a haste e L_p ou L_F	[rad]
κ	Ângulo entre a força aerodinâmica resultante na seção e o plano de rotação	[rad]
λ	Velocidade específica	[1]
λ_r	Velocidade específica local	[1]
μ	Relação entre raio local e o raio total da pá	[1]
μ_r	Coefficiente de atrito no rolamento	[1]
ρ	Massa específica do ar	[kg/m ³]
$\rho_{pá}$	Massa específica da pá	[m]
σ_P	Fator de correção de Prandtl	[1]
$\tau_{p,F}$	Ângulo inicial do sistema de controle de posição ou controle de força	[rad]
\mathcal{U}	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ϕ	Ângulo total até o plano de rotação	[rad]
ϕ_M	Fluxo magnético	[Wb]
ω	Velocidade angular do rotor	[rad/s]
ω_g	Velocidade angular do rotor da máquina elétrica	[rpm]

ω_s	Velocidade de sincronismo	[rpm]
------------	---------------------------	-------

ALFABETO LATINO

a	Fator de interferência axial	[1]
a'	Fator de interferência rotacional	[1]
a_G	Fator de interferência axial de Glauert	[1]
$A_{A,B}^{CC,CF}$	Área A ou B do cilindro de controle ou cilindro de força	[m ²]
$Alavanca^{CC,CL}$	Braço de alavanca do cilindro de controle ou cilindro de força	[m]
B	Número de pás	[1]
C	Corda	[m]
C_D	Coefficiente de Arrasto	[1]
C_L	Coefficiente de Sustentação	[1]
C_M	Coefficiente de Momento	[1]
C_P	Coefficiente de potência	[1]
C_{Tr}	Coefficiente de Glauert	[1]
D_{mR}	Diâmetro médio do rolamento	[m]
dF_a	Força axial infinitesimal	[N]
dF_{aMT}	Força axial infinitesimal proveniente do MT	[N]
$dF_{CA,B}$	Força centrífuga infinitesimal no ponto A ou B	[N]
$dF_{CIA,B}$	Componente tangencial da força centrífuga infinitesimal em A ou B	[N]
dF_D	Força de arrasto infinitesimal	[N]
dF_L	Força de sustentação infinitesimal	[N]
dF_R	Força aerodinâmica resultante infinitesimal	[N]

dF_t	Força tangencial infinitesimal	[N]
$dT_{aero}^{A,Z}$	Momento Aerodinâmico infinitesimal no ponto A ou Z	[Nm]
dT_{Cl}^A	Momento devido à inércia centrífuga no ponto A	[Nm]
dT_{Cl}^S	Momento devido à inércia centrífuga na seção S	[Nm]
f	Frequência da rede elétrica	[Hz]
F_{aR}	Força axial atuante no rolamento	[N]
F_{at}	Força de atrito	[N]
$F_{at}^{CC,CF}$	Força de atrito no cilindro de controle ou cilindro de força	[N]
F_p	Força hidráulica	[N]
F_{rR}	Força radial no rolamento	[N]
$F_{sp,sn}$	Força de atrito estático no sentido positivo ou negativo	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
I	Inércia polar da pá	[kgm ²]
I_g	Corrente na máquina	[A]
$I_{max,min}^S$	Momento de inércia máximo ou mínimo da seção S	[m ⁴]
I_p^S	Momento de inércia centrífuga na seção S	[m ⁴]
$I_{x,z}^S$	Momento de inércia em relação ao eixo x ou z da seção S	[m ⁴]
k_I	Ganho integral	[1]
k_p	Ganho proporcional	[1]
$L_{p,F}$	Distância entre o eixo de rotação da pá e a articulação do cilindro de controle ou força	[m]
L_{pF}	Distância entre as articulações do cilindro de controle e o cilindro de força	[m]
m	Massa da pá	[kg]

M	Massa do total do sistema hidráulico	
M_C	Massa da haste do cilindro	
M_k	Momento atuante no rolamento	[Nm]
$P_{A,B}^{CC,CF}$	Pressão na câmara A ou B do cilindro de controle ou cilindro de força	[Pa]
P	Número de pólos	[1]
P^{CC}	Alavanca do mecanismo para o CC	[m]
P^{CF}	Alavanca do mecanismo para o CF	[m]
P_g	Potencia da máquina	[W]
P_T	Potência mecânica no rotor da turbina	[W]
r	Raio local da pá	[rad]
r_{cg}	Distância entre o centro de massa e o eixo de rotação longitudinal da pá.	[m]
$r_{p,F}$	Braço de alavanca do cilindro de controle ou cilindro de força	[m]
R	Raio da pá	[m]
R_0	Raio inicial da pá	[m]
Re	Número de Reynolds	[1]
s	Escorregamento	[1]
S	Seção S	[m ²]
SS	Sobre-sinal	[%]
t_r	Tempo de subida	[s]
t_s	Tempo de acomodação	[s]
$T_{aero}^{A,Z}$	Momento Aerodinâmico em A ou Z	[Nm]
T_{at}	Momento gerado pelo atrito no atuador	[Nm]
T_C	Momento de carregamento	[Nm]
T_{CI}	Momento devido à inércia centrífuga	[Nm]

T_{fR}	Momento devido ao atrito nos rolamentos	[Nm]
T_g	Momento devido ao peso da pá	[Nm]
T_{gt}	Momento instantâneo devido ao peso da pá	[Nm]
T_p	Momento gerado pelo cilindro de controle	[Nm]
T_t	Momento tangencial	[Nm]
U_g	Tensão em bornes da máquina	[V]
V	Velocidade do vento	[m/s]
V_r	Velocidade do vento relativa	[m/s]
v_t	Velocidade tangencial da pá	[m/s]
W	Peso da pá	[N]
\ddot{x}	Aceleração do sistema hidráulico	[m/s ²]
$\dot{x}_{0p,0n}$	Velocidade “stick” no sentido positivo ou negativo	[m/s]
$\dot{x}_{lim p,lim n}$	Velocidade limite no sentido positivo ou negativo	[m/s]
y_{cg}	Distância entre o eixo de rotação da turbina e o centro de gravidade da pá.	[m]

LISTA DE ABREVIATURAS

BEM	<i>Blade Element Momentum</i>
BET	<i>Blade Element Theory</i>
CAD	<i>Computer-aided design</i>
CC	Cilindro de Controle
CF	Cilindro de Força
DCL	Diagrama de Corpo Livre
DFIG	<i>Double Fed Inductor Generator</i>
HAWT	<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i>
HIL	<i>Hardware in the loop</i>
MT	<i>Momentum Theory</i>
PC	<i>Personal Computer</i>
PMSG	<i>Permanent Magnet Synchronous Generator</i>
PWM-IGBT	<i>Pulse Width Modulated – Insulated Gate Bipolar Transistor</i>
VAWT	<i>Vertical Axis Wind Turbine</i>
VPD	Válvula Proporcional Direcional
VRP	Válvula Redutora de Pressão

RESUMO

Esta dissertação apresenta um estudo dos esforços a que são submetidos os sistemas de variação do ângulo de passo em turbinas eólicas e o desenvolvimento de um sistema experimental de emulação de forças para teste de sistemas de controle do ângulo de passo. Na busca de uma maior e mais eficiente extração da energia do vento, as turbinas eólicas experimentam um crescente desenvolvimento em todas as áreas tecnológicas envolvidas no seu projeto e construção. Com o aumento da potência das turbinas, o aumento na eficiência da conversão do recurso eólico para fonte de energia elétrica mostra-se como um dos requisitos de projeto mais importantes. É neste cenário que o papel dos sistemas de orientação de ângulo de passo e a complexidade das estratégias de controle vêm mostrando um considerável crescimento nos últimos anos. No controle de turbinas eólicas de eixo horizontal, a variação de ângulo de passo permite maximizar a captura de energia, reduzir as cargas dinâmicas na estrutura da turbina e manter a qualidade da potência gerada dentro dos padrões exigidos. Atuadores dos tipos eletromecânicos e hidráulicos são os comumente encontrados na indústria eólica, porém, independentemente do tipo de atuador, o estudo e reprodução de condições de operação representa um desafio para o seu desenvolvimento teórico-experimental devido a fatores como a característica dinâmica do vento incidente, as grandes massas a serem movimentadas e os esforços não lineares decorrentes da aerodinâmica das pás. Neste contexto, apresenta-se neste trabalho a determinação dos esforços de carregamento e a aplicação da técnica de simulação via *hardware in the loop* (HIL) para a análise de sistemas e estratégias de controle de ângulo de passo. No sistema experimental as forças de atrito, as forças devido aos efeitos inerciais e as forças dinâmicas decorrentes do vento são determinadas analiticamente e depois emuladas pelo sistema de carregamento. Este sistema emulador consiste em um cilindro hidráulico cujas pressões nas câmaras são controladas por válvulas proporcionais redutoras de pressão. Este trabalho pretende contribuir na área de projeto de sistemas de controle para turbinas eólicas, proporcionando informações e métodos para estimar requisitos de operação dos elementos de atuação para regulação do ângulo de passo. Além disto, proporciona uma ferramenta para o trabalho experimental na área de controle e operação de turbinas eólicas e sistemas hidráulicos. **Palavras chave: mecanismos de regulação de ângulo de passo, sistemas hidráulicos, emulador de forças.**

ABSTRACT

This master's thesis presents the study of the forces submitted to pitch control systems of wind turbines as well as the development of an experimental load emulator system to test pitch control systems. Looking for a larger and more efficient wind energy capture, wind turbines experience a growing development in all the technological areas involved in their design and construction. With the increasing power of the turbines, the optimization of the conversion of the wind resource into a source of electric energy is presented as one of the most important design requirements. It is in this scenery that the role of the pitch drive systems and the complexity of the pitch control strategies has shown a considerable growth in the last years. In the control of horizontal axis wind turbines, the pitch angle variation makes possible to optimize the energy capture, to reduce the dynamic loads in the turbine structure, and to maintain the quality of the generated power according to the standard requirements. Electromechanic and hydraulic actuators are commonly found in the wind industry, however, independently of the kind of actuator, the study and the reproduction of operational conditions represent a challenge for its theoretical and experimental development due to factors like the dynamic characteristic of the incident wind, the big masses to be moved and the non linear forces of the aerodynamics of the blades. In this context, the determination of loading forces and the application of the hardware in the loop simulation technique (HIL) are presented in this study for the analysis of the pitch control systems and strategies. In the experimental system, the friction forces, the forces due to the inertial effects and the dynamic forces of the wind are analytically determined and then emulated by the loading system. This emulator system consists of a hydraulic cylinder and its pressures in the chambers are controlled by proportional pressure reducing valves. This study pretends to contribute to the area of the design of pitch control systems of wind turbines, providing information and methods to estimate operational requirements of the actuating elements for the regulation of pitch control. Moreover, the study provides a tool for the experimental works in the area of control and operation of wind turbines and hydraulic systems.

Key words: pitch control mechanisms, hydraulic systems, force emulator.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Nos últimos anos vem sendo observado um grande crescimento em todas as áreas relacionadas com a concepção e construção de turbinas eólicas, onde a maior eficiência na conversão da energia cinética dos ventos em energia elétrica tornou-se uma das questões mais importantes. Este aspecto é de extrema importância sobretudo nas grandes unidades fornecedoras, onde um aumento na eficiência pode resultar em uma quantidade substancial de energia fornecida.

É neste cenário que o desenvolvimento de estratégias para controle de potência aparece como uma das áreas de pesquisa onde maiores avanços são encontrados.

Nas turbinas eólicas de eixo horizontal, um dos métodos de regular a potência é variando o ângulo de passo da turbina, por sua vez, esta variação pode ter outros objetivos como os de maximizar a captura de energia, reduzir as cargas dinâmicas na estrutura da turbina ou manter a qualidade da potência gerada dentro dos padrões requeridos (BURTON *et al.*, 2001). Percebe-se pelas funções que deve realizar o sistema de regulação do ângulo de passo, que o projeto do mesmo deve ser cuidadosamente detalhado com a maior quantidade de informação disponível.

Entre os requisitos de projeto dos sistemas de regulação de ângulo de passo, as forças as quais os atuadores são submetidos representam uma das entradas mais importantes do projeto, porém pela sua natureza, estas forças não são de fácil obtenção.

Dentre os trabalhos encontrados na literatura que estudam a determinação destas forças, podem ser citados os trabalhos de Bossanyi e Jamieson (1999), onde é mostrada a influência de diversos fatores como o atrito nos rolamentos e a flexibilidade da pá. Yao *et al.* (2006) apresentam uma proposta de projeto para sistemas de regulação de ângulo de passo com ênfase na geometria da pá. Xin e Jing (2008) realizam a modelagem de um sistema de posicionamento do tipo hidráulico considerando uma força constante. Em Hansen e Kallesøe (2007) é analisada a influência da elasticidade de um sistema hidráulico em toda a dinâmica estrutural da turbina utilizando a técnica de elementos finitos. Dai *et*

al. (2010) analisam as forças devido aos efeitos aerodinâmicos e a deformação da pá. Nestes trabalhos os resultados são obtidos por meio de modelos matemáticos ou por medições em campo.

O trabalho experimental para avaliação dos sistemas de regulação de potência por ângulo de passo possui algumas características que dificultam a sua execução, como as grandes massas a serem movimentadas, as elevadas magnitudes de força as quais devem ser reproduzidas e a dinâmica destas forças que depende de fontes variáveis como a velocidade angular e a velocidade do vento.

Entre os trabalhos que realizam testes experimentais nos mecanismos de regulação de ângulo de passo da turbina, tem-se o trabalho de Chiang *et al.* (2010) onde é utilizada uma análise de *hardware in the loop (HIL)* para avaliar um sistema hidráulico de posicionamento sem válvulas direcionais. O controle dos cilindros é realizado atuando diretamente sobre a rotação da bomba hidráulica. A bancada desenvolvida neste trabalho é apresentada na Figura 1.1, onde é possível identificar a configuração do sistema experimental. Neste sistema o efeito da inércia da pá é reproduzido por uma serie massas distribuídas ao redor do eixo de rotação da pá, e as forças geradas pelo vento sobre a pá, são emuladas pelos cilindros de perturbação.



Figura 1.1-Bancada experimental (adaptado de CHIANG *et al.*, 2010)

No trabalho de Caselitz *et al.* (2006) realiza-se um estudo de estratégias de controle para atuadores do tipo eletromecânicos rotativos, com

uma bancada de testes baseada em um *HIL*. Por sua vez, no trabalho de Wu *et al.* (2011) são avaliadas ferramentas para o diagnóstico de falhas em sistemas de regulação de ângulo de passo do tipo hidráulicos por meio de uma bancada onde é aplicado um fator de escala de 1000:1 para os valores de força de uma turbina de 1,5 MW. Um esquema da bancada é apresentado na Figura 1.2, nela é possível identificar os principais componentes da bancada experimental. Entre estes componentes tem-se o cilindro de controle o qual são reproduzidos diferentes parâmetros de trabalho, como as forças externas atuantes, emuladas neste caso pelo cilindro de força, também é possível identificar os componentes que representam os vazamentos externos e internos. Todo o sistema é controlado por meio de placas de aquisição e controle gerenciadas desde um computador.

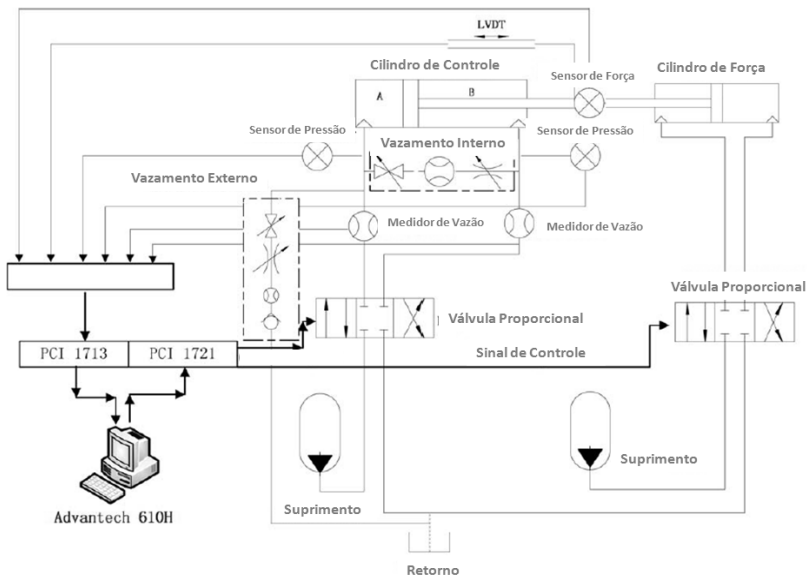


Figura 1.2 - Bancada experimental utilizada em WU *et al.*, (2011), (adaptada).

Com esta configuração é possível então submeter ao cilindro o qual quer ser estudado a diversas condições de funcionamento, sempre dentro de uma escala factível de ser reproduzida em laboratórios de pequeno e mediano porte.

1.2 Objetivos e contribuições

1.2.1 Objetivos principais

Esta dissertação tem dois objetivos principais, o primeiro deles é determinar os esforços aos que são submetidos os mecanismos de regulação de ângulo de passo com o intuito de auxiliar no projeto sistemas de controle de ângulo de passo. O segundo objetivo é desenvolver uma bancada experimental para emular os esforços determinados.

1.2.2 Objetivos específicos

Para lograr os objetivos gerais propostos, deverão ser alcançados os seguintes objetivos específicos:

- Realizar o projeto informacional apresentando o estado da técnica em sistemas de regulação de potência para turbinas eólicas segundo as diferentes classificações encontradas na literatura, assim como as principais características e aplicações de cada tipo de sistema de regulação;
- Identificar e determinar os diferentes momentos que atuam nos mecanismos de regulação de ângulo de passo. Partindo da determinação da geometria da pá, analisar a influência dos principais momentos aos que são submetidos os mecanismos de regulação de ângulo de passo. Este processo serve para identificar condições limites de funcionamento dos sistemas de regulação de ângulo de passo as quais serão utilizadas para o projeto da bancada experimental;
- Desenvolver e fabricar uma bancada experimental para realizar a emulação das forças atuantes no mecanismo de regulação de ângulo de passo. Com o desenvolvimento da bancada de testes pretende-se contribuir no campo da pesquisa experimental para futuras pesquisas na área de aplicação de novas teorias de controle, assim como no teste de novas tecnologias para sistemas de posicionamento.

1.3 Justificativas e motivações

As empresas fornecedoras de tecnologia para os sistemas de geração de energia a partir de fontes alternativas procuram melhorar sua competitividade frente às outras formas de energia convencionais. Este fato, junto com o interesse dos governos de ampliar a porcentagem na matriz energética, por meio de energias renováveis, faz com que apareçam grandes oportunidades no desenvolvimento de tecnologias para o eficiente aproveitamento dos recursos.

Neste cenário percebe-se a necessidade de projetar sistemas de controle eficientes a um preço competitivo. Isto poderá ser feito desde que os requisitos de projeto adequados sejam definidos. Por este motivo o presente trabalho define alguns destes requisitos e os analisa em profundidade.

Por sua vez, com a limitação da implementação experimental dos produtos desenvolvidos, torna necessário possuir um sistema experimental para teste de produtos em laboratório, sendo esta uma ferramenta de grande ajuda para o estudo de sistemas de regulação de ângulo de passo.

Por último, ressalta-se que este trabalho esteve inserido em dois projetos de pesquisa, um deles foi financiado pela FAPESC e intitulado “Soluções inovadoras na regulação de potência de turbinas eólicas alinhadas a um mapeamento tecnológico para o setor da geração de energia elétrica”. O segundo projeto de pesquisa denominado “Dispositivos de Controle para usinas eólicas” está inserido no projeto Reivax/ Finep Subvenção.

1.4 Estruturação do trabalho

Esta dissertação está estruturada da seguinte maneira:

No Capítulo 2 apresenta-se o estado da arte de turbinas eólicas no qual se mostram as diferentes soluções de regulação e as suas principais características de funcionamento.

No Capítulo 3 realiza-se a determinação e avaliação dos momentos atuantes no mecanismo de regulação de ângulo de passo, partindo da modelagem da pá e analisando as fontes de carregamento para o sistema. No final do capítulo são analisadas os momentos atuantes para as diferentes condições de funcionamento da turbina.

O Capítulo 4 apresenta a estratégia de emulação das forças determinadas no Capítulo 3. Além disto, o sistema experimental e os seus componentes também são descritos.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados do sistema emulador para diferentes condições e são discutidas as características operacionais do mesmo.

Finalmente, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho realizado e as sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

ESTADO DA TÉCNICA EM TURBINAS EÓLICAS

Neste capítulo serão introduzidos os conceitos fundamentais sobre o funcionamento das turbinas eólicas e os fenômenos físicos envolvidos no seu funcionamento. Diversas topologias de aerogeradores serão vistas e, por fim, analisar-se-ão os diferentes métodos utilizados para regulação de ângulo de passo em turbinas eólicas.

2.1 Fundamentos de Turbinas Eólicas

O vento é constituído por partículas de ar em movimento, podendo ser em regime laminar ou em regime turbulento. O regime turbulento representa o mais típico escoamento de ar, no qual as partículas experimentam flutuações de velocidade em torno de um valor médio. Quando o escoamento de ar acha um obstáculo, o movimento das partículas é perturbado e faz-se irregular para certa distância do mesmo, criando zonas de diferentes pressões e decorrentes forças atuantes sobre o dito obstáculo (DÍEZ, 2006).

Estas forças quando aproveitadas de maneira conveniente têm a capacidade de transmitir a energia cinética contida no vento para alguma outra forma de energia. As máquinas que aproveitam esta energia, convertendo a energia cinética do vento incidente em energia mecânica são as turbinas eólicas, as quais conectadas por meios de um eixo para um gerador elétrico são chamadas de aerogeradores (CUSTÓDIO, 2009).

Segundo a norma IEC 61400-01 (IEC 2005) as turbinas eólicas podem ser enquadradas em classes as quais dependem das propriedades do vento na região do local onde são instaladas. Para padronizar a nomenclatura este trabalho adota a classificação de Santianes *et al.* (2008) o qual baseando-se em premissas da norma IEC, divide as turbinas em grupos segundo a sua potência nominal como é apresentada na Tabela 2.1

Tabela 2.1 - Classificação de turbinas eólicas segundo a potência.
(Adaptado de SANTIANES *et al.*, 2008)

Denominação	kW	Utilização
Muito Baixa	< 1	Embarcações, sistemas de comunicação, iluminação, etc.
	1-10	Fazendas, casas isoladas, bombas de água, etc.
Baixa	10-100	Pequenas comunidades, tratamentos de água, etc.
Média	100-1000	Parques eólicos (terreno complexo)
Alta	1000-10000	Parques eólicos (terrenos lisos, <i>offshore</i>)
Muito Alta	>10000	Em fase de pesquisa e desenvolvimento, requer novos projetos e materiais não convencionais.

2.2 Tipo de turbinas segundo a orientação do eixo.

A partir da orientação do eixo da turbina, duas classes de turbinas são identificadas as de Eixo Vertical (VAWT) mostradas na Figura 2.1a e as turbinas de Eixo Horizontal (HAWT) mostradas na Figura 2.1b.



Figura 2.1 - (a)VAWT rotor tipo Darrieus (HAU, 2005) - (b) HAWT de tres pás (DÍEZ, 2006).

2.2.1 Turbinas de eixo vertical

Nos primeiros modelos de turbinas deste tipo, o princípio de funcionamento aproveitava as forças de arrasto, decorrentes do vento incidente, estas eram as turbinas de rotor Savonius. Logo apareceram as turbinas de rotor Darrieus as quais aproveitam as forças de sustentação que aparecem nas pás pelo vento circundante ao perfil (DÍEZ, 2006).

As turbinas de eixo vertical mostram-se como uma alternativa atraente para projetos a pequena escala, já que devido ao seu princípio de funcionamento não precisam de sistemas de orientação. Além disto, a possibilidade de alocar os equipamentos como gerador elétrico, caixa multiplicadora e sistemas de freios, tudo ao nível do solo, representa uma vantagem frente as turbinas de eixo horizontal. Outro ponto interessante é o fato de trabalhar com uma velocidade tangencial menor que uma turbina de eixo horizontal, de modo que o impacto auditivo é muito menor, viabilizando a sua utilização em áreas residenciais (RIEGLER, 2003). Porém, em projetos de potências maiores, as VAWT's mostram-se menos viáveis, já que algumas vantagens em sistemas de potências baixas passam a ser desvantagens para sistemas de maior porte. Por exemplo, o fato de não poder controlar a potência gerada faz com que o sistema elétrico esteja sujeito às variações no funcionamento da turbina.

Trabalhar com uma velocidade tangencial menor, também passa a ser uma desvantagem na hora de pensar em caixas multiplicadoras maiores para acoplar a rotação da turbina com a rotação do gerador. Consequentemente, a manutenção do gerador pode ser um ponto desfavorável frente ao trabalho com geradores de potências baixas, já que para a manutenção em grandes turbinas pode ser necessária a extração do rotor inteiro para as operações de manutenção. Outra desvantagem é que ao nível do solo o vento não desenvolve uma velocidade tão considerável como em um ponto mais elevado, com o que o rotor da turbina experimenta um gradiente de velocidades ao longo de todo seu comprimento devido a camada limite do terreno. Devido a sua baixa velocidade específica para um ponto de operação ótimo faz com que o arranque da mesma precise de um dispositivo auxiliar, não conseguindo girar para baixas velocidades de vento devido a que o ângulo de ataque tem um valor muito reduzido sem a componente da velocidade tangencial, com o que as forças aerodinâmicas não são suficientes para gerar um torque de arranque (HAU, 2005). Por último uma das desvantagens mais importantes é a apresentada em Dörner (1975) onde mostra que com a

mesma quantidade de material constrói-se uma turbina de duas pás de eixo horizontal com uma potência 15 vezes maior que uma turbina do tipo rotor Darrieus (que é a mais eficiente dos tipos de VAWT's). Este fato está diretamente ligado com a principal desvantagem que tem este tipo de turbina que é o seu baixo coeficiente de potência (C_p) o qual faz com que o aproveitamento da energia do vento seja reduzido notavelmente como será apresentado na Seção 2.4 (BURTON *et al.*, 2001; HAU, 2005).

2.2.2 Turbinas de eixo horizontal

Esta categoria representa o tipo dominante de turbina eólica no mundo. Segundo Hau (2005), são três as principais razões que explicam a preferência por este tipo de turbina, as quais são apresentadas a seguir:

- Neste tipo de turbina, velocidade e potência podem ser controladas ativamente por meio de dispositivos mecânicos regulando o ângulo da pá sob seu eixo longitudinal¹. Além de regular a velocidade e potência, este tipo de controle permite limitar o giro da turbina frente a velocidades do vento extremas. Os métodos de controle ativo também visam aliviar as cargas dinâmicas sob as pás das turbinas especialmente em turbinas de potência media-alta (KANEV *et al.*, 2009; BOSSANYI, 2003; GEYLER *et al.*, 2007).
- A forma da pá pode ser otimizada aerodinamicamente para atingir a máxima eficiência com uma determinada condição de operação, junto com um tipo de controle ativo a turbina eólica encontra uma ampla capacidade de trabalhar eficientemente, em diferentes pontos de operação.
- Este tipo de turbina apresenta um desenvolvimento tecnológico maior frente às de eixo vertical, o que acaba sendo um ponto decisivo na escolha do tipo de turbina.

Tendo como premissa estes pontos mencionados, neste trabalho só serão abordados os estudos correspondentes a este tipo de turbina.

As principais partes de uma turbina de eixo horizontal são apresentadas na Figura 2.2.

¹ Este tipo de controle será desenvolvido em seções posteriores.

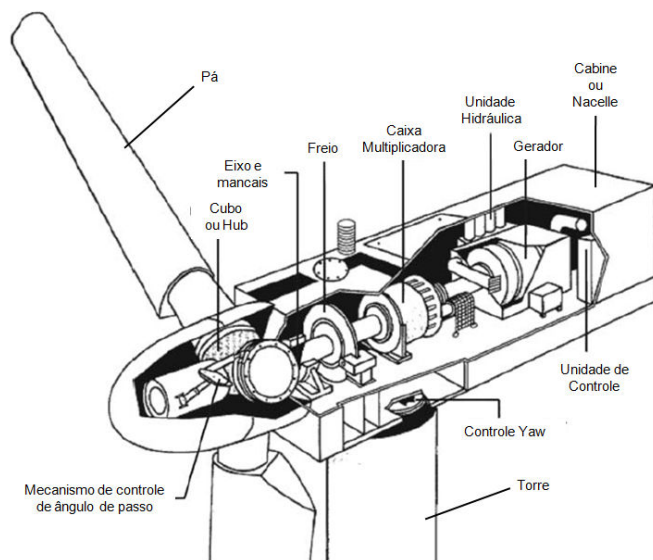


Figura 2.2 - Partes de um aerogerador(adaptado de WAGNER e MATHUR, 2009).

2.3 Tipos de turbina segundo a direção do vento

Segundo a direção na qual o vento incide na área de varredura da turbina, estas são classificadas nos tipos *downwind* e *upwind*.

Os Aerogeradores do tipo *downwind* (Figura 2.3a) apresentam a vantagem de não precisarem de um sistema de orientação devido a sua forma construtiva. Este tipo de turbinas tem a possibilidade de se orientar passivamente frente ao vento incidente. No entanto, segundo (WAGNER e MATHUR, 2009) para conseguir atingir o ponto de máxima eficiência da turbina precisa-se de sistema ativo de controle de yaw^2 . Este controle faz-se necessário devido a que a orientação passiva ocorre com uma dinâmica lenta, podendo derivar em cargas estruturais elevadas causadas pelo desbalanceamento das forças do vento e aos

² Este é o ângulo entre a direção normal da área de varredura e a direção do vento incidente. No português recebe o nome de ângulo de guinada, neste trabalho por conveniência será mantida a nomenclatura em inglês.

momentos giroscópios. Uma vantagem considerável é o grau de flexibilidade estrutural dos componentes, derivando em um menor custo de componentes.

A principal desvantagem das turbinas do tipo *downwind* é a constante sombra eólica produzida pela torre, a qual deriva em cargas periódicas transmitidas como variações da potência no eixo do rotor. Este efeito é inadmissível para geradores de potências superiores a média, já que a variação nas cargas sobre as pás deriva em um efeito de fadiga considerável.

Nos aerogeradores do tipo *upwind* (Figura 2.3b) o vento incide primeiramente sob a área de varredura do rotor e posteriormente atravessa a cabine. Apresenta como principal vantagem a redução do efeito de sombra eólica causado pela torre, quando comparado com o tipo *downwind*. Este tipo de aerogerador precisa de um sistema de orientação de ângulo de *yaw*. Além disto, as pás da turbina também precisam ter uma resistência adicional devido a que a deformação causada pela flexão na pá pode ocasionar em uma colisão contra a própria torre.

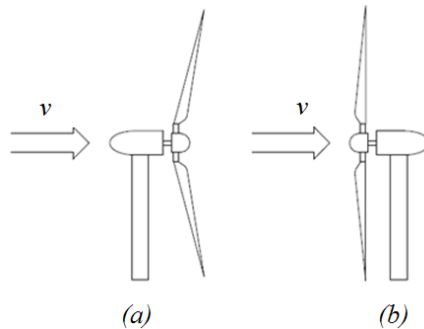


Figura 2.3 – Tipos de turbina segundo a direção do vento incidente: (a) *Downwind*; (b) *Upwind*.

Partindo das principais vantagens e desvantagens descritas, a maioria das turbinas eólicas com potências superiores à potência média para geração de energia elétrica são encontradas do tipo *upwind* (BURTON *et al.*, 2001)

2.4 Conversão da energia eólica

Para entender os mecanismos de regulação de potência em turbinas eólicas apresenta-se a seguir a teoria aerodinâmica que explica a conversão da energia cinética do vento em energia mecânica no eixo do rotor.

A potência mecânica que a turbina é capaz de transmitir para ser aproveitada no gerador elétrico é definida por:

$$P_T = \omega T_t \tag{2.1}$$

onde P_T é a potência aproveitada do vento incidente, ω é a velocidade angular da turbina e T_t é o momento tangencial produzido pelo vento.

Para a determinação de T_t é usada a teoria do elemento de pá cujas siglas em inglês são BET (*Blade Element Theory*) as quais serão mantidas neste texto por conveniência. Esta teoria é baseada na análise das forças aerodinâmicas aplicadas a uma seção transversal da pá de espessura infinitesimal.

Primeiramente se analisam as velocidades que atuam localmente em cada elemento, conforme mostrado na Figura 2.4.

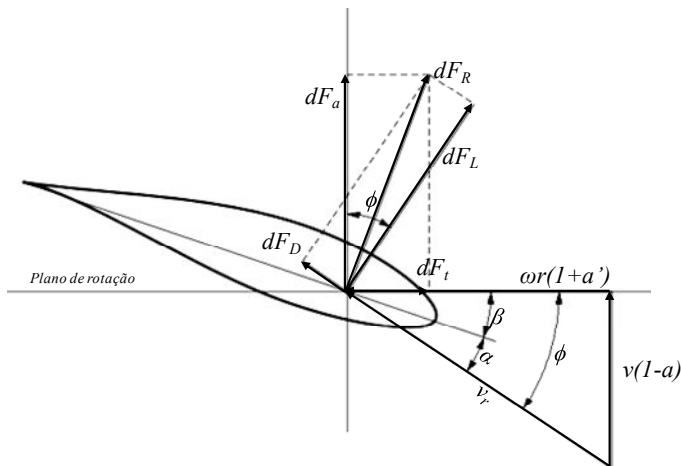


Figura 2.4- Velocidades e forças aerodinâmicas num elemento de pá.

Este elemento representa uma seção de espessura infinitesimal na pá da turbina e pode ser identificado na turbina eólica a partir da Figura 2.5.

Segundo Burton *et al.* (2001), no elemento considerado a uma distância r do eixo de rotação do rotor da turbina tem-se uma velocidade relativa do vento (v_r). Esta velocidade é uma combinação da velocidade incidente do vento (v) e a velocidade tangencial ($v_t = \omega r$).

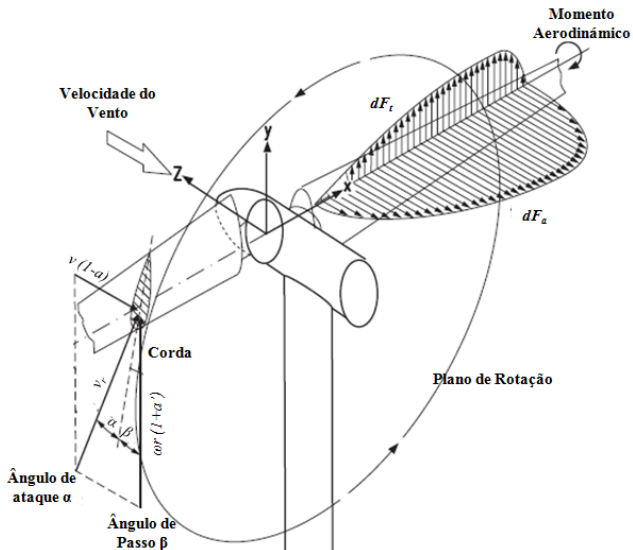


Figura 2.5 - Forças aerodinâmicas numa turbina eólica (adaptado de HAU, 2005).

A velocidade do vento (v) é afetada pelo fator $1-a$, onde a é o fator de interferência de escoamento axial, e representa a redução de velocidade pelo aumento da pressão na região do disco de atuação.

Por sua vez, a velocidade tangencial (ωr) 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 adquire uma componente tangencial por causa da redução de pressão na saída do plano de rotação.

A composição vetorial para determinar v_r e expressa como:

$$v_r = \sqrt{v^2(1-a)^2 + \omega^2 r^2(1+a')^2} \quad (2.2)$$

$$v_r = v \sqrt{(1-a)^2 + \left(\frac{\omega r}{v} (1+a') \right)^2} \quad (2.3)$$

Esta velocidade relativa possui uma direção a um ângulo ϕ do plano de rotação, o qual fica definido a partir de:

$$\text{sen } \phi = \frac{v(1-a)}{v_r} \quad (2.4)$$

ou

$$\text{cos } \phi = \frac{\omega r(1+a')}{v_r} \quad (2.5)$$

Também pode-se definir na Equação (2.3) o termo:

$$\lambda_r = \frac{\omega \cdot r}{v} \quad (2.6)$$

que representa a velocidade específica na seção considerada.

Em termos gerais, esta velocidade, quando calculada para o comprimento da pá (R), é definida como a velocidade específica da turbina (λ) que é a relação entre a velocidade tangencial na ponta da pá e a velocidade do vento (v). Este valor, junto com o ângulo de passo (β), determinam a condição de operação nas turbinas com métodos de regulação ativos (BIANCHI *et al.*,2006), como será apresentado na seguinte seção.

Na seção de pá apresentada na Figura 2.4, o escoamento de ar gera uma diferença de pressão que resulta nas forças infinitesimais de arrasto (dF_D) (do inglês *Drag*), na direção do escoamento, e sustentação (dF_L) (do inglês *Lift*), perpendicular ao escoamento, as quais ficam definidas como funções da velocidade relativa do vento (v_r) e o ângulo de ataque (α).

O desenvolvimento matemático para determinar o valor destas forças é amplamente encontrado na literatura (BURTON *et al.*,2001; HAU, 2005; BIANCHI *et al.*,2006). Neste trabalho só se apresenta a expressão

final das equações de forças, num elemento de espessura infinitesimal dr , tal que:

$$dF_D = \frac{\rho c}{2} v_r^2 C_D dr ; \quad (2.7)$$

$$dF_L = \frac{\rho c}{2} v_r^2 C_L dr \quad (2.8)$$

onde ρ representa a massa específica do ar, c é o comprimento da corda do elemento de pá e C_D e C_L são os coeficientes de arrasto e sustentação, respectivamente. Estes coeficientes são particulares para cada tipo de perfil de pá. Uma forma típica dos valores destes coeficientes em função do ângulo de ataque é mostrada na Figura 2.6.

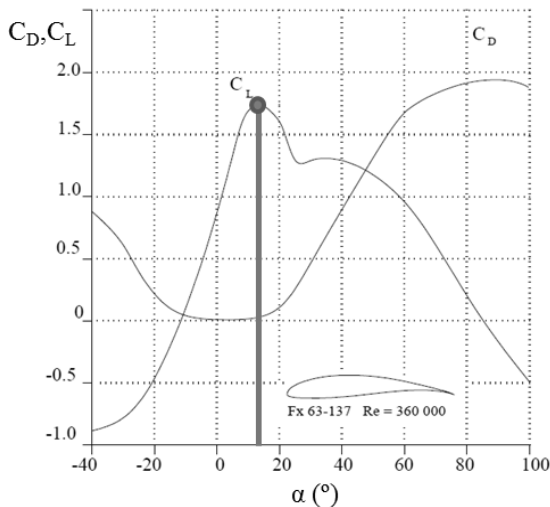


Figura 2.6 - Coeficientes de arrasto (C_D) e sustentação (C_L) versus o ângulo de ataque (α) (GASPARETTO, 2007).

Pode se observar que a partir de aproximadamente 12° o C_L começa a diminuir e o C_D vai aumentando; nestas condições o perfil entra no regime de *stall*, no qual ocorre o desprendimento da camada limite do escoamento de ar no perfil da pá.

A resultante da composição das forças de arrasto e sustentação pode ser decomposta em duas componentes. Uma destas componentes é a

força infinitesimal axial (dF_a), que integrada ao longo do comprimento da pá é aquela que deve ser suportada pelo rotor, a torre e as fundações. A outra força é a força infinitesimal tangencial (dF_t) a qual, nas turbinas de eixo horizontal, é a que desenvolve o torque rotacional que produz o trabalho efetivo na turbina eólica.

Estas forças são determinadas como:

$$dF_a = dF_L \cos \phi + dF_D \sin \phi \quad (2.9)$$

$$dF_t = dF_L \sin \phi - dF_D \cos \phi \quad (2.10)$$

Como é mais fácil conhecer a direção do vento incidente e o ângulo de passo (β), o qual segundo a Figura 2.4 é o ângulo existente entre o plano de rotação e a corda do perfil, o ângulo de ataque (α) fica como função desses parâmetros, tal que:

$$\alpha = \phi - \beta \quad (2.11)$$

As forças atuantes numa pá podem ser encontradas a partir das equações (2.12), (2.13) e (2.14) onde a integração matemática para a região ativa da pá definida entre R_0 , que é a distancia onde começa o perfil aerodinâmico da pá, e R que é o comprimento total da pá. Desta maneira a força axial resultante é:

$$F_a = \int_{R_0}^R \frac{\rho C}{2} v_r^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr, \quad (2.12)$$

a força tangencial resultante é

$$F_t = \int_{R_0}^R \frac{\rho C}{2} v_r^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) dr \quad (2.13)$$

o momento tangencial resultante ao longo de uma pá é:

$$T_t = \int_{R_0}^R \frac{\rho C}{2} v_r^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) r dr \quad (2.14)$$

Segundo Munteanu *et al.* (2008), o número finito de pás (B) em uma turbina gera uma perda de torque que é determinada pelo coeficiente de correção de Prandtl (σ_P) o qual para cada seção da pá vale

$$\sigma_p = 1 - \frac{0,93}{B\sqrt{\lambda_r^2 + 0,445}} \quad (2.15)$$

Finalmente, momento tangencial útil aportado pelas pás é expressado como

$$T_t = B \int_{R_0}^R \sigma_p r dF_t \quad (2.16)$$

Combinando as equações (2.1), (2.3) e (2.14) observa-se que a potência que pode ser extraída de uma turbina eólica é uma função que depende da velocidade do vento (v), da direção do vento (ϕ) (que junto com o ângulo de passo define o ângulo de ataque α), da velocidade angular da turbina (ω) e do ângulo de passo da turbina (β).

Com esta análise é possível conhecer o aporte de cada elemento de pá em cada ponto, considerando um campo de velocidades atuante na área de varredura. No entanto, segundo Bianchi *et al.* (2005) para algumas análises é comum expressar a potência como função do coeficiente de potência (C_p) tal que:

$$P_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \pi R^2 C_p (\lambda, \beta) v^3 \quad (2.17)$$

onde C_p pode ser aproximado algebricamente por diversos modelos como os apresentados em Tarnowski (2006) e Lei *et al.* (2006).

A Equação (2.17) é de extrema importância já que representa a potência eólica que pode se extrair de um eixo de um rotor, sem considerar ainda os rendimentos mecânicos que dependerão dos equipamentos complementares ao eixo da turbina, principalmente os rolamentos e mancais.

Uma forma típica do coeficiente de potência (C_p) é apresentada na Figura 2.7

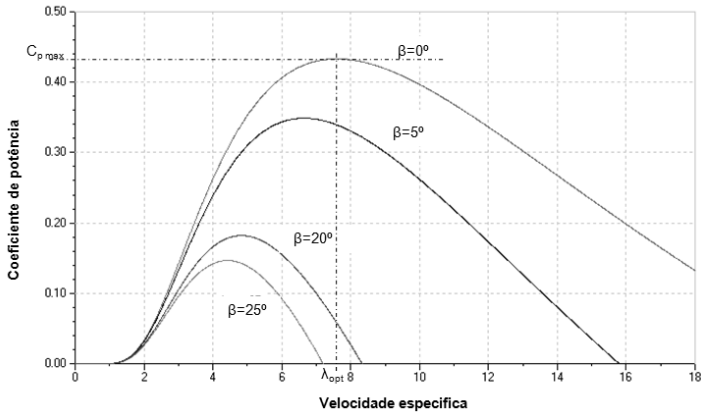


Figura 2.7 - Coeficiente de potência versus. velocidade específica (adaptada de Lei *et al.*(2006)).

Na Figura 2.7 pode-se identificar o valor da velocidade específica ótima global (λ_{opt}), a qual gera o máximo coeficiente de potência para uma determinada turbina. Além disto, percebe-se a variação de C_p como função de β , onde para cada ângulo encontra-se um ponto ótimo de funcionamento onde a curva tem um máximo relativo, tal que:

$$\left. \frac{\partial C_p}{\partial \lambda} \right|_{\beta} = 0 \tag{2.18}$$

Estes pontos de velocidade específica são selecionados segundo a estratégia de controle utilizada para a operação da turbina eólica (BIANCHI *et. al.*, 2005).

2.5 Estratégia clássica para a operação de turbinas de velocidade variável

Bianchi *et al.* (2005) apresentam a estratégia clássica para a operação de uma turbina eólica de velocidade variável e controle ativo. Esta estratégia é mostrada na Figura 2.8 e explicada a seguir. Entre os pontos A e B a estratégia baseia-se em seguir a curva de maior potência com o ângulo de passo correspondente ao maior C_p . Nesta região de operação a velocidade angular da turbina é variável em função do aumento da velo-

cidade do vento. No ponto B é atingida a velocidade angular nominal da turbina, geralmente definida por norma, visando conservar a integridade estrutural e minimizando o ruído gerado pela interação entre as pás e o escoamento de ar. Na faixa B-C a velocidade angular é fixa e tenta-se maximizar a extração da energia com alguns dos métodos de regulação apresentados na seção seguinte. Por último, entre os pontos C e D a velocidade de rotação permanece fixa, limitando a potência de maneira ativa ou passiva dependendo do sistema de regulação adotado na turbina, como mostra-se na seção a seguir.

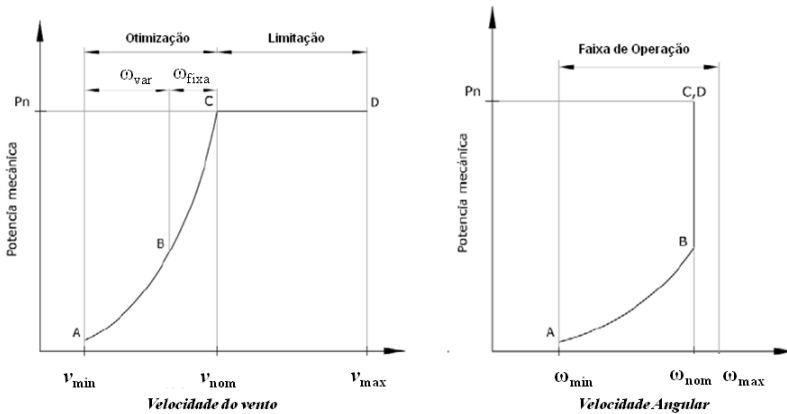


Figura 2.8- Estratégia básica de controle (adaptado de BIANCHI *et al.* (2005)).

2.6 Classificação segundo o método de regulação de potência.

Na Equação (2.17) é possível identificar as variáveis que podem ser modificadas para regular a potência. Partindo-se destas variáveis é apresentada a seguir uma descrição dos principais métodos de regulação da potência mecânica. A Figura 2.9 sintetiza os métodos de controle existentes e os tipos construtivos de atuadores empregados para movimentação de pás de turbinas eólicas.



Figura 2.9 - Princípios de solução para a regulação da potência mecânica.

Conforme visto em Johnson *et al.* (2008), os métodos por controle de escoamento local e diâmetro variável estão em fase experimental, tal que os resultados existentes são parciais e provenientes de simulações e testes em protótipos. Por esta razão estes métodos não serão tratados no presente trabalho.

2.6.1 Regulação por variação da Área de Varredura (*Yaw Control*)

Este método de regulação da potência baseia-se na variação da área de varredura variando o ângulo do disco de varredura em relação à direção do vento incidente na turbina eólica, como é apresentado na Figura 2.10.

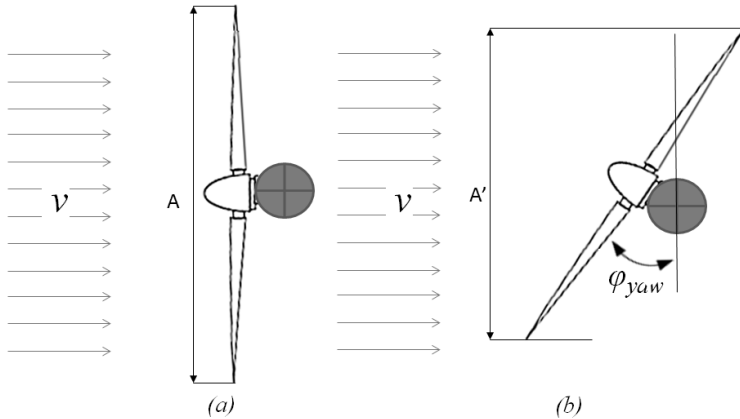


Figura 2.10 - Variação da área com o ângulo de Yaw.

A variação da potência é dada pela Equação (2.20) apresentada a seguir:

$$A' = A \cdot \cos(\varphi_{yaw}) \quad (2.19)$$

$$P' = P \cdot \cos(\varphi_{yaw}) \quad (2.20)$$

onde A' é a área de varredura projetada, na qual o vento incidente produz uma potência mecânica P' correspondentes ao ângulo de yaw (φ_{yaw})

Como foi mencionado na seção 2.3 o sistema de orientação de ângulo yaw é um dispositivo que existe na maioria das turbinas. Por este fato, a regulação por este método torna-se atrativa por não precisar outro sistema adicional de controle. No entanto a sua utilização está limitada a dois fatores fundamentais, os quais são o tempo de resposta, o qual se vê limitado devido aos elevados momentos de inércia referidos ao eixo do yaw , e a relação existente entre a potência e o cosseno do ângulo que faz que sejam necessárias ações de controle elevadas na primeira etapa do movimento. Estas ações são consideráveis frente a outras alternativas de controle que mostram se mais efetivas para a regulação de potência (BURTON, 2001).

2.6.2 Regulação por efeito *stall*

O efeito *stall* é um fenômeno que ocorre pelo desprendimento da camada limite do perfil da pá da turbina, como mostrado na Figura

2.11a. Este desprendimento faz com que diminua o coeficiente de sustentação (C_L) e aumente o coeficiente de arrasto (C_D) como se observa na Figura 2.11b.

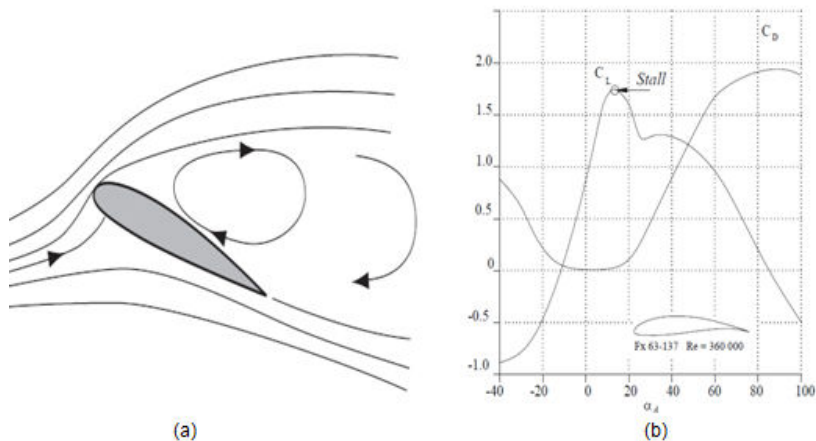


Figura 2.11-(a) Desprendimento da camada limite (adaptado de BURTON *et al.*,2001); (b) Coeficientes de arrasto e sustentação versus o ângulo de ataque (GASPARETTO,2007).

O ângulo de ataque (α) para o qual ocorre o efeito *stall*, segundo Burton *et al.*(2001), situa-se entre os 10° e 16° aproximadamente na grande maioria dos perfis utilizados para turbinas eólicas de eixo horizontal. Este fenômeno pode ser aproveitado para limitar a potência de forma passiva onde o ângulo de ataque varia exclusivamente pela variação da velocidade do vento incidente, dando lugar ao chamado controle por *stall* passivo. Este tipo de controle é utilizado principalmente nas turbinas de velocidade fixa, nas quais a potência é limitada para o valor da potência nominal. A principal desvantagem é que a partir da velocidade do vento nominal, a potência diminui não conseguindo assim aproveitar as velocidades de vento elevadas como mostra-se na Figura 2.12. Este sistema apresenta-se como o método mais simples de regulação visto que não possui partes móveis e sistemas de controle ativos.

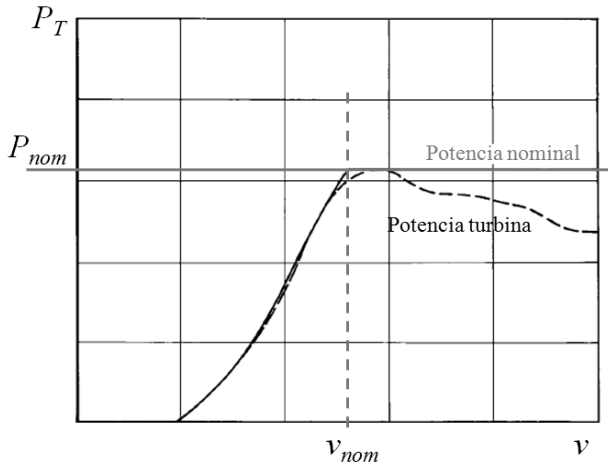


Figura 2.12 - Curva de potência com controle *stall* passivo (adaptado de HAU (2005)).

2.6.3 Regulação ativa da potência - ângulo de passo e *stall* ativo

A variação do ângulo de passo representa a forma mais utilizada pelos fabricantes de grandes turbinas eólicas para geração de energia elétrica (AHLSTRÖM, 2002). Por sua vez, dependendo da maneira como se varia o ângulo de passo, o tipo de regulação pode ser dividida em controle por ângulo de passo (*pitch control*), e controle por *stall* ativo. O primeiro ocorre quando o ângulo de passo é aumentado a partir de um valor mínimo (geralmente 0°), reduzindo assim o ângulo de ataque, e consequentemente reduzindo o C_L , afetando diretamente a força de sustentação a qual gera o torque útil da turbina. O princípio de funcionamento deste tipo de controle é mostrado na Figura 2.13.

Na Figura 2.13a, em cinza, é mostrada a posição inicial de um perfil para uma velocidade do vento incidente (v_0). Quando a velocidade do vento aumenta para v_1 o ângulo total (ϕ) também aumenta, ao mesmo tempo que o regulador faz aumentar o ângulo de passo (β) de tal modo que o ângulo de ataque (α) diminua com o intuito de manter a força dF_t constante.

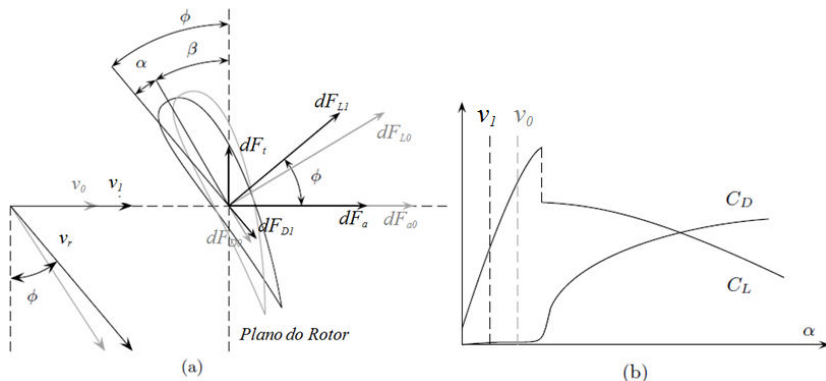


Figura 2.13 - Regulação por variação de ângulo de passo (adaptado de BIANCHI *et al.* (2005)): (a) forças para β aumentando (b) variação dos coeficientes em função de α .

Observando-se a Equação (2.13), observa-se que o efeito do aumento na velocidade do vento é compensado pela redução do coeficiente C_L (Figura 2.13b).

O controle por *stall* ativo acontece quando o ângulo de passo é reduzido e, conseqüentemente, o ângulo de ataque é aumentado para que a pá entre na região *post-stall*. As forças aerodinâmicas atuantes neste tipo de regulação são apresentadas na Figura 2.14a.

Da mesma forma que no caso anterior, o vento aumenta de v_0 para v_1 aumentando assim o ângulo total (ϕ). Neste caso a ação do regulador faz com que o ângulo de passo seja reduzido, aumentando assim o ângulo de ataque. Com isto entra-se na região *post-stall* onde o coeficiente C_L diminui exclusivamente pelo efeito *stall* e o coeficiente C_D aumenta (Figura 2.14b), de modo que com esta ação de controle é possível manter constante dF_t , mesmo que a velocidade do vento tenha aumentado para v_1 (Equação (2.13)). A principal desvantagem deste método é a dificuldade em prever de forma precisa o comportamento aerodinâmico em regime *post-stall*, em virtude dos efeitos turbulentos (BURTON *et al.*, 2001).

Comparando estes dois tipos de regulação, o controle por *stall* ativo apresenta a característica de ser mais sensível, ou seja, uma pequena ação de controle gera uma mudança significativa nas forças aerodinâmicas atuantes.

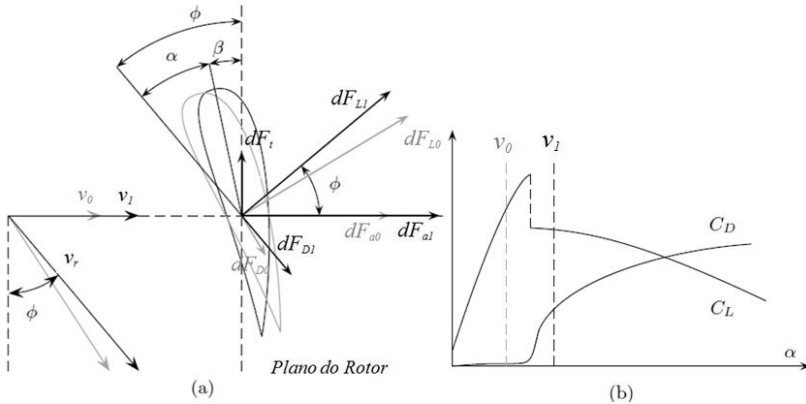


Figura 2.14 - Controle por *stall* Ativo (adotado de BIANCHI *et al.*,2005): (a) forças para β diminuindo (b) variação dos coeficientes em função de α .

Segundo Burton *et al.* (2001) a ação de controle dos atuadores é menor³ no caso do controle por *stall* ativo que no controle por ângulo de passo. No controle por ângulo de passo, o ângulo varia de 0° até aproximadamente 35° , podendo atingir 90° para frenagem aerodinâmica. Com controle por *stall* ativo, o ângulo de trabalho tem um limite de aproximadamente -5° , como pode ser visto na Figura 2.15.

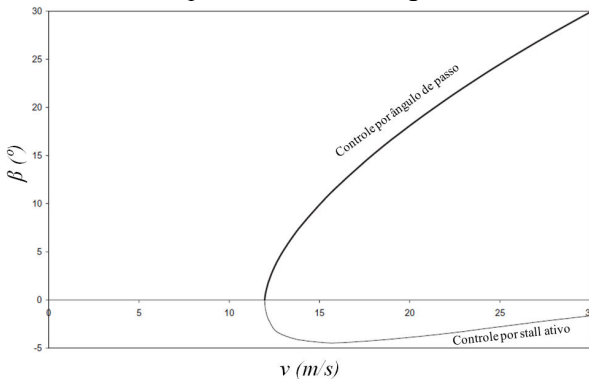


Figura 2.15 - Comparação dos tipos de regulação(adaptado de BURTON *et al.*,2001).

³ A ação de controle refere-se ao deslocamento linear dos cilindros no caso dos sistemas hidráulicos, ou a deslocamento angular no caso dos atuadores eletromecânicos, os quais serão apresentados na Seção 2.7

2.6.4 Regulação por controle passivo de ângulo de passo

Neste tipo de regulação o ângulo de passo é variado de maneira autônoma pela turbina visando atingir determinado ângulo a determinada velocidade do vento, não havendo um sinal de referência a ser seguido. Representa uma opção atrativa devido a simplicidade do controle uma vez que o regulador é geralmente do tipo centrífugo, onde para determinadas velocidades do vento o ângulo de passo varia dependendo da rotação da turbina. Geralmente possui um sistema de molas que faz retornar a posição inicial quando a rotação diminui (BURTON *et al.*2001). Um esquema deste tipo de regulação é apresentado na Figura 2.16.

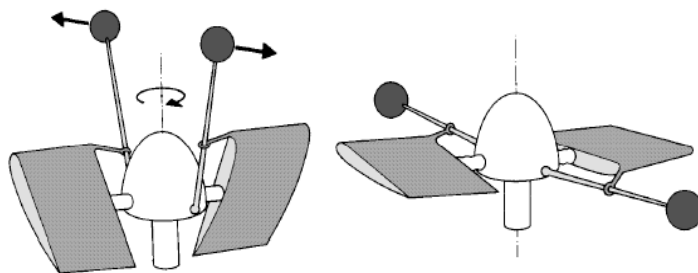


Figura 2.16 - Regulação por controle passivo de ângulo de passo (DÍEZ, 2006)).

A principal dificuldade que encontra a operação deste tipo de turbina é a sua incapacidade de atingir o ponto ótimo de funcionamento em toda sua faixa de operação. Este fato é devido a que seu controle é dominado pelo deslocamento do sistema centrífugo, este sistema faz com que a variação do ângulo de passo não seja necessariamente coincidente com a curva de máxima potência para diferentes pontos de operação. No entanto, para sistemas isolados de pequeno porte, a máxima energia capturada não é necessariamente uma condição de operação, já que muitas vezes a tensão é retificada e utilizada, por exemplo, para carregar baterias ou sistemas de iluminação, pelo que é comum encontrar este sistema em turbinas de uso rural (DÍEZ, 2006).

Trabalhos como os de Joose e Van der Berg (1996) e Veers *et al.* (1998) apresentam alternativas de regulação passiva utilizando a elasticidade dos materiais da pá para que, com a deformação devido ao momento aerodinâmico sob o eixo longitudinal da mesma, seja atingido um

melhor seguimento da trajetória dos pontos de operação de máxima potência.

2.7 Tipos de atuadores para regulação de ângulo de passo

2.7.1 Controle individual e coletivo

Existem diversos mecanismos de atuação para regular o ângulo de passo em turbinas eólicas, sendo basicamente divididos em duas categorias. Na primeira, cada pá conta com um atuador individual e na segunda um único atuador é comum para todas as pás, este último é conhecido como sistema de atuação coletivo ou comum.

No caso em que se tem atuadores individuais com controle coletivo, os atuadores seguem a mesma referência comum para todos eles. Quando cada atuador tem uma referência individual, o sistema é chamado de controle individual de ângulo de passo. Na configuração de atuadores individuais tem-se a principal característica de contar com um sistema de segurança frente a falhas num dos atuadores. Neste caso ainda poder-se-ia aproveitar o freio aerodinâmico utilizando os atuadores restantes. Os atuadores são alocados no rotor da turbina o qual dificulta o acesso para manutenção das partes móveis do equipamento. Estas classes de sistemas precisam de um controle de posição o suficientemente preciso para evitar defasagens entre os ângulos de passo de cada pá (BURTON *et al.*, 2001).

No sistema de controle coletivo, um único atuador, geralmente situado na cabine, transmite a ação de controle, a qual é transformada em rotação por meio de um mecanismo de alavancas alocado no rotor da turbina. Na Figura 2.17 mostra-se um sistema deste tipo.

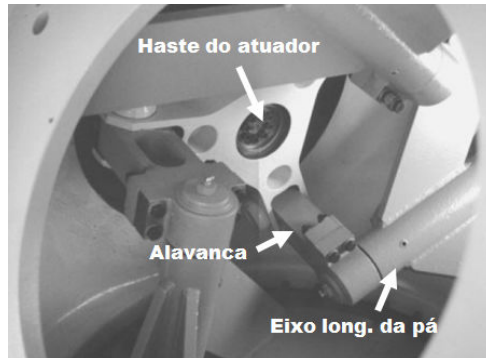


Figura 2.17 - Mecanismo de alavancas em um controle coletivo (BURTON *et al.*, 2001).

Este sistema tem a vantagem de permitir um acesso mais simples ao sistema de atuação. A partir de potências médias o sistema coletivo, praticamente não tem aplicação já que é preferido um sistema de atuação individual tanto para o balanceamento individual das cargas nas pás, como para dispor de uma maior segurança como mencionado anteriormente.

2.7.2 Sistemas eletromecânicos

Há uns anos atrás o sistema de controle de ângulo de passo empregando atuadores eletromecânicos tinha sua aplicação limitada devido a que o controle de torque e velocidade nos servomotores era obtido com a utilização de variadores de frequência, os quais encareciam consideravelmente o projeto. Com a queda dos custos dos equipamentos eletrônicos, os atuadores eletromecânicos foram experimentando um desenvolvimento considerável nos últimos anos.

Em países como China que representa o maior produtor de energia eólica do mundo (GWEC, 2011), 90% das turbinas eólicas tem sistema de orientação de ângulo de passo do tipo eletromecânico (PRESHER, 2010). Os principais componentes deste tipo de atuador e a disposição no rotor da turbina são apresentadas nas Figura 2.18.

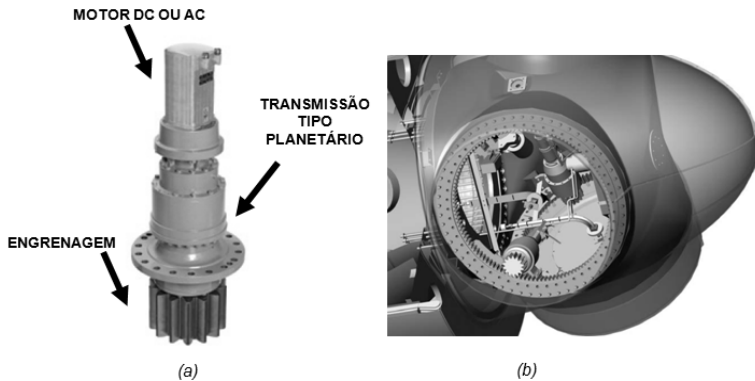


Figura 2.18 - (a) partes de um atuador eletromecânico (EL-HANOUI, 2008); (b) disposição no rotor da turbina (HAU, 2005).

Neste tipo de atuadores eletromecânicos, o ângulo de passo varia segundo a rotação da engrenagem a qual depende do sinal de referência enviado ao motor. O sistema de segurança em geradores com este tipo de atuadores consegue-se por meio do uso de bancos de baterias os quais para uma turbina de 2MW possuem uma vida media de 2-3 anos (EL-HENAUI, 2008). A utilização de ultracapacitores como fonte auxiliar de energia é uma alternativa que vem sendo utilizada devido ao baixo peso, maior vida útil, baixa sensibilidade frente à temperatura e alta confiabilidade. Um banco de ultracapacitores para uma turbina de 2MW demora 1 minuto para carregar e alimenta os atuadores por aproximadamente 30 s, tempo suficiente para tirar a turbina de operação frente a uma parada de emergência (SCHNEUWLY, 2004).

Os bancos de baterias são instalados na cabina da turbina, já os bancos de ultracapacitores podem ser dispostos no rotor da mesma devido ao seu reduzido peso. O controlador dos atuadores também se encontra na cabina mandando sinais e se realimentando por meio de um sistema de anéis escorregantes acoplado ao eixo de baixa rotação da turbina.

No trabalho de Manjock e Franke (2007) são apresentadas as condições de trabalho para este tipo de atuadores e identifica-se o rendimento do atuador para cada velocidade de atuação e o impacto nos dentes da engrenagem para os diferentes ângulos de passo.

Os atuadores eletromecânicos lineares também representam uma alternativa para a variação de ângulo de passo. Há atuadores comerciais cuja força máxima é de 6800 N, com uma velocidade máxima de 60

mm/s, e um comprimento de 60 cm (THOMSON, 2011). Estas características mostram que os atuadores eletromecânicos lineares podem se adaptar a certas turbinas eólicas de potência media-baixa. Porém o custo envolvido, além dos equipamentos complementares como os anéis deslizantes, o banco de capacitores ou baterias e os controladores, faz com que esta alternativa ainda não seja muito utilizada.

Ramakrishnan e Srivatsa (2007) apresentam um sistema que converte a rotação de um motor de passo para um movimento linear por meio de parafusos. As respostas para este tipo de sistema são muito lentas gerando grandes flutuações da potência gerada. Este tipo de regulação não foi encontrado em turbinas comerciais.

2.7.3 Sistemas Hidráulicos

O sistema hidráulico para controle de ângulo de passo é o método mais utilizado na maioria das turbinas eólicas a nível mundial (HAU, 2005). Este fator deve-se às características operacionais que apresenta, como o desenvolvimento de esforços elevados com tamanhos de atuadores reduzidos e as altas velocidades de atuação frente a sinais de controle variáveis. O deslocamento contínuo do atuador linear também apresenta uma vantagem frente a sistemas de engrenagens.

Nestes sistemas a unidade de potência hidráulica permanece na cabina da turbina tanto para o sistema de atuação coletiva como para a atuação individual. O funcionamento contínuo da unidade de potência representa uma desvantagem significativa em relação ao consumo de energia do sistema. Como em todo sistema hidráulico, outra desvantagem reside na possibilidade de vazamento de óleo, a qual se agrava levando em consideração o acesso aos equipamentos situados dentro da cabina do rotor.

No caso do controle coletivo, um único cilindro hidráulico fixo na cabina transmite um movimento linear por meio da haste e converte-se em movimento rotativo por meio de um sistema de alavancas como foi apresentado na seção 2.7.1 Um esquema mais detalhado de um sistema deste tipo é apresentado a seguir na Figura 2.19. Neste caso o sistema tem um retorno auxiliar por mola, mas um acumulador hidráulico pode ser colocado no lugar da mola, ou em simultaneidade com esta, para ter um sistema de segurança redundante ou mesmo para ter um retorno controlado do atuador frente a situações de emergência.

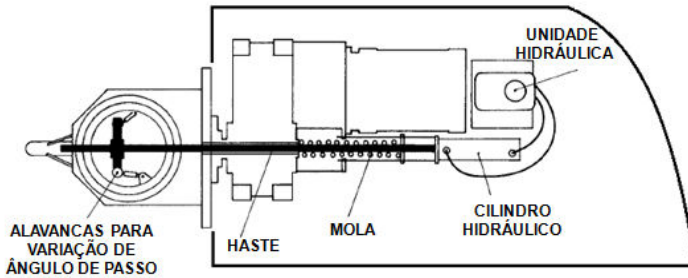


Figura 2.19 - Controle coletivo hidráulico (HAU, 2005).

Uma vantagem deste sistema é a possibilidade de acessar o cilindro a partir da cabina. Devido ao espaço na cabina ser maior que no rotor, cilindros maiores podem ser colocados trabalhando com menores pressões para atingir maiores forças, tendo o cuidado de manter uma dinâmica de trabalho de acordo com a ação de controle requerida.

Outra configuração, a qual é muito encontrada nas turbinas de média para altas potências, é a disposição do tipo de atuação individual, onde cada pá tem um atuador na sua base instalado dentro do rotor girando com o mesmo. Cada atuador, por sua vez, tem um acumulador próprio para manter a pressão de suprimento constante e levar o sistema para posição de segurança frente a eventuais falhas. Na Figura 2.20 mostra-se um esquema deste tipo de sistema:

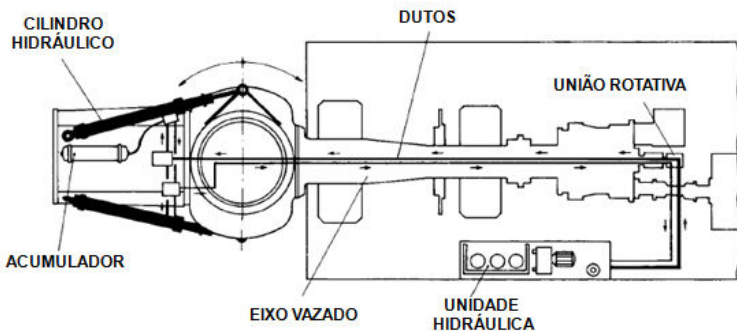


Figura 2.20 - Sistema de atuação individual (HAU, 2005).

A vazão de óleo chega até os atuadores partindo da unidade potência hidráulica e acoplando por meio de uma junta rotativa os dutos fixos

e os dutos rotativos, os quais estão dispostos dentro do eixo vazado do rotor da turbina. As válvulas de controle proporcional encontram-se geralmente num bloco acoplado ao cilindro hidráulico. Os sinais de controle e realimentação podem vir da cabine por conduções elétricas dentro do eixo e com anéis escorregantes de forma similar ao sistema elétrico apresentado na seção anterior.

Para o sistema apresentado na Figura 2.20, a variação de ângulo de passo consegue-se variando toda a pá ao longo de seu eixo longitudinal. No entanto são duas as principais variantes que têm o sistema de atuação individual. Em primeiro lugar pode-se girar somente uma porção da pá de aproximadamente 15% do comprimento da mesma como mostrado na Figura 2.21a. A segunda variante, é a utilização de flaps para variar o coeficiente de potência Figura 2.21b. A diferença funcional entre os dois métodos é a faixa de valores de potência que se consegue variar com cada um, tendo no caso da turbina de variação parcial uma maior faixa de operação.

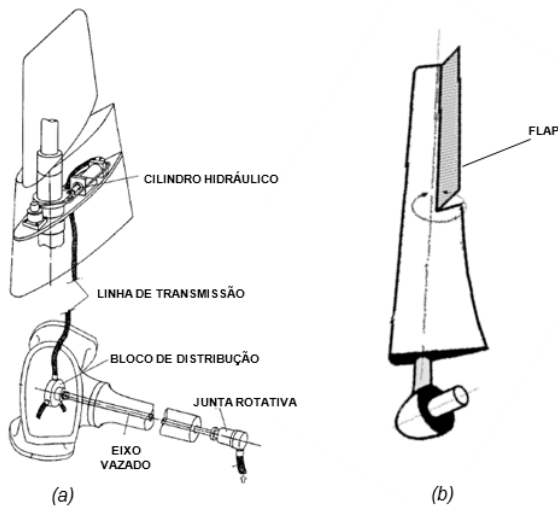


Figura 2.21 - (a)variação parcial (adaptado de HAU, 2005);
(b)variação por flaps (DÍEZ, 2006).

O circuito de atuação é similar nos dois casos, com a variação do tamanho dos atuadores em função das forças que controla cada sistema. Esta é uma alternativa utilizada em várias turbinas, porém as desvantagens que tem este tipo de sistema faz com que seu uso não tenha aumen-

tado consideravelmente, quais sejam (BURTON *et al.*, 2001; HAU, 2005):

- A dificuldade de alocar o cilindro no perfil da pá;
- As forças centrífugas que experimentam os componentes;
- A introdução de peso extra perto da ponta do perfil;
- A difícil manutenção *in situ*.
- O tamanho reduzido dos cilindros implica em pressão de trabalho maior.

2.8 Topologias de Aeroogeradores

Nas turbinas eólicas, a energia cinética do vento é convertida em energia mecânica de rotação por meio do eixo da turbina. Esta rotação da turbina é relativamente baixa e, dependendo do tipo de gerador, pode ou não ser adaptada à velocidade nominal do gerador que, por sua vez, depende do número de pólos e da frequência da rede.

Sendo a velocidade uma consequência do equilíbrio entre o torque eletromagnético e o torque desenvolvido pelo vento, esta pode experimentar constantemente variações. Estas variações de velocidade podem ser transmitidas como variações na potência entregue pelo aeroogerador para a rede elétrica. Uma forma de evitar ou diminuir estas flutuações de potência é trabalhar com aeroogeradores de velocidade variável onde a frequência de geração é desacoplada da frequência da potência entregue utilizando algum dispositivo de eletrônica de potência. Segundo o tipo de gerador, a velocidade angular pode variar entre -50% e +25% da velocidade de sincronismo (TARNOWSKI, 2006). A partir desta capacidade de trabalhar com velocidade variável, dois grandes grupos são identificados: os aeroogeradores de velocidade fixa e os de velocidade variável.

A seguir se apresentam as principais topologias dos aeroogeradores comumente encontrados na indústria eólica. Suas principais características são descritas e as suas vantagens e desvantagens apresentadas. Com as informações apresentadas é montada a Tabela 2.2 no final da seção.

2.8.1 Gerador de indução⁴ conectado diretamente à rede.

Este sistema utiliza um gerador assíncrono com rotor em gaiola, cujo estator é conectado diretamente à rede elétrica. A velocidade angular da turbina é amplificada por meio de uma transmissão mecânica para atingir a velocidade angular nominal do gerador. A velocidade angular do gerador pode variar ao redor de 1% devido a frequência da rede e tensão do estator e, por este fato, 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. Segundo Burton *et al.* (2001), este tipo de aerogerador é aplicado em turbinas desde 100 kW até os 1,5 MW, tendo como principal vantagem a simplicidade e robustez do sistema, o que resulta num menor custo inicial. Nas desvantagens encontram-se o mencionado consumo elevado da potência reativa da rede e o baixo coeficiente aerodinâmico onde a limitação da potência baseia-se no controle tipo *stall*. Com isto, as perturbações nas condições do vento vêm-se refletidas na qualidade da potência gerada.

É comum este tipo de gerador contar com duas velocidades angulares fixas as quais se conseguem utilizando dois geradores com diferentes números de pólos e comutando a operação entre eles para ficar mais perto do funcionamento ótimo da turbina (CABALLERO, 2000).

2.8.2 Gerador de indução com controle de escorregamento

Esta estrutura situa-se na categoria de velocidade variável numa faixa de até 10% da velocidade de sincronismo (ACKERMANN, 2005). O sistema possui o rotor bobinado com a capacidade de variar a resistência do rotor que, desta maneira, compensa as variações do escorregamento. Para controlar a variação da resistência do rotor utilizam-se anéis deslizantes, o que representa um ponto de manutenção importante. Uma opção de transmissão de sinais de controle via comunicação ótica é utilizada, o qual está patenteado como OptiSlip®⁵. Esta classe de gerador precisa de compensação de potência reativa.

⁴ No Apêndice A são apresentadas as generalidades das máquinas síncronas e assíncronas. Um maior aprofundamento destas máquinas pode ser encontrado em (SOBREVILA, 1979)

⁵ Este tipo é patenteado pela empresa VESTAS. (KHADRAOUI e ELLEUCH, 2008)

2.8.3 Gerador de Indução conectado à rede via conversor.

Este arranjo é utilizado nos geradores de velocidade variável sendo que o conversor de frequência desacopla a velocidade angular do gerador da frequência da rede. Neste sistema deve se fornecer energia reativa para a excitação do gerador. O fornecimento de energia reativa é feito por auto-excitação usando-se um banco de capacitores instalado antes do retificador. Os capacitores devem ser conectados antes do retificador, uma vez que a conversora de frequência faz isolamento galvânico entre o gerador e o sistema, não permitindo a absorção de energia reativa externa, seja do sistema elétrico ou de capacitores (CUSTÓDIO, 2009).

2.8.4 Gerador de Indução duplamente alimentado (DFIG)

Este tipo de sistema é mecanicamente similar ao gerador de indução conectado diretamente à rede, com a diferença que ao invés de um rotor em gaiola, utiliza um gerador assíncrono de dupla alimentação.

Neste tipo de gerador, o estator é conectado diretamente à rede e a potência gerada no rotor é injetada na rede por meio de um conversor de potência bidirecional PWM-IGBT *back-to-back* (TARNOWSKI, 2006)

O desenvolvimento deste tipo de aerogeradores teve um crescimento devido à evolução dos acionamentos eletrônicos de potência e das técnicas de controle que permitem desacoplar as potências reativa e ativa. Neste tipo de aerogerador a capacidade do conversor deve ser da ordem de 25% da potência nominal (PENA *et al.*, 1996).

A possibilidade de variar a velocidade de rotação da turbina permite que seja atingido o ponto de funcionamento ótimo para as diferentes condições do vento incidente. Aliás, as oscilações mecânicas e as variações de potência são amortecidas pela variação na velocidade de rotação da turbina. A limitação na potência mecânica consegue-se por meio do controle de ângulo de passo das turbinas.

Segundo Tarnowski (2006), a principal desvantagem é a complexidade do sistema de controle e a necessidade da utilização do multiplicador de velocidade, o que faz encarecer o projeto de instalação e manutenção. Estas características fazem com que esta concepção seja viável para turbinas com potências acima de 1 MW.

2.8.5 Gerador Síncrono conectado à rede via conversor de potência com excitação e sem caixa de transmissão.

Este sistema possui um gerador síncrono com elevado número de pólos, fazendo com que a sua velocidade angular nominal seja da ordem da velocidade angular nominal da turbina eólica, prescindindo-se do multiplicador de velocidade. A conexão à rede elétrica realiza-se por meio de um conversor de potência o qual deve suportar o 100% da potência nominal.

O conversor de potência pode ser unidirecional ou bidirecional permitindo desacoplar a velocidade angular do gerador da frequência da rede.

As vantagens são similares as dos DFIG com a adição da característica de não precisar caixa multiplicadora, facilitando a manutenção e reduzindo os custos da mesma.

As principais desvantagens resultam da necessidade de fabricar geradores síncronos especiais e do elevado custo inicial que representa o conversor eletrônico para potência nominal. A excitação do rotor se consegue por meio da utilização de anéis deslizantes, o que representa um custo de manutenção adicional. A limitação da potência mecânica nestes aerogeradores consegue-se por meio da variação do ângulo de passo das pás. Com a constante redução do custo nos equipamentos de eletrônica de potência, a evolução da tecnologia dos materiais e o desenvolvimento de materiais com propriedades magnéticas mais elevadas, conseguem-se tamanhos menores de geradores para uma mesma potência. Com as vantagens apresentadas anteriormente este tipo de aerogeradores tem um futuro promissor pela frente, observando-se hoje em dia o aumento das empresas que utilizam este tipo de tecnologia.

2.8.6 Gerador Síncrono conectado à rede via conversor com imãs permanentes (PMSG) e sem caixa de transmissão.

Esta configuração é similar à configuração da Seção 2.8.5 com a vantagem que não precisa excitação do rotor já que o campo magnético é obtido diretamente com a utilização de imãs permanentes. Grandes empresas como a chinesa Goldwind (GOLDWIND, 2011) e a argentina IMPSA (IMPSA, 2011) utilizam este tipo de tecnologia.

A tecnologia dos PMSG's aparenta ser uma das que tem maior perspectiva de crescimento mas encontra-se com o grande risco da mo-

nopolização chinesa das terras raras para construção de imãs permanentes (97% a nível mundial), já que os custos de exportação subiram exponencialmente nos últimos anos (SADDEN, 2011).

2.8.7 Gerador síncrono conectado à rede via conversor.

Este gerador trabalha de forma semelhante ao da Seção 2.8.5 com a principal diferença de ter um número de pólos mais reduzido, sendo necessária a sua utilização em conjunto com uma caixa de transmissão para amplificar a velocidade do rotor até a velocidade angular nominal do gerador. A tensão produzida pelo gerador é retificada por um retificador e por meio do inversor a frequência da tensão de saída é sincronizada com a frequência da rede.

2.8.8 Gerador síncrono conectado diretamente à rede.

Neste caso a turbina deverá ser de velocidade fixa de forma que a frequência gerada seja ajustada à rede. Como existem intrinsecamente pequenas variações na rotação da turbina, a frequência gerada também experimenta variações, sendo que o seu uso fica limitado ao trabalho em paralelo com redes elétricas robustas (CUSTÓDIO, 2009).

2.8.9 Gerador Síncrono com transmissão hidrostática.

Este tipo de conceito inovador está em desenvolvimento há pouco tempo. O princípio de funcionamento consiste na regulação da potência mudando a relação da transmissão rotor-gerador. Esta relação é obtida a partir da diferença entre o deslocamento volumétrico de uma bomba hidráulica acoplada ao rotor e de um motor de deslocamento variável acoplado ao eixo do gerador. O gerador elétrico pode trabalhar a uma velocidade angular fixa já que as mudanças na velocidade do rotor são compensadas por uma mudança do deslocamento variável do motor hidráulico. A empresa mais avançada neste tipo de conceito é a inglesa ARTEMIS (RAMPEN, 2006) e empresas com protótipos como a norueguesa CHAPDRIVE (CHAPDRIVE, 2012) também estão entrando nesta área. Outras instituições que desenvolvem pesquisa nesta área são o Institute for Fluid Power Drives and Control-IFAS (SCHMITZ *et al.*, 2010), a University of Minnesota (THUL *et al.*, 2011) e o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos-LASHIP/UFSC.

Com as informações aqui apresentadas é estruturada a Tabela 2.2 na qual podem ser vistas as principais características de cada topologia de aerogerador.

Tabela 2.2 - Topologias de Aerogeradores.

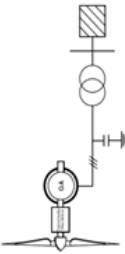
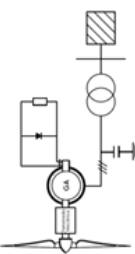
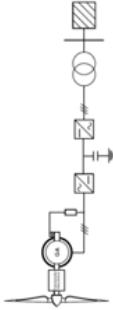
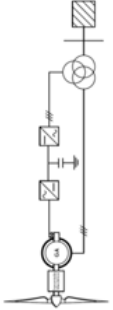
Velocidade	Descrição	Transmissão	Topologia	Observações	Vantagens	Desvantagens
Fixa	Gerador de indução conectado diretamente à rede.	Caixa de Engranagens		<ul style="list-style-type: none"> • Rotação acima do sincronismo. • Aumenta o escorregamen to aumenta a P. • ΔVel-1% 	<ul style="list-style-type: none"> • Simplicidade • Baixo Custo 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto consumo de Reativa • Alta corrente de partida • Caixa de Transmissão.
	Gerador de indução com controle de escorregamento.	Caixa de Engranagens		<ul style="list-style-type: none"> • Controle de escorregamen to, variando a resistência do rotor, escovas e OptiSlip®. • ΔVel-1% 	<ul style="list-style-type: none"> • Controle de Velocidade mudando o Torque eletro magnetico. 	<ul style="list-style-type: none"> • Compensação de Reativa. • Caixa de Transmissão.
Variável	Gerador de Indução conectado a rede via conversora.	Caixa de Engranagens		<ul style="list-style-type: none"> • Auto-excitado com capacitores antes do retificador pela isolação galvânica. 	<ul style="list-style-type: none"> • Redução de Cargas Mecânicas devido a flutuação da velocidade 	<ul style="list-style-type: none"> • Injeção de Harmônicos na rede. • Utilização de filtros. • Caixa de Transmissão.
	Gerador de Indução duplamente alimentado (DFIG)	Caixa de Engranagens		<ul style="list-style-type: none"> • Rotor Bobinado, controle de ângulo de passo, e velocidade. • Rotor alta tensão, baixa corrente. • Escovas: ΔVel-25% 	<ul style="list-style-type: none"> • Controle de excitação. • Eletrônica de Potencia % P_{nom} 	<ul style="list-style-type: none"> • Complexidade • Caixa de Transmissão.

Tabela 2.2 - Topologias de Aero geradores (cont.).

Velocidade	Descrição	Transmissão	Topologia	Observações	Vantagens	Desvantagens
Variável	Gerador Síncrono conectado a rede via conversora e com excitação.	Direta		<ul style="list-style-type: none"> • Velocidade Variável. • Rotor Excitado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Não precisa transmissão mecânica. • Precisa compensar reativa. 	<ul style="list-style-type: none"> • Eletrônica de potência 100% P nom. • Custo de manutenção elevado.
	Gerador Síncrono conectado a rede via conversora e ímãs permanentes. (PMSG)	Direta		<ul style="list-style-type: none"> • Velocidade Variável. • Ímãs permanentes 	<ul style="list-style-type: none"> • Não precisa transmissão mecânica. • Não precisa compensar reativa. 	<ul style="list-style-type: none"> • Eletrônica de potência 100% P nom. • Elevado custo de fabricação. • Complexidade de transporte.
	Gerador Síncrono Hidrostática	Hidrostática		<ul style="list-style-type: none"> • Bomba de deslocament o fixo e motor de deslocament o variável 	<ul style="list-style-type: none"> • Acoplamento flexível entre rotor e gerador. • Não precisa eletrônica de potência • Velocidade fixa do gerador, permitindo o síncrono de rotor bobinado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Rendimento menor • Bomba de alto deslocamento
Fixa	Gerador síncrono conectado diretamente a rede.	Caixa de Engrenagens		<ul style="list-style-type: none"> • Somente usada em redes robustas. • Levadas pela frequência da rede 	<ul style="list-style-type: none"> • Geradores de menor porte quando usados em redes robustas 	<ul style="list-style-type: none"> • Caixa de Transmissão • Compensação de Reativa

As topologias aqui apresentadas constituem os tipos mais encontrados no campo de geração de energia, de onde se observa que são constituídas a partir de determinados princípios de solução para realizar uma função determinada. Isto mostra que podem ser projetados outros tipos

de aerogeradores partindo de diferentes combinações dos princípios de solução existentes ou gerando novos princípios de solução. Para ilustrar estes princípios de solução e as diferentes funções que devem ser realizadas, foi montada uma matriz morfológica apresentada na Figura 2.22 onde está ilustrada uma determinada concepção.

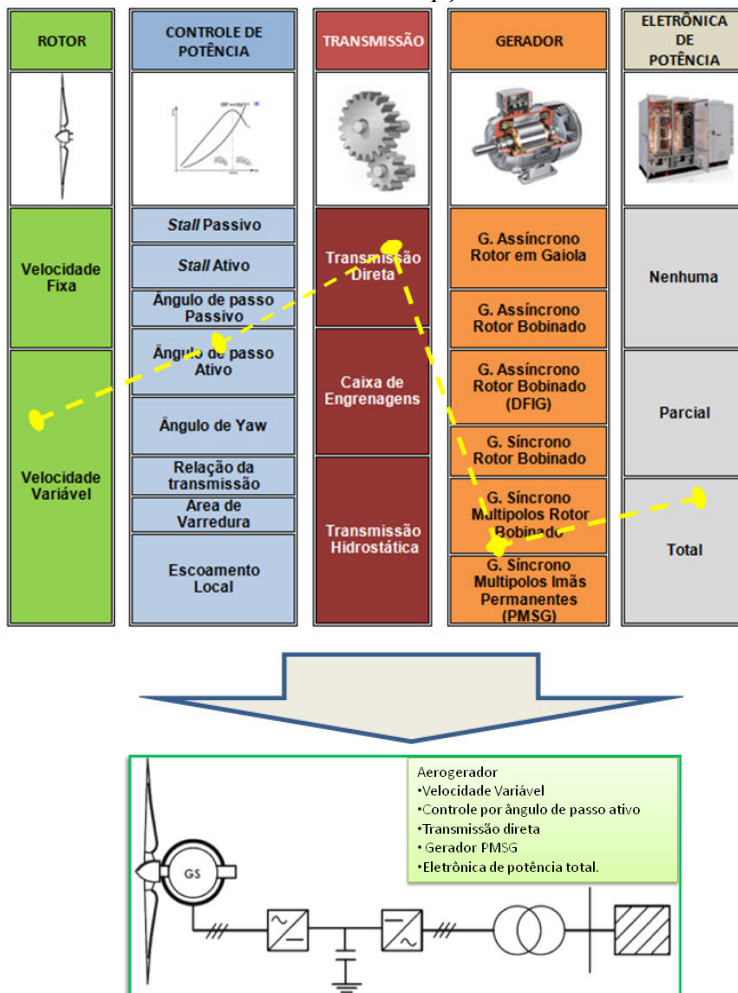


Figura 2.22 - Matriz morfológica para turbinas eólicas de eixo horizontal e exemplo de concepção gerada a partir da mesma.

MODELAGEM E AVALIAÇÃO DOS MOMENTOS ATUANTES

A construção do modelo matemático para a análise do sistema estudado nesta dissertação é apresentada a seguir. Primeiramente é determinada a geometria da pá tomando o caso de uma turbina de três pás onde a potência nominal no eixo do rotor é de 650 kW e o gerador elétrico considerado é do tipo PMSG com uma faixa de variação de $\pm 10\%$ da velocidade angular nominal. Na sequência são determinadas as forças aerodinâmicas que atuam sobre a pá, partindo do algoritmo do momento do elemento de pá (BEM), e então são apresentados os momentos atuantes nos mecanismos de atuação, independentemente do tipo de atuador (elétrico ou hidráulico). Finalmente são determinados estes momentos para a turbina considerada partindo das condições de operação da turbina.

3.1 Mecanismo de atuação

Como foi apresentado na Seção 2.7 existem diversos mecanismos de atuação para realizar o controle do ângulo de passo. Na Figura 3.1 observa-se como é possível variar o ângulo de passo seja por meio de um atuador rotativo (Figura 3.1a) ou um atuador linear (Figura 3.1b).

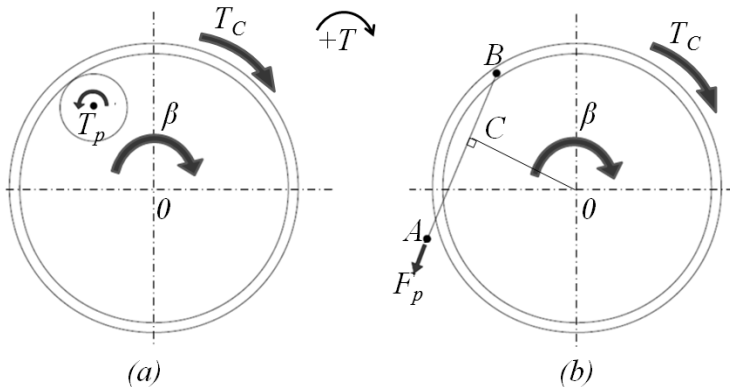


Figura 3.1 - Mecanismos de regulação de ângulo de passo (a)Atuador rotativo; (b)Atuador linear (adaptado de LEKOU *et al.*, 2010).

Em ambos os casos o atuador deve ter a capacidade de gerar um momento atuante (T_p) para poder compensar o momento de carregamento (T_c) e os momentos gerados pelo próprio atrito do atuador⁶.

Considerando a pá como um sistema rígido, o movimento da mesma pode ser expresso partindo da segunda lei de Newton, ou seja

$$T_C - T_p = I\ddot{\beta} \quad (3.1)$$

onde I representa a inércia polar da pá. O momento T_C é resultado de uma série de fatores os quais devem ser analisados cuidadosamente para o projeto dos sistemas de controle de ângulo de passo e o momento T_p representa o momento gerado pelo atuador. A seguir serão analisados os fatores e as fontes de carregamento que contribuem para torque de carregamento.

3.2 Geometria da Pá

O projeto do rotor de uma turbina segundo Manwell *et al.* (2009) é basicamente um processo iterativo onde primeiramente se definem os parâmetros globais da geometria e na sequência se refina o processo ao longo das diferentes fases do projeto.

Este projeto da pá será baseado nos seguintes pressupostos:

- O perfil aerodinâmico é o mesmo para toda a pá,
- A pá será considerada como rígida (desconsideram-se os fenômenos decorrentes da deformação da mesma).
- A velocidade do vento será considerada a mesma em toda a área de varredura da turbina.

Segundo o Atlas do Potencial Eólico Brasileiro, a velocidade do vento nos locais mais favoráveis apresenta uma média de 7 m/s (DEWI, 2001). Levando em consideração a variação da potência com o cubo da velocidade do vento, um dimensionamento para a velocidade média anual representaria um não aproveitamento de ventos maiores e, conseqüentemente, uma extração menor de potência eólica. Burton *et al.* (2001) definem a velocidade ótima de projeto a partir da velocidade média anual, que neste caso é de 12,4 m/s.

⁶ Neste trabalho a força de atrito está associada a um cilindro hidráulico, conforme será visto no Capítulo 4. No caso de atuadores eletromecânicos, o atrito nos atuadores deverá ser modelado levando em consideração o atrito nos componentes das transmissões mecânicas como tratado em Manjock *et al.* (2006)

Por outro lado, o coeficiente de potência na atualidade atinge um valor aproximado de 0,48 (HAU, 2005) nos melhores projetos. Neste caso considera-se para uma estimativa inicial do tamanho da turbina um coeficiente de potência 0,45 como valor inicial do processo, podendo ser modificado no projeto final devido ao estudo mais detalhado dos diversos fatores como comprimentos de corda variável, diferentes perfis aerodinâmicos, etc. (RUNCOS *et al.*, 2000). O raio das pás pode ser obtido a partir da equação da potência, ou seja:

$$P_T = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 C_P v^3 \Rightarrow R = \sqrt{P_T \frac{2}{\rho \pi C_P v^3}} \quad (3.2)$$

Empregando os valores citados anteriormente, o raio da pá (R) é 19,88 m, o qual para fins práticos é aproximado em 20 m. A área de varredura efetiva é a considerada entre o comprimento mínimo e máximo da pá, tal que para valores menores que raio mínimo não existe o aporte de forças aerodinâmicas elementares para a conversão em potência mecânica. Neste caso considera-se que o raio mínimo da pá é 1,5 m, sendo este valor adotado com base em turbinas de características semelhantes (VESTAS, 2000). Por sua vez, pode ser visto na Figura 3.2 que as forças atuantes na base da pá são mínimas. Esta distribuição de forças foi levantada para esta pá em particular com o algoritmo BEM, apresentado na Seção 3.3 .

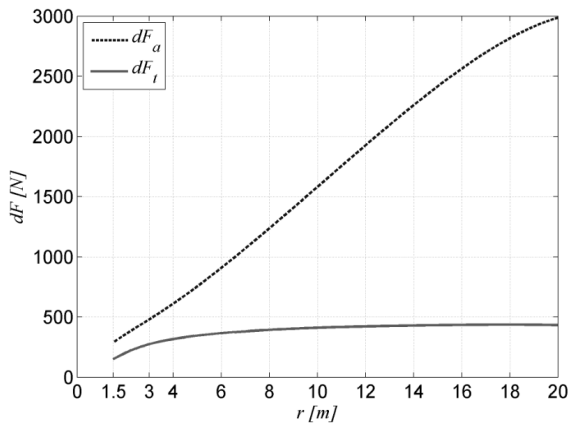


Figura 3.2-Forças axiais e tangenciais infinitesimais ao longo da pá para uma condição determinada ($v=12$ m/s, $\omega=30$ rpm, $\beta=0^\circ$).

Segundo Manwell *et al.* (2009) e Hau (2005), para uma turbina de eixo horizontal de 3 pás a velocidade específica de projeto ótima é igual a 6, tal que a velocidade angular do rotor pode ser estimada inicialmente como

$$\omega = \frac{\lambda v}{R} = \frac{6 \cdot 12,4}{20} = 3,72 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.3)$$

Porém existem duas considerações importantes no projeto. A primeira leva em conta as limitações de valores de pressão sonora. Hau (2005) recomenda uma velocidade tangencial máxima de aproximadamente 70 m/s. A segunda consideração refere-se à variação da velocidade angular do rotor devido a rajadas de vento onde, sendo esta turbina pensada para a aplicação com geradores de velocidade variável, será considerado que um aumento de 10% da velocidade nominal não deverá ultrapassar o limite de pressão sonora. Com as duas considerações mencionadas, a nova velocidade angular será determinada como:

$$\omega_{\max} R = 70 \frac{\text{m}}{\text{s}} \Rightarrow \omega_{\max} = \frac{70 \text{ m/s}}{20 \text{ m}} = 3,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.4)$$

$$\omega = 0,9 \cdot \omega_{\max} = 3,15 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cong 3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.5)$$

onde ω_{\max} é a velocidade máxima de trabalho da turbina.

Para a determinação do perfil aerodinâmico, são introduzidos os conceitos de corda e ângulo de *twist*. A corda é a distância medida entre a borda de ataque e a borda de fuga de um perfil aerodinâmico. O ângulo de *twist* é aquele que indica a torção da pá sobre seu eixo longitudinal, sendo medido entre o plano de rotação e a corda do perfil para um ângulo de passo nulo. Na Figura 3.3 são mostradas a corda e o ângulo de *twist* (β_0) para um dado perfil aerodinâmico.

A variação do ângulo de *twist* ao longo da pá é necessário para atingir o ângulo de ataque ótimo para cada seção já que a velocidade relativa é variável por causa da componente da velocidade tangencial.

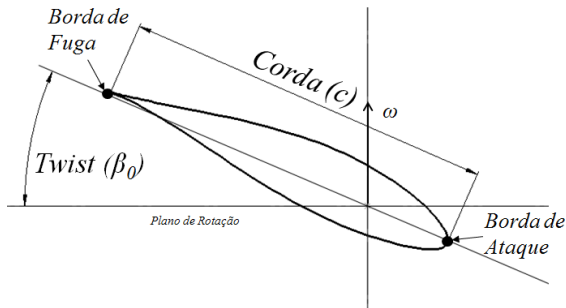


Figura 3.3- Corda e ângulo de twist em um perfil.

O perfil utilizado neste trabalho foi o NACA 63418. Este perfil foi selecionado devido a grande disponibilidade de dados aerodinâmicos na literatura (HANSEN *et al.*, 2005; BERTAGNOLIO *et al.*, 2001; ABBOT *et al.*, 1945). Na Figura 3.4 apresenta-se a geometria do perfil selecionado.

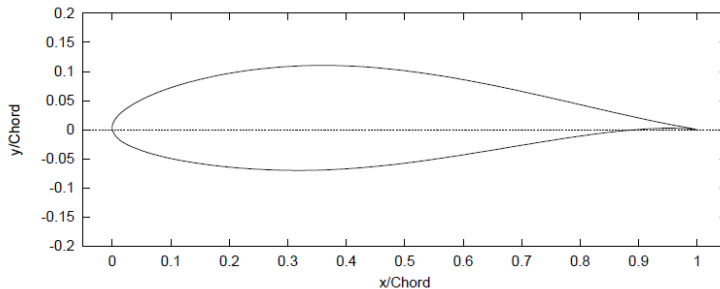


Figura 3.4 - Perfil NACA 63418 (BERTAGNOLIO *et al.*, 2001).

As curvas correspondentes aos coeficientes C_L , C_D e C_M (coeficiente de momento aerodinâmico) são apresentadas na Figura 3.5. Estes dados foram levantados do trabalho de Hansen *et al.* (2005) onde são fornecidos todos os pontos necessários para construir as curvas. Estes coeficientes são dependentes do ângulo de ataque e do número de Reynolds (Re). Este último é definido em um perfil aerodinâmico como

$$Re = \frac{1}{\nu} v_r c(r) \tag{3.6}$$

onde ν é a viscosidade cinemática, v_r a velocidade relativa do vento e $c(r)$ é o valor da corda na distância r considerada. Como a sensibilidade dos coeficientes com relação ao número de Reynolds é mínima comparada com a sensibilidade frente ao ângulo de ataque, os erros ao considerar os coeficientes aerodinâmicos para um único Re são aceitáveis (MENDEZ e GREINER, 2006).

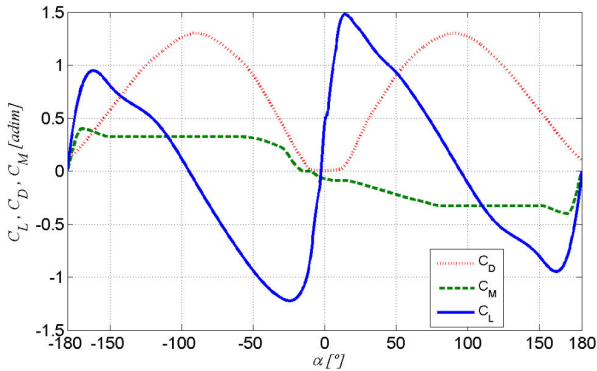


Figura 3.5 - Coeficientes aerodinâmicos NACA 63418, $Re=6 \times 10^6$.

Segundo as teorias de Betz e Schmitz apresentadas em Burton *et al.* (2001) e Sun *et al.* (2010), os parâmetros para otimizar a construção da pá são obtidos a partir do ponto de máxima relação C_L/C_D , conforme apresentado na Figura 3.6. Pode se observar que para o perfil NACA 63-418 a máxima relação existe para $C_{L,opt}=0,78$ e $\alpha_{opt}=4^\circ$.

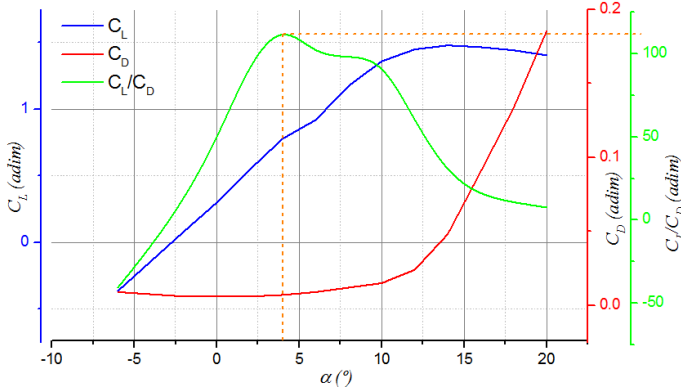


Figura 3.6 –Curvas de C_L , C_D e Relação de coeficientes C_L/C_D NACA 63418, $Re=6 \times 10^6$.

As relações apresentadas na Tabela 3.1 são utilizadas para obter a geometria da pá.

Tabela 3.1 - Teorias para obter a Corda e ângulo de *twist* ótimos.

BETZ (BURTON <i>et al.</i> , 2001)	Corda	$c = \frac{16\pi R}{9B\lambda C_{Lopt} \sqrt{\frac{4}{9} + (\lambda\mu)^2 \left[1 + \frac{2}{9(\lambda\mu)^2}\right]^2}}$	(3.7)
	<i>Twist</i>	$\beta_0 = \frac{2/3}{\lambda\mu \left(1 + \frac{2}{3(\lambda\mu)^2}\right)} - \alpha_{opt}$	(3.8)
SCHMITZ (SUN <i>et al.</i> , 2010)	Corda	$c = \frac{16\pi r}{BC_{Lopt}} \sin^2\left(\frac{1}{3} \arctan \frac{R}{r\lambda}\right)$	(3.9)
	<i>Twist</i>	$\beta_0 = \frac{2}{3} \arctan\left(\frac{1}{\lambda\mu}\right) - \alpha_{opt}$	(3.10)
PRÁTICA (SUN <i>et al.</i> , 2010)	Corda	$c = \frac{16\pi R}{9B\lambda^2 0,8C_{Lopt}} \left(2 - \frac{\mu}{0,8}\right)$	(3.11)
	<i>Twist</i>	$\beta_0 = \frac{2/3}{\lambda\mu \left(1 + \frac{2}{3(\lambda\mu)^2}\right)} - \alpha_{opt}$	(3.12)

onde $\mu = r/R$.

A teoria de Betz define a corda e o ângulo de *twist* para cada seção da pá, mas esta teoria não considera as perdas de energia causada pelo arrasto aerodinâmico, os efeitos de rotação e as perdas nas pontas da pá. Aplicando a teoria de Schmitz pode-se aproveitar de forma mais eficiente a energia cinética do ar uma vez que baseia-se na teoria do momento (SUN *et al.*, 2010). Como pode-se observar na Figura 3.7 ambas as

teorias levam um material considerável na base da pá, logo o processo de fabricação torna-se difícil.

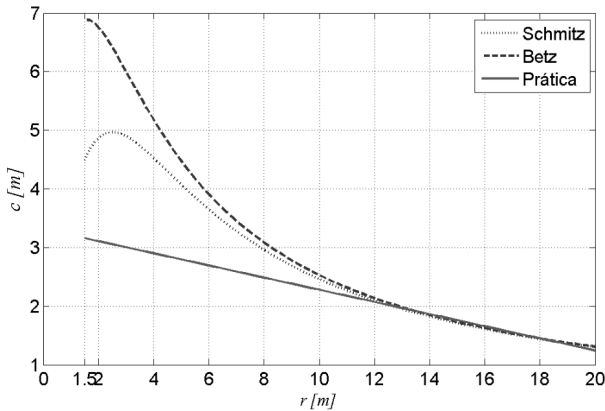


Figura 3.7 - Determinação da corda para $R=20$ m, $\alpha_{opt}=4^\circ$, $C_{Lopt}=0,78$, $B=3$, $\lambda=6$.

Com o intuito de facilitar a construção e reduzir a quantidade de material, uma corda prática é implementada. Para a definição desta traça-se uma linha entre o valor da corda correspondente a 70% e a 90% do raio da pá, como observa-se na Figura 3.7. O ângulo de twist fica definido pela teoria de Betz uma vez que os valores do ângulo de *twist* são menores, facilitando assim a construção da pá (Figura 3.8).

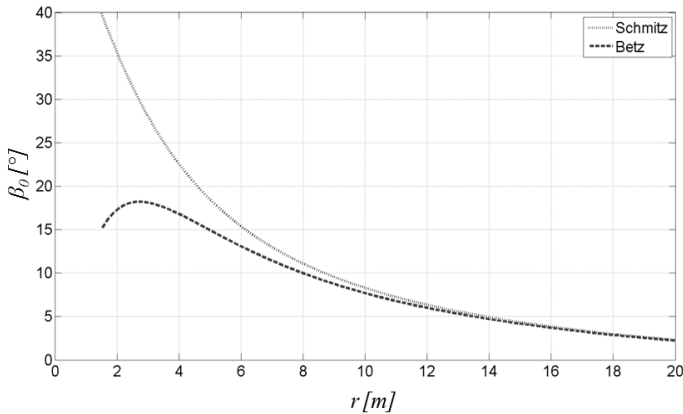


Figura 3.8 – Determinação do ângulo de *twist* para $R=20$ m, $\alpha_{opt}=4^\circ$, $C_{Lopt}=0,78$, $B=3$, $\lambda=6$.

3.3 Algoritmo BEM

Na Seção 2.6 foram apresentados os desenvolvimentos matemáticos correspondentes à teoria do elemento de pá (BET) na qual são determinadas as forças infinitesimais que aparecem pelos efeitos de sustentação e arrasto aerodinâmico. Por sua vez, a teoria do momento angular (MT)⁷ desenvolvida por Betz (1926) pode ser usada para a determinação das forças tangenciais, axiais e torques para gerar a potência útil. Ambas as teorias são combinadas na teoria do Momento do Elemento de Pá (BEM) para a determinação das forças aerodinâmicas que atuam em uma pá de turbina eólica.

Da MT extrai-se a expressão da força axial infinitesimal como

$$dF_{aMT} = \rho v^2 4 a (1 - a) \pi r dr \quad (3.13)$$

Segundo a BET e substituindo as equações (2.7) e (2.8) em (2.9) tem-se:

$$dF_a = B \frac{v^2 (1 - a)^2}{2 \sin^2 \phi} \rho c (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) dr \quad (3.14)$$

Sendo estas duas equações função do fator de interferência axial (a), as mesmas podem ser igualadas para determiná-lo. A principal dificuldade é a dependência de ϕ e, conseqüentemente, de C_L e C_D , do mesmo fator a . A única forma de determinar o valor de a é por meio de um processo iterativo onde se busca encontrar o zero da função

$$f(a) = dF_a - dF_{aMT} \quad (3.15)$$

sendo o valor de a encontrado aplicando-se o método de Newton, ou seja

$$a | f(a) = 0 \quad (3.16)$$

O valor mínimo para iniciar a iteração é, segundo Manwell *et al.* (2010)

⁷ A dedução da teoria do momento angular excede os limites deste trabalho. A dedução e desenvolvimento da mesma encontra-se em Manwell *et al.* (2009).

$$a_{\min} = \frac{1}{2} \left(1 - \sqrt{1 + \lambda_r^2} \right) \quad (3.17)$$

A Figura 3.9 exemplifica a intersecção das curvas de força pelos métodos BET e MT e o corresponde valor de a obtido pelo método de Newton.

Por sua vez o valor do fator de interferência tangencial segundo Manwell *et al.* (2010) é

$$a' = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{4}{\lambda_r^2} a(1-a) \right)} \quad (3.18)$$

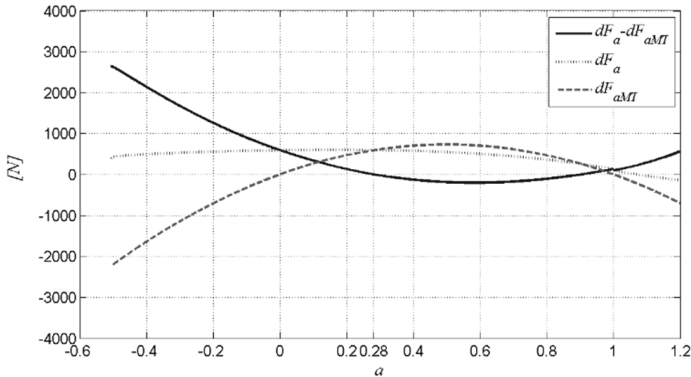


Figura 3.9- Obtenção do valor do fator de interferência axial ($v=18$ m/s; $\omega=3,14$ rad/s; $\beta=0^\circ$; $c=3$ m; $r=10$ m).

Se o zero da função é obtido para um valor de $a > 0,4$ a MT não tem mais validade, devido à perturbação na região do escoamento, turbulências locais e recirculação de ar, por tanto deve ser aplicada a relação empírica de Glauert para obter o novo valor do fator de interferência axial (MANWELL *et al.*, 2010), ou seja

$$C_{Tr} = \frac{dF_a}{\frac{1}{2} \rho v^2 2\pi r dr} \quad (3.19)$$

e

$$a_G = 0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_{Tr})} \quad (3.20)$$

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 $a=a_G$. A Figura 3.10 exemplifica este processo.

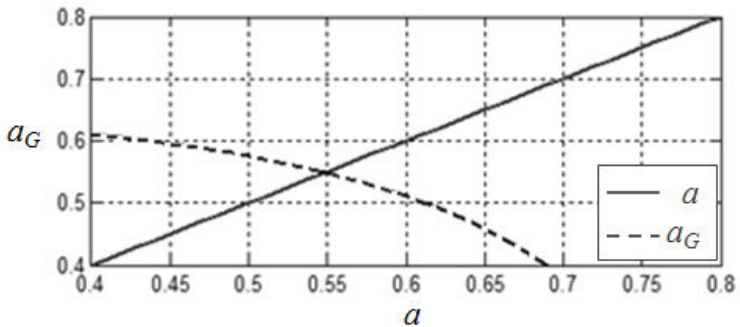


Figura 3.10 - Iteração Coeficiente de Glauert ($v=12$ m/s; $\omega=3,14$ rad/s; $\beta=0^\circ$; $c=3,7$ m; $r=4$ m).

Com os coeficientes de interferência axial e tangencial determinados, as forças aerodinâmicas infinitesimais atuantes em cada seção da pá são obtidas por integração matemática como foi apresentado na Seção 2.4 .

Com base nas equações aqui apresentadas, o algoritmo BEM pode ser colocado na forma de fluxograma como da Figura 3.11.

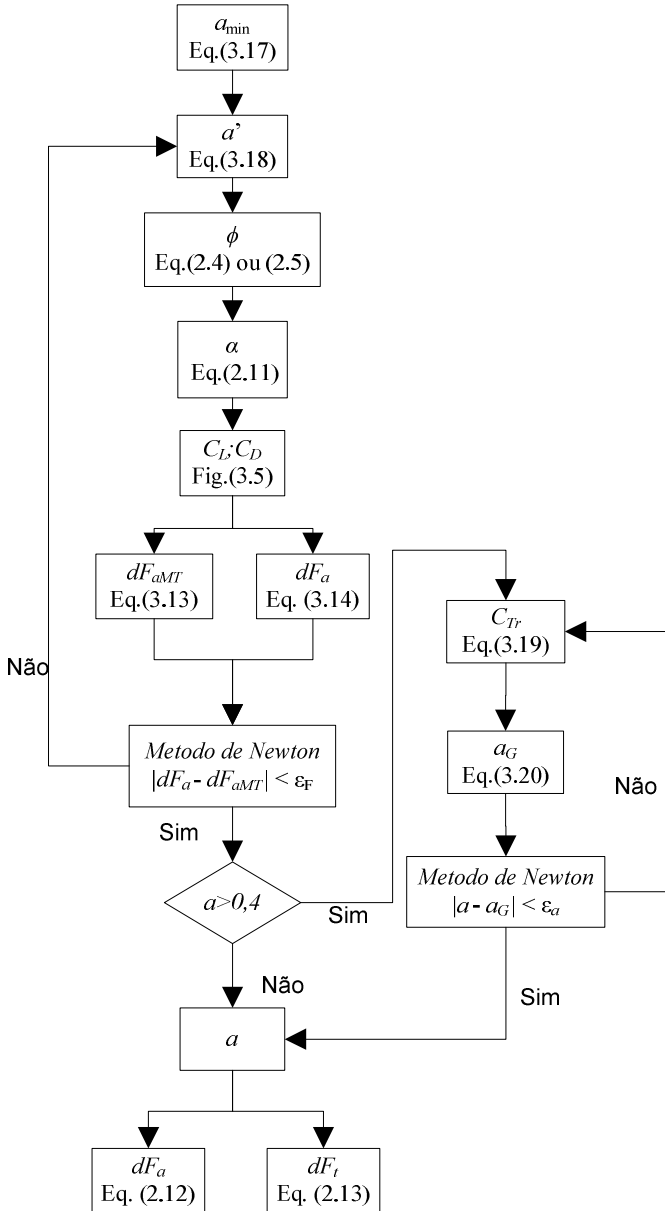


Figura 3.11 - Algoritmo BEM.

3.4 Momentos atuantes em um mecanismo de variação de ângulo de passo

3.4.1 Momento devido ao atrito nos rolamentos

Os rolamentos que permitem a pá girar sobre seu eixo longitudinal geram uma força de atrito que pode alcançar valores significativos para o projeto dos sistemas de atuação, principalmente devido às grandes forças estáticas as quais estão submetidos (HAU, 2005).

O momento devido ao atrito nos rolamentos consiste de um atrito estático e um atrito dinâmico (LEKOU *et al.*, 2010). O atrito estático está diretamente relacionado com o carregamento a que o rolamento está submetido. Para o atrito dinâmico podem ser encontradas na literatura diversos modelos como os apresentados em Olsson *et al.* (1998) porém, no sistema de posicionamento de ângulo de passo as velocidades de atuação são relativamente baixas devido as limitações impostas pela própria estrutura do equipamento. Para situações especiais como paradas de emergência a velocidade pode chegar a valores máximos nos quais ainda o efeito das cargas estáticas continua sendo dominante (SKF, 1989). Alguns valores de velocidades máximas de atuação são apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Diversas velocidades de atuação dos sistema de regulação de ângulo de passo.

Autor	Potência	Velocidade do sistema
Fingerish e Johnson (2002)	600 kW	19 °/s
Miller <i>et al.</i> (2003)	1,5-3,6MW	10 °/s
Pao e Johnson (2009)	5 MW	8 °/s
Dai <i>et al.</i> (2011)	1,2 MW	12 °/s

Como as cargas dominantes são as estáticas, será possível implementar um modelo de atrito de Coulomb como utilizado por Friedland e Park (1991).

Na Figura 3.12 são apresentadas as cargas que atuam nos diversos eixos do rolamento. Tanto as forças axiais e radiais, assim como os momentos atuantes, são extraídas do algoritmo BEM apresentado na Seção 3.3

O cálculo do momento devido ao atrito nos rolamentos (T_{fR}) pode ser determinado de forma geral por meio da Equação (3.21) apresentada a seguir, a qual é obtida de forma empírica e considera vários parâmetros como o tipo de rolamento, separadores entre elementos rolantes e vedações (ROTHERDE, 2011).

$$T_{fR} = \frac{\mu_r}{2} (4,4 M_k + F_{aR} D_{mR} + 3,806 F_{rR} D_{mR}) \quad (3.21)$$

Os termos nesta equação são desenvolvidos a seguir:

μ_r = coeficiente de atrito, o qual depende do tipo de rolamento (esferas ou rolos cilíndricos, número de pistas etc.). A Tabela 3.3 mostra alguns dos valores que pode assumir este coeficiente (HARRIS *et al.*, 2009) e frente ao desconhecimento do tipo de rolamento com o qual se está trabalhando, Bossanyi e Jamieson (1999) afirmam que um coeficiente de 0,005 pode ser aplicado.

Tabela 3.3 - Coeficiente de atrito no rolamento segundo o tipo.

Tipo de Rolamento	μ_r
Rolamento de esferas com proteção	0,003
Rolamento de esferas com separador	0,004
Rolamento de rolos cilíndricos	0,004

M_k = Momento resultante que atua no plano do rolamento, o qual pode ser calculado como

$$M_k = \sqrt{T_a^2 + T_t^2} \quad (3.22)$$

onde T_a é o momento Axial atuante na pá e T_t é o momento Tangencial Atuante no rolamento⁸.

D_{mR} = Diâmetro médio do rolamento.

F_{aR} = Força axial atuante na direção do eixo longitudinal do rolamento decorrente da ação da força centrífuga, ou seja

⁸ Este momento é conhecido como “*edge moment*” e deve ser considerado quando a pá é considerada como flexível (BIANCHI *et al.*, 2006). Neste caso a pá é considerada como rígida sendo $T_t \neq 0$ já que o momento tangencial é aproveitado na sua totalidade no rotor da turbina.

$$F_{aR} = \omega^2 y_{cg} m_t \quad (3.23)$$

onde ω é a velocidade de rotação da turbina, y_{cg} é a distância entre o eixo de rotação da turbina e o centro de massa da pá e m_t é a massa da pá.

F_{rR} = Força radial atuante no rolamento, a qual pode ser calculada como

$$F_{rR} = \sqrt{(F_a + mg)^2 + F_t^2} \quad (3.24)$$

sendo F_a e F_t as forças axial e radial e o produto mg a força peso.

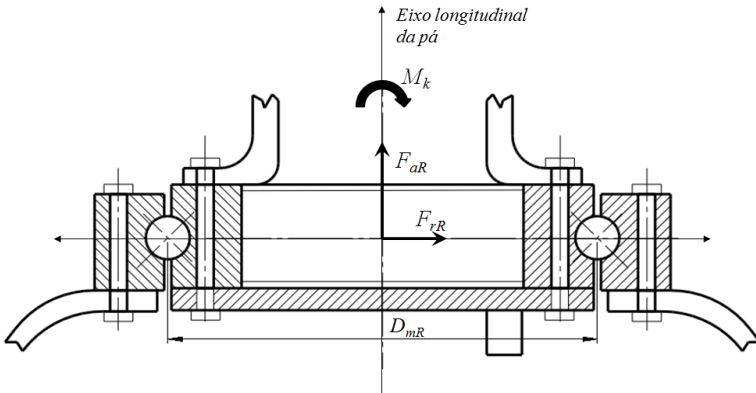


Figura 3.12- Forças atuantes no rolamento (adaptado de HARRIS *et al.*, 2009).

A contribuição do peso da pá atua incrementando tanto o valor da força radial como o valor da força axial de tal forma que o valor máximo na direção perpendicular ao eixo longitudinal da pá acontece quando a contribuição na direção axial é nula (posição A) e vice-versa (posição B), como se apresenta na Figura 3.13. Para a avaliação da máxima influência do peso, este é somado à força radial no rolamento (Equação (3.25)) já que a mesma está afetada proporcionalmente por fatores empíricos maiores que 1, como pode ser visto na Equação (3.21).

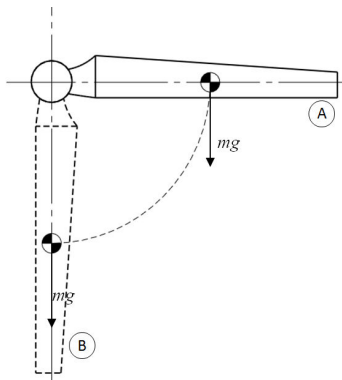


Figura 3.13 - Ação do peso sobre a força de atrito.

Para implementar a força de atrito é levada em consideração a direção da mesma, que sempre será oposta ao sentido do deslocamento. Então a Equação (3.21) assume a forma de

$$T_{fR} = \text{sgn}(\dot{\beta}) \frac{\mu_r}{2} (4,4 M_k + F_{aR} D_{mR} + 3,806 F_{rR} D_{mR}) \quad (3.25)$$

onde

$$\text{sgn}(\dot{\beta}) = \begin{cases} 1 & \text{se } \dot{\beta} > 0 \\ 0 & \text{se } \dot{\beta} = 0 \\ -1 & \text{se } \dot{\beta} < 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

A implementação da Equação (3.27) em Simulink pode ser vista na Figura 3.14

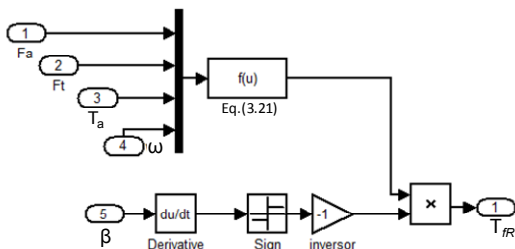


Figura 3.14 - Diagrama de blocos do momento de atrito nos rolamentos.

3.4.2 Momento aerodinâmico

As forças resultantes que atuam em uma seção da pá são apresentadas novamente na Figura 3.15 e foram desenvolvidas na Seção 2.4 Estas forças aparecem devido a diferença de pressões dinâmicas que atuam sobre o perfil aerodinâmico.

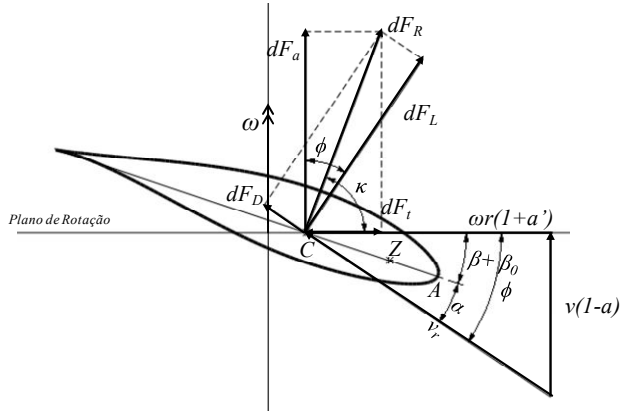


Figura 3.15- Forças aerodinâmicas atuantes em uma seção de pá.

Na Figura 3.15, o ponto Z indica a interseção do eixo longitudinal de rotação da pá com o plano da seção, o ponto A representa a borda de ataque e o ponto C é o centro de pressão onde a força aerodinâmica causada pela pressão dinâmica pode ser representada como uma força pontual. O principal desafio para a determinação do momento causado pelas forças aerodinâmicas recai na determinação da posição do ponto C, uma vez que as magnitudes das forças atuantes no perfil são obtidas no algoritmo BEM.

Partindo das equações (2.7) e (2.8), a força infinitesimal resultante na seção é:

$$d\vec{F}_R = d\vec{F}_L + d\vec{F}_D \tag{3.27}$$

$$dF_R = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c \sqrt{C_L^2 + C_D^2} dr \tag{3.28}$$

O ângulo (κ) entre a força resultante (dF_R) e o plano de rotação pode ser obtido a partir das equações (2.7), (2.8), (2.9) e (2.10), tal que

$$\kappa = \arctan \frac{dF_a}{dF_t} = \arctan \left(\frac{C_L \cos \phi + C_D \sin \phi}{C_L \sin \phi - C_D \cos \phi} \right) \quad (3.29)$$

O momento resultante devido à força dF_R tomando como referência a borda de ataque do ponto A (na Figura 3.15) pode ser expresso então como:

$$dT_{aero}^A = dF_R \sin(\beta + \beta_o + \kappa) AC \quad (3.30)$$

Este momento também pode ser expresso em função do coeficiente de momento (C_M) apresentado na Figura 3.5. Como fica demonstrado em (DAI *et al.*, 2011; MANWELL *et al.*, 2009 e HANSEN *et al.*, 2005), o momento no ponto A pode ser expresso como

$$dT_{aero}^A = \frac{1}{2} \rho C_M v_r^2 c^2 dr \quad (3.31)$$

Substituindo (3.28) em (3.30) e igualando as equações (3.30) e (3.31), a distância AC é

$$AC = \frac{C_M c}{\sqrt{C_L^2 + C_D^2} \sin(\beta + \beta_o + \kappa)} \quad (3.32)$$

Com esta distância determinada e conhecendo por projeto a alocação do eixo de rotação longitudinal da pá, a distância entre o centro de pressão C e o ponto de interseção Z é simplesmente determinada como

$$ZC = AC - AZ = \frac{C_M c}{\sqrt{C_L^2 + C_D^2} \sin(\beta + \beta_o + \kappa)} - AZ \quad (3.33)$$

É comum considerar o eixo de rotação longitudinal (ponto Z) coincidente com o centro aerodinâmico alocado de forma prática a uma distância de $c/4$ desde a borda de ataque A (SUN *et al.*, 2010), onde c é a corda da seção, porém, esta distância pode variar de um projeto para outro. Neste caso em particular, a construção do modelo da pá foi baseada nesta alocação do eixo de rotação.

O momento aerodinâmico em uma seção da pá, causado pela resultante das forças dF_R , a uma distância ZC do eixo de rotação C pode ser expresso como:

$$dT_{aero}^Z = dF_R \sin(\beta + \beta_o + \kappa) ZC \quad (3.34)$$

$$dT_{aero}^Z = \frac{1}{2} \rho v_r^2 c \sqrt{C_L^2 + C_D^2} \sin(\beta + \beta_o + \kappa) ZC dr \quad (3.35)$$

Finalmente, para avaliar o momento total resultante ao longo de toda a pá, o qual será carregado como uma das componentes a ser suportada pelo mecanismo de atuação, se utiliza a Equação (3.37):

$$T_{aero}^Z = \int_{R_o}^R dT_{aero}^Z \quad (3.36)$$

$$T_{aero}^Z = \frac{1}{2} \rho \int_{R_o}^R v_r^2 c \sqrt{C_L^2 + C_D^2} \sin(\beta + \beta_o + \kappa) ZC dr \quad (3.37)$$

Para o presente trabalho a curva de C_M considerada baseia-se na Figura 3.5, a qual foi levantada do trabalho de Hansen *et al.* (2005), onde os valores foram obtidos para o eixo de rotação longitudinal da pá a qual está situada em $c/4$ ($AZ=c/4$), sendo que o momento resultante pode ser obtido diretamente integrando a Equação (3.31) entre R_o e R .

Como foi visto nesta seção, para a determinação do momento aerodinâmico é necessário determinar os coeficientes aerodinâmicos, por meio do ângulo de ataque, sendo estes coeficientes função do fator de interferência axial (a), o qual é determinado de forma iterativa como foi apresentado na Seção 3.3 .

3.4.3 Momento devido ao próprio peso da pá

As forças de gravidade geram um momento sobre o eixo longitudinal da pá, o qual varia tanto com o giro da pá sobre o eixo do rotor da turbina, como pode ser visto na Figura 3.13, como também com o próprio ângulo de passo. Este momento tem um efeito importante visto que a pá da turbina pode ter uma flexibilidade considerável dependendo do tipo de tecnologia utilizada em sua fabricação. Esta característica faz com que o centro de gravidade tenha um afastamento do eixo de rotação

longitudinal, aumentando em várias vezes o seu valor em relação à suposição de uma pá rígida (BOSSANYI *et al.*, 1999).

Assumindo que o centro de gravidade encontra-se deslocado uma distância r_{cg} do eixo longitudinal de rotação da pá, como é apresentado na Figura 3.16, existirá um momento instantâneo (T_{gi}) aplicado no mecanismo de regulação de ângulo de passo o qual varia de acordo com a Equação (3.38).

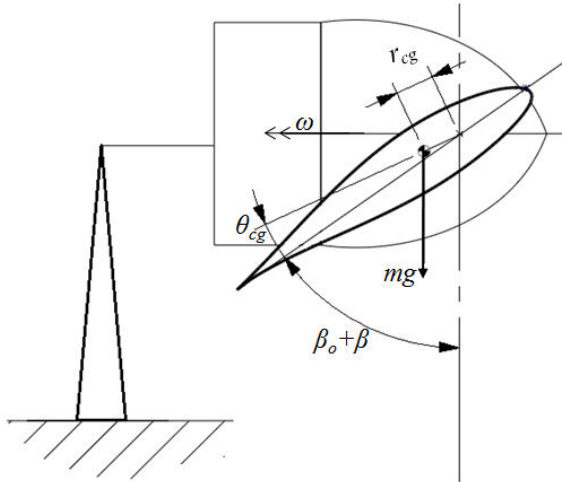


Figura 3.16 - Força gerada pelo próprio peso da pá.

$$T_{gi} = mgr_{cg} \sin(\beta + \beta_o + \theta_{cg}) \cos(\omega t) \quad (3.38)$$

O momento devido ao peso será máximo na posição em que esteja totalmente perpendicular à direção longitudinal, que no caso é na posição A da Figura 3.13. Assim, o momento máximo (T_g) devido ao próprio peso da pá fica da forma:

$$T_g = mgr_{cg} \sin(\beta + \beta_o + \theta_{cg}) \quad (3.39)$$

No caso de controle coletivo de ângulo de pás como apresentado na Seção 2.7.3, o momento gerado pelo peso das pás é a soma dos momentos individuais instantâneos das pás e como existe uma defasagem de 120° , o momento total pode ser escrito como:

$$\sum T_{gi} = T_{gi}^{pá1} + T_{gi}^{pá2} + T_{gi}^{pá3} = 0 \tag{3.40}$$

para o caso que as pás sejam consideradas como rígidas.

Percebe-se que a força gerada pelo peso das pás tem uma influência importante em sistemas de atuação individual e devido a sua natureza cíclica representa uma entrada importante no projeto de sistemas de travamento e freio do mecanismo de variação de ângulo de passo. (BOSSANYI e JAMIESSON, 1999)

A implementação em diagrama de blocos do momento devido ao peso da pá é apresentada na Figura 3.17

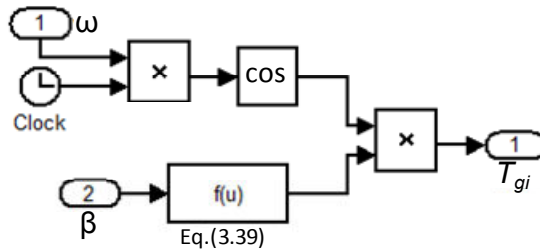


Figura 3.17 - Diagrama de Blocos do momento devido ao peso da pá.

3.4.4 Momento de inércia centrífuga

O mecanismo de variação de ângulo de passo se encontra submetido a um momento devido às forças centrífugas⁹ que atuam sobre cada partícula da pá. Na Figura 3.18 é mostrada uma pá de turbina eólica girando com uma velocidade angular ω .

⁹ Entende-se como força centrífuga aquela força fictícia de natureza inercial, a qual faz a uma partícula com movimento de rotação descrever uma trajetória retilínea em ausência da força centrípeta que mantém a partícula na trajetória circular (DEN HARTOG, 1948).

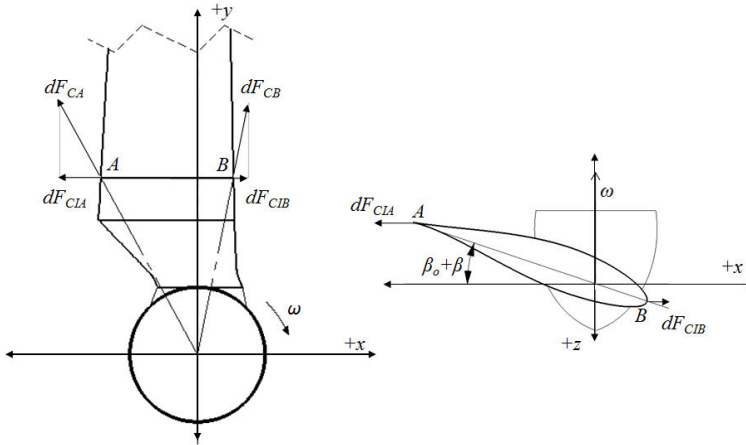


Figura 3.18- Momento devido à distribuição de massa do perfil.

Considerando duas partículas de massa dm situadas nos pontos A e B , sobre cada uma delas atuará uma força centrífuga que pode ser decomposta nas direções de x e y . A força resultante na direção de y terá uma componente radial, a qual atuará diretamente sobre os rolamentos e as estruturas de suporte do rotor. Esta força resultante (F_{aR}) foi apresentada na Equação (3.23) e pode ser expressa como:

$$F_{aR} = \omega^2 \int_{R_o}^R r dm = \omega^2 y_{cg} m \quad (3.41)$$

onde r representa a distância radial desde o eixo do rotor até a seção considerada.

As componentes da direção de x geram um momento devido à distribuição não uniforme de massa (DEN HARTOG, 1948). Este momento pode representar, para alguns projetos, o valor mais significativo frente às outras forças atuantes (YAO *et al.*, 2006).

Considerando o ponto A da Figura 3.19, o momento gerado pela força dF_{CIA} contida no plano xz e paralela ao eixo x em relação ao eixo de rotação longitudinal da pá será:

$$dT_{ci}^A = \omega^2 x dm z = \omega^2 x z \rho_{pá} dr dS \quad (3.42)$$

onde $\rho_{pá}$ é a massa específica da pá.

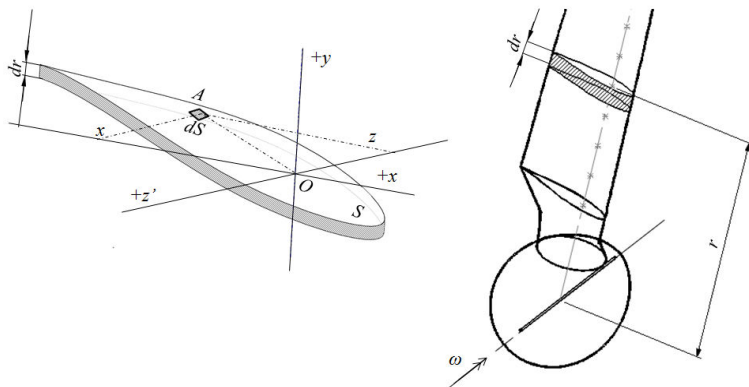


Figura 3.19 - Momento de Inércia Centrífuga.

Integrando em toda a área S da pá, o momento resultante em uma seção S será:

$$dT_{ci}^S = \omega^2 dr \rho_{pá} \int_S xz dS \quad (3.43)$$

onde o termo integrado representa o produto de inércia ou momento de inércia centrífuga (DEN HARTOG, 1948).

$$I_p^S = \int_S xz dS \quad (3.44)$$

O momento total gerado na pá devido a força centrífuga será

$$T_{CI} = \int_{R_o}^R dT_{ci}^S = \omega^2 \int_{R_o}^R \rho_{pá} I_p^S dr \quad (3.45)$$

Devido às características geométricas da pá, percebe-se que cada seção da mesma terá um momento de inércia centrífuga próprio e diferente das demais seções, uma vez que tanto a corda como o ângulo de *twist* são particulares para cada seção. Por sua vez, a distribuição da massa específica da pá não é uniforme ao longo de toda a pá devido a que determinadas seções devem suportar esforços maiores.

Para avaliar a variação do momento de inércia centrífuga com relação à rotação da seção em torno a um referencial fixo, pode-se utilizar a Equação (3.46) a qual encontra-se desenvolvida em Fliess (1970).

$$I_p^S = I_{pxz}^S \cos(2(\beta + \beta_o)) + \frac{1}{2}(I_x^S - I_z^S) \sin(2(\beta + \beta_o)) \quad (3.46)$$

Nesta equação, I_{pxz}^S representa o produto de inércia para um par de eixos xz , além disso I_x^S e I_z^S são os momentos de segunda ordem referidos a estes eixos. A Equação (3.46) permite encontrar o valor do momento de inércia centrífuga com a rotação de um ângulo $(\beta + \beta_o)$ com relação a posição inicial de referência como se apresenta na Figura 3.20.

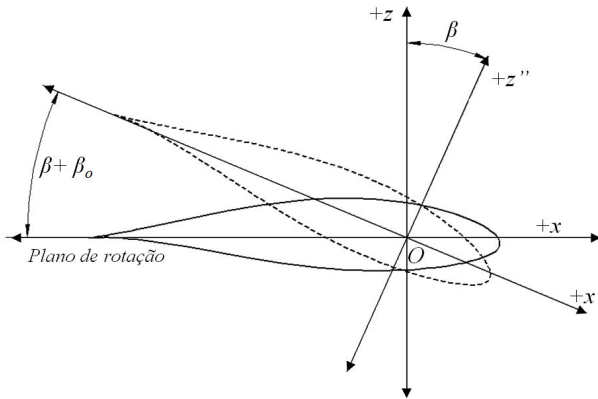


Figura 3.20- Rotação de uma seção em torno de um ponto O .

Como a posição de referência é arbitrária, é possível expressar o valor da inércia centrífuga como função dos momentos de inércia principais (FLIESS, 1970) de tal forma que

$$\left. \begin{array}{l} I_{\max}^S \\ I_{\min}^S \end{array} \right\} I_{pxz}^S = 0 \quad (3.47)$$

como pode ser visto no Apêndice C. Assim o momento de inércia centrífuga para cada posição pode ser expresso como

$$I_p^S = \frac{1}{2}(I_{\max}^S - I_{\min}^S) \sin(2(\beta + \beta_o)) \quad (3.48)$$

Finalmente substituindo (3.48) em (3.45) a expressão final para obter o momento centrífugo resultante ao longo de toda a pá da turbina com relação a um par de eixos xz será

$$T_{Cl} = \frac{I}{2} \omega^2 \int_{R_o}^R \rho_{pá} (I_{max}^S - I_{min}^S) \sin(2(\beta + \beta_o)) dr \quad (3.49)$$

onde β representa o ângulo de passo da pá e β_o é o ângulo de *twist* correspondente a seção da pá analisada, o qual neste caso será o determinado pela Equação.(3.12). A determinação dos momentos de inércia é explicada em detalhe no Apêndice C.

3.4.5 Momento devido à inércia polar da pá.

No termo da direita da Equação (3.1), identifica-se a parcela associada com a aceleração angular do ângulo de passo e com a inércia no sentido do eixo longitudinal da pá. Esta força não é uma força externa aplicada ao mecanismo de ângulo de passo, mais sim uma consequência da diferença entre as forças externas e a força gerada pelo mecanismo. Porém, é possível considerá-la como uma força atuante no mecanismo partindo do princípio de d'Alembert de forças fictícias onde diz que “Uma partícula ou sistema de partículas está em equilíbrio sob a influência das forças que agem sobre ele, desde que a força de inércia esteja incluída entre as forças” (DEN HARTOG, 1948). Reescrevendo a Equação (3.1) tem-se:

$$T_p - T_C - I\ddot{\beta} = 0 \quad (3.50)$$

onde o momento inercial será indicado como:

$$T_I = I\ddot{\beta} \quad (3.51)$$

3.5 Ajuste do Algoritmo BEM

Nas seções 3.4.1 e 3.4.2 foram apresentadas as análises para determinar os momentos de atrito nos rolamentos da pá e os momentos aerodinâmicos. Estes momentos são função das forças axiais e tangenci-

ais existentes na pá da turbina que, por sua vez, são dependentes das velocidades do vento incidente e da velocidade angular do rotor da turbina, ambas afetadas pelos fatores de interferência axial (a) e interferência rotacional (a'). No Algoritmo BEM a determinação destes fatores é realizada por meio de um processo iterativo como apresentado na Figura 3.11. Este processo apresenta um relevante custo computacional na ordem de aproximadamente 7 min. de processamento para 10 s de tempo simulado¹⁰. Por sua vez, o algoritmo BEM é construído partindo de uma rotina de comando no software MATLAB como um arquivo “*m.file*”. Isto apresenta uma limitação importante já que para trabalhar em tempo real com o sistema de aquisição, toda a malha de controle e aquisição deve ser realizada em blocos do Simulink, não podendo ser chamadas funções “*m.file*” no diagrama geral da simulação (DSPACE, 2010).

Para contornar estas duas dificuldades, foram mapeados os valores de saída do algoritmo BEM para diferentes condições operacionais, conforme especificado na Tabela 3.4

Tabela 3.4- Parâmetros de avaliados com o algoritmo BEM.

Variável	Nome	Valores	Índice dos elementos	Unidade
Variáveis independentes	ω	[27;28;...;33]	$\omega_i, i=1,2,\dots,7$	rpm
	ν	[12;13;...;25]	$\nu_j, j=1,2,\dots,14$	m/s
	β	[0;2,3;4,6;...;25,3]	$\beta_k, k=1,2,\dots,12$	°
Variáveis dependentes	G_m	[$P_T; F_i; F_a; T_i; T_a; T_{aero}$]	$G_m, m=1,2,\dots,6$	$P_T [W]$ $F_{t,a} [N]$ $T_{t,a} [Nm]$, $T_{aero} [Nm]$

As variáveis dependentes do algoritmo BEM serão determinadas por meio de

$$G_m(i, j, k) = f_{BEM}(\omega_i, \nu_j, \beta_k) \quad (3.52)$$

¹⁰ Para um PC com as características apresentadas na Tabela 4.5.

onde f_{BEM} representa as funções matemáticas do algoritmo BEM que relacionam diretamente uma série de valores das variáveis independentes para com cada uma das variáveis dependentes.

Logo de determinar todos os pontos $G_m(i,j,k)$ é possível ajustar os mesmos por meio de uma função matemática. Foram encontradas na literatura duas formas fazer o ajuste dos pontos $G_m(i,j,k)$: a primeira foi por meio da aplicação de superfícies de Beziér (YOUNSI *et al.*, 2001), a qual tem a característica de ser um método simples de implementar em um espaço de 3 dimensões, mas aumenta consideravelmente a dificuldade na sua implementação para espaços de mais dimensões. A segunda forma de ajustar a curva é pela técnica dos mínimos quadrados (FREITAS, 2008), a qual foi utilizada neste trabalho partindo do código de programação desenvolvido por d'Errico (2011). Pelo ajuste dos mínimos quadrados foram implementados polinômios de 3^{ra} ordem para todas as variáveis independentes, cujos coeficientes são apresentados no Apêndice D.

De modo geral tem-se:

$$\begin{cases} P_T = f_1(\omega, v, \beta) \\ F_t = f_2(\omega, v, \beta); \\ F_a = f_3(\omega, v, \beta); \\ T_t = f_4(\omega, v, \beta); \\ T_a = f_5(\omega, v, \beta); \\ T_{aero} = f_6(\omega, v, \beta) \end{cases} \quad (3.53)$$

onde $f_{1,2,\dots,6}$ são os polinômios achados por meio do ajuste.

Na Figura 3.21 observa-se a curva estática de potência mecânica em relação à velocidade do vento obtida pelo algoritmo BEM, sendo que a linha CD corresponde à potência nominal da turbina. Destaca-se que para este projeto de pá, o algoritmo BEM não encontra uma convergência para as seções de pá próximas ao eixo de rotação da turbina para velocidades de vento menores que 9 m/s devido ao surgimento de termos negativos quando da determinação dos coeficientes de interferência axial e rotacional, os quais envolvem o cálculo de raízes.

Para velocidades de ventos crescentes, o algoritmo não encontra limitações matemáticas, mas as mesmas aparecem pelo próprio funcionamento da turbina.

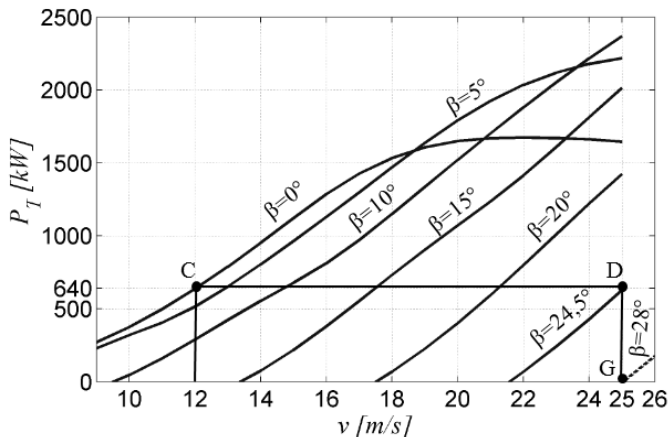


Figura 3.21 - Curva estática de potência versus velocidade do vento ($\omega=30$ rpm) obtidas pelo algoritmo BEM.

Na Figura 3.22 apresentam-se as curvas ajustadas de potência, as quais serão utilizadas neste trabalho. Todos os polinômios apresentados na Equação (3.53) não possuem restrições matemáticas e sempre será possível achar valores de saída para as diferentes combinações de entradas que representam as diversas condições de funcionamento da turbina.

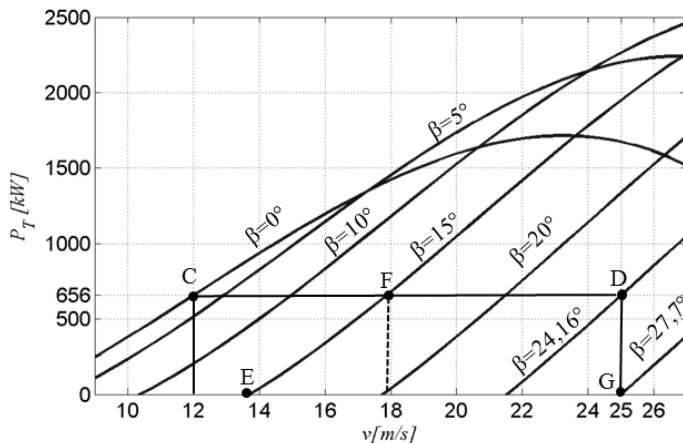


Figura 3.22 - Curva estática de Potência versus Velocidade do vento ($\omega=30$ rpm) obtidas pelo polinômio de ajuste.

Pelo motivo de não possuir restrições matemáticas nos polinômios ajustados, deve-se ter o cuidado de trabalhar sempre dentro das regiões de funcionamento possível, as quais são explicadas a seguir. Analisando-se, por exemplo, o ângulo de 15° (ponto F da Figura 3.22), pode-se observar o limite inferior da região de validade que se encontra para $13,7^\circ$ (ponto E), abaixo da qual a potência seria negativa. Para velocidades de vento maiores que a do ponto F, a potência gerada seria maior que a potência nominal, condição esta que não acontecerá na prática desde que o controle de ângulo de passo atue para regular a potência. Por sua vez, o maior valor de ângulo de passo para o qual é alcançada a potência nominal é de $24,16^\circ$ na velocidade de vento de corte de 25 m/s (ponto D). Para zerar a potência mecânica no rotor da turbina com o vento de corte, um ângulo de passo de $27,7^\circ$ (ponto G) deverá ser alcançado.

Na Figura 3.23a, é apresentada a relação existente entre o ângulo de passo necessário para manter a potência mecânica do gerador no valor nominal em função da velocidade de vento incidente. Na Figura 3.23b são apresentadas as regiões de funcionamento da turbina, onde as mesmas são delimitadas pelas curvas de ótimo funcionamento (Figura 3.23a) e de funcionamento limite onde um ângulo maior provocaria uma potência negativa para uma determinada velocidade de vento.

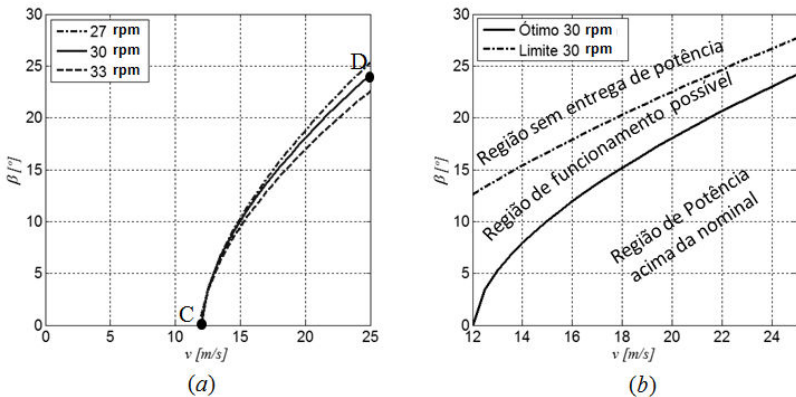


Figura 3.23 -(a)Relação entre β e as velocidade do vento para manter a potência nominal. (b) Limites de validade e região de avaliação dos pontos (para $\omega=30 \text{ rpm}$).

As condições extremas de operação serão analisadas brevemente, já que são condições anormais de funcionamento, mas fornecem refe-

rência de valores aos quais se encontra submetido o equipamento. Neste trabalho serão analisadas de forma mais detalhada as condições para a região de funcionamento possível (Figura 3.23b), já que é a região onde o sistema de controle de ângulo de passo concentra a sua maior atividade.

A análise realizada anteriormente para $\beta=15^\circ$ é válida para todos os pontos que se encontram sobre a reta CD.

Neste trabalho, foram avaliados os erros entre os valores do algoritmo BEM e os polinômios de ajuste correspondente, onde o valor de erro admissível foi de 5% dentro da região de funcionamento possível. Na Figura 3.24, apresenta-se a superfície gerada pelo polinômio de ajuste correspondente a $P_T(f_i(\omega, v, \beta))$. Destaca-se que a superfície apresentada nesta é resultado do mapeamento para uma velocidade angular constante igual a 30 rpm que corresponde ao valor nominal da turbina, mas deve-se lembrar de que o polinômio é uma função de três variáveis independentes.

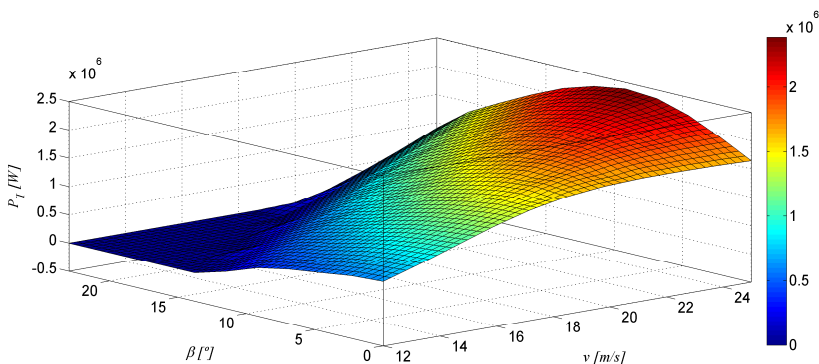


Figura 3.24 – Superfície ajustada de P_T ($\omega=30$ rpm)

Na Figura 3.25, são mostrados os erros para as diferentes condições de funcionamento. Observa-se uma tendência de aumento no erro para pontos fora das regiões de operação e validade do algoritmo, mas uma região de baixo erro para a região central, correspondente à região de funcionamento possível da turbina (Figura 3.23b).

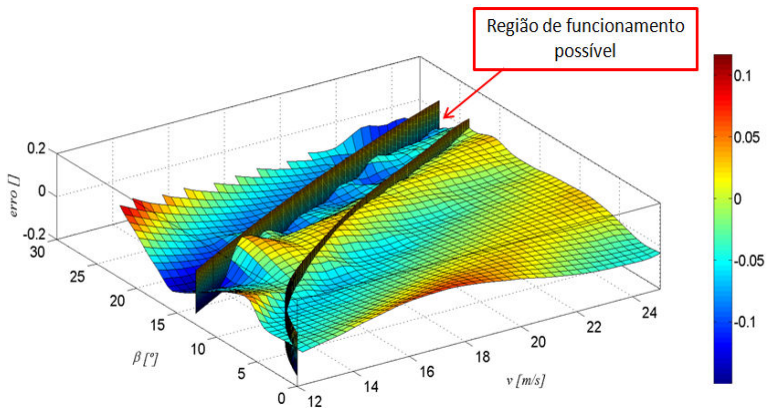


Figura 3.25- Erros para a potência ajustada.

A seguir são apresentadas as superfícies ajustadas para os parâmetros restantes mostrados na Equação (3.53), onde os pontos que ficam na região sem entrega de potência (Figura 3.23b) foram igualados a zero com o intuito de não considerar estes valores na análise.

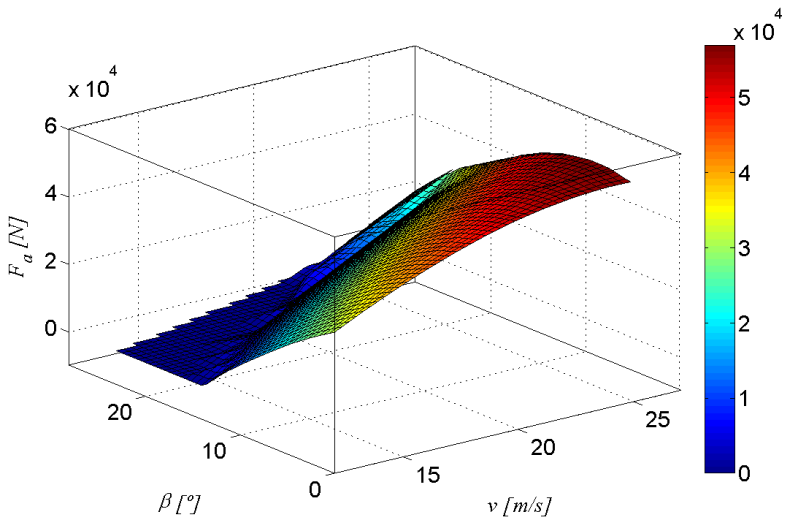
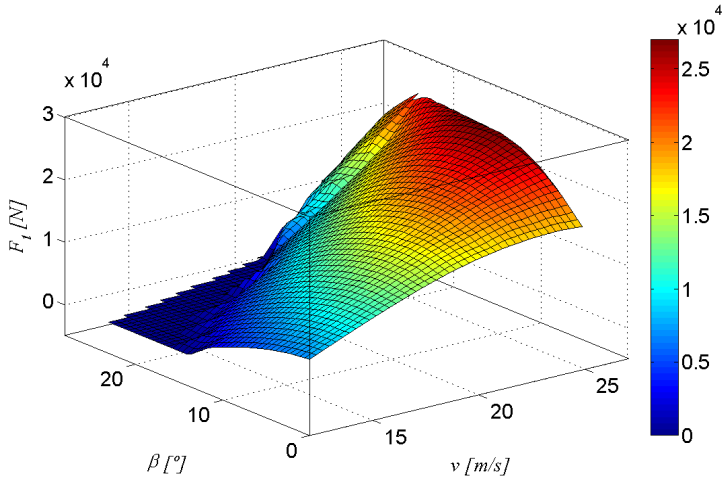
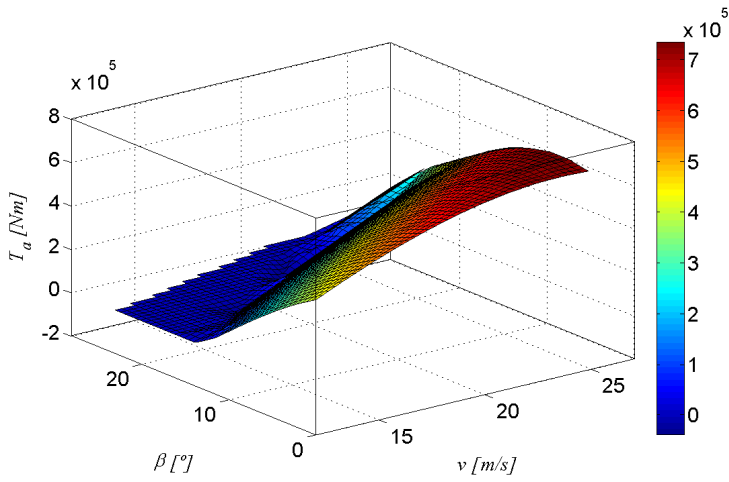


Figura 3.26 - Superfície ajustada para F_a .

Figura 3.27 - Superfície ajustada para F_t .Figura 3.28 - Superfície ajustada para T_a .

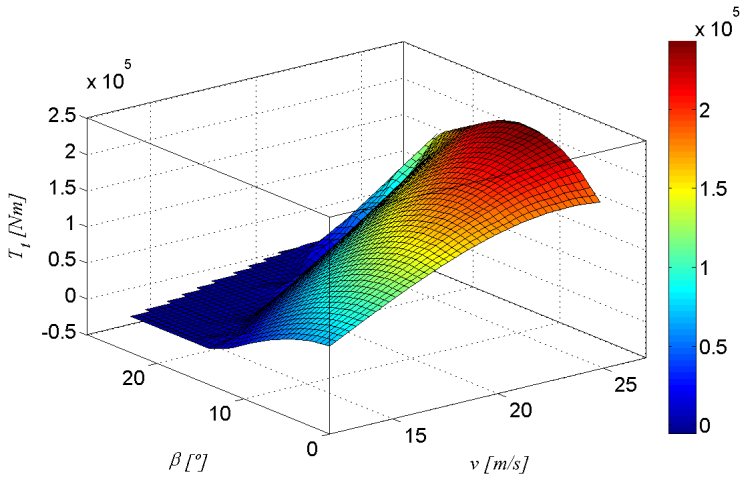


Figura 3.29 - Superfície ajustada para T_t .

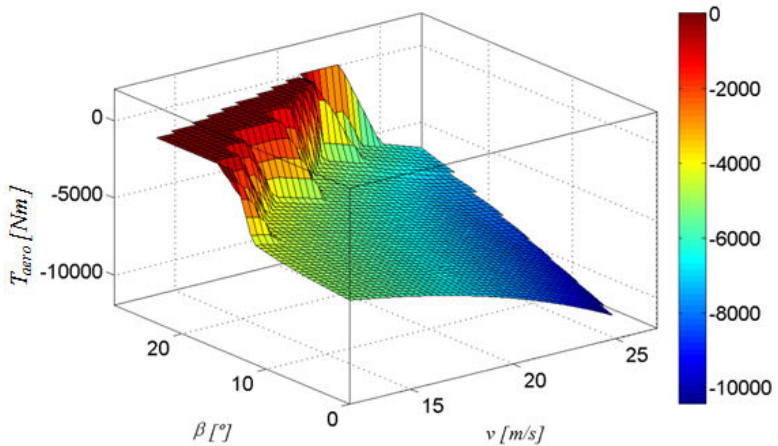


Figura 3.30 - Superfície ajustada para T_{aero} .

Tendo as equações dos polinômios correspondentes a cada variável dependente é possível gerar um bloco denominado “aerodinâmica” que relaciona as entradas do sistema com o funcionamento do rotor e com o mecanismo de regulação de ângulo de passo. A forma do bloco é apresentada na Figura 3.31.

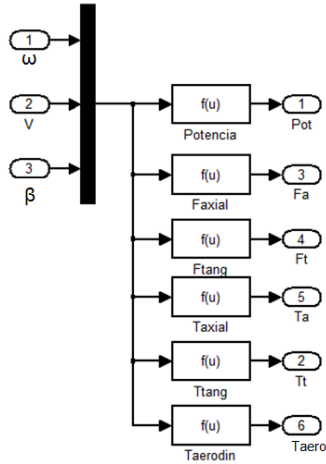


Figura 3.31 - Bloco de Aerodinâmica.

3.6 Avaliação dos momentos atuantes no mecanismo de ângulo de passo.

3.6.1 Avaliação do momento devido ao atrito nos rolamentos

A força de Atrito nos rolamentos para os diferentes pontos de operação pode ser determinada a partir da Eq.(3.22) e com os dados de força ajustados. As superfícies são apresentadas na Figura 3.32.

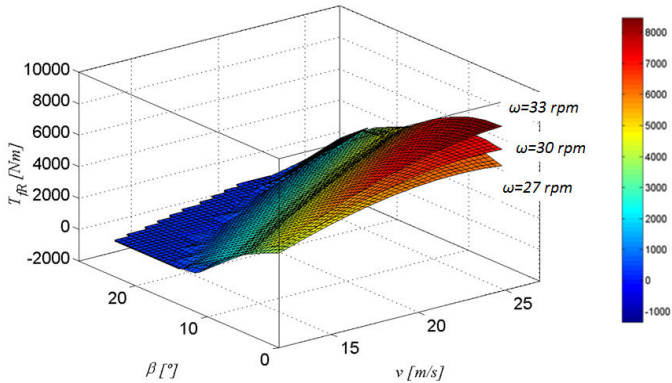


Figura 3.32 - Momento T_{fr} .

Dentro da região de trabalho, o valor máximo do momento T_{FR} acontece para velocidade angular máxima, velocidade do vento nominal e ângulo de passo nulo. Os valores máximos para as condições extremas (vento máximo, velocidade angular máxima e ângulo nulo) são apresentados na Tabela 3.5. O momento devido ao atrito deve ser considerado sempre com o sinal oposto ao sinal da velocidade no atuador.

Tabela 3.5 - Valores do momento devido ao Atrito.

Região	ω [rpm]	v [m/s]	β [°]	T_{FR} [Nm]
Trabalho	33	12	0	4423
Extrema	33	25	0	8467

No caso de rolamentos axiais duplos geralmente utilizados em aerogeradores (BOSSANYI E JAMIESON, 1999), a diminuição do efeito do atrito nos rolamentos dependerá da carga de pré-ajuste aplicada com o intuito de compensar a força axial atuante no rolamento que, neste caso, é provocada pela força centrífuga produzida pela rotação da turbina. Na Figura 3.33 é apresentado um rolamento deste tipo. As pré-cargas são conseguidas pelos parafusos de fixação ao *hub*.

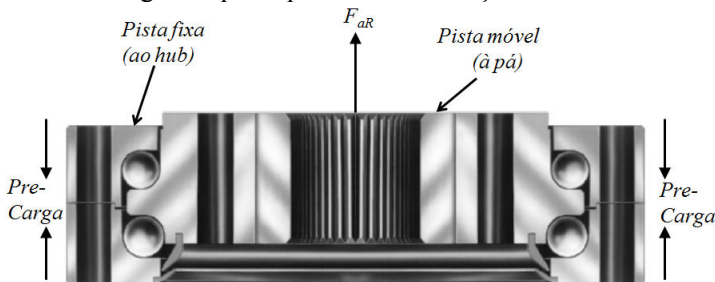


Figura 3.33 - Rolamento axial duplo (adaptado de ROTHE ERDE, 2011).

Na Figura 3.34 mostra-se a variação do momento de atrito em função da variação do ângulo de passo, o qual, por sua vez, varia seguindo curva apresentada na Figura 3.23a. Nos pontos A e B ocorre a troca de sinal da taxa de variação do ângulo de passo (inversão do sinal da velocidade da pá). Estes pontos provocam descontinuidades no momento, as quais devem ser consideradas no projeto do sistema de controle.

Estas curvas foram determinadas utilizando o diagrama de blocos da Figura 3.14 que fornece o valor do torque de atrito nos rolamentos.

As entradas de força foram obtidas pelo diagrama de blocos da Figura 3.31 correspondente à aerodinâmica da turbina.

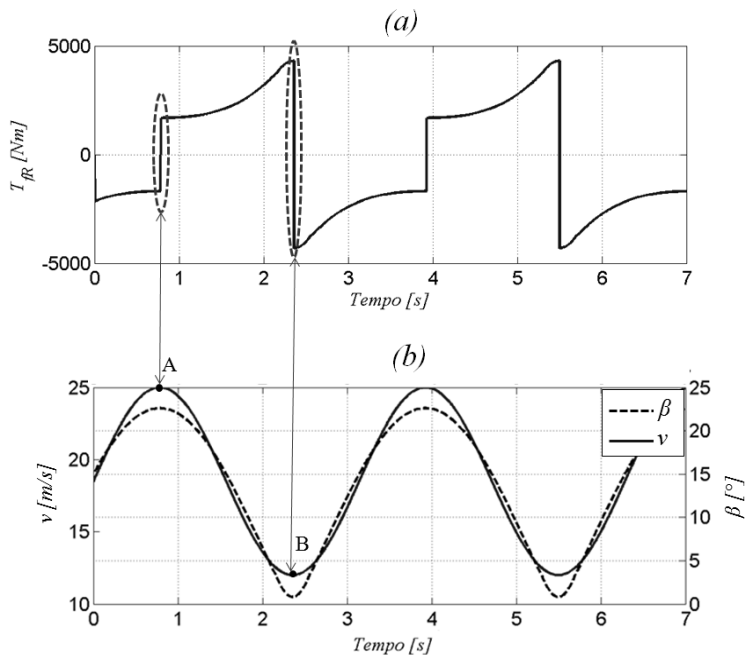


Figura 3.34- (a) Variação de T_{JR} , (b) Variação de v e β (Todas as curvas correspondem a $\omega=33$ rpm).

3.6.2 Avaliação do Momento Aerodinâmico

A teoria para determinar o momento aerodinâmico gerado pelo escoamento de ar sobre um perfil aerodinâmico foi apresentada na seção 3.4.2. Na Figura 3.35 são apresentadas as superfícies, obtidas por ajuste de polinômios, excluindo os valores fora da região de validade.

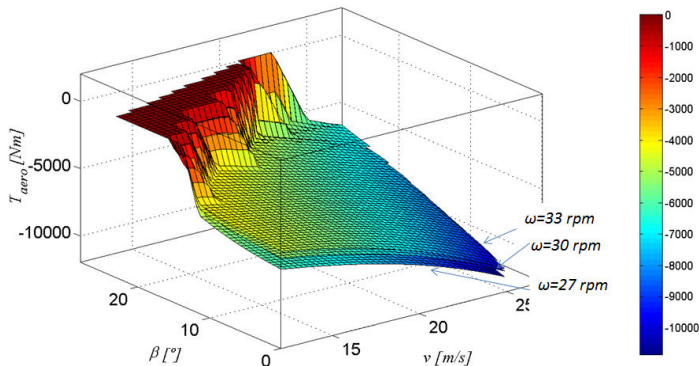


Figura 3.35 –Momento T_{aero} .

Percebe-se que o sinal para o momento é negativo. Este fato acontece pelo valor do Coeficiente de Momento (C_M) ser negativo e indica que a direção do momento tende a produzir um movimento no sentido *nose-down* (BURTON *et al.*, 2001), no qual a borda de ataque vai para abaixo e a borda de fuga para cima, como se mostra na Figura 3.36.

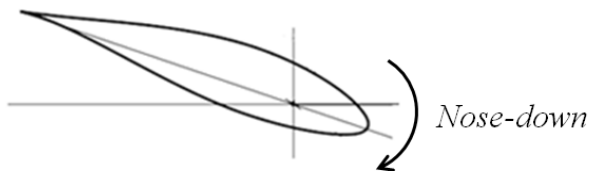


Figura 3.36 - Movimento de *Nose-Down*.

Por sua vez, pode-se perceber que o momento aerodinâmico possui pouca sensibilidade frente à variação na velocidade angular da turbina, visto que C_M permanece praticamente constante para uma ampla faixa de ângulos de ataque, como pode ser visto na Figura 3.5.

Os valores do momento aerodinâmico são apresentados na Tabela 3.6

Tabela 3.6 - Valores do Momento Aerodinâmico.

Região	ω [rpm]	v [m/s]	β [°]	T_{aero} [Nm]
Trabalho	33	12	0	-6130
Extrema	33	25	0	-10973

3.6.3 Avaliação do momento devido ao peso

Como foi visto na Seção 3.4.3 o fato de que o centro de massa da pá esteja a uma distância r_{cg} do eixo de rotação longitudinal da pá gera um momento que carrega o sistema de atuação de ângulo de passo. Este momento é função do ângulo de passo e da velocidade angular da turbina e a sua relação está mostrada na Figura 3.37

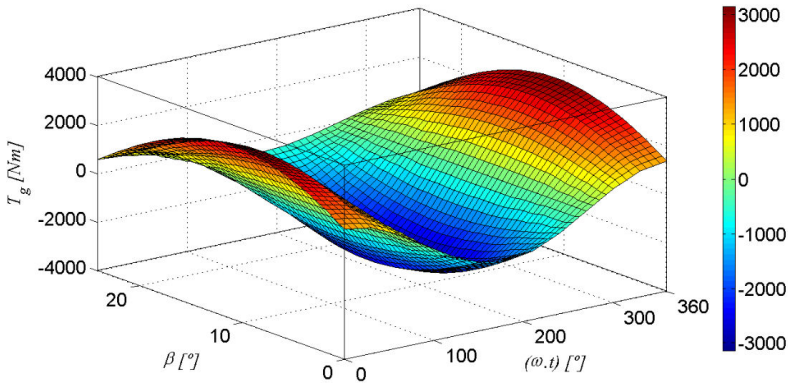


Figura 3.37 - Momento T_g .

Este momento varia principalmente pela posição angular da pá. Porém, esta análise é válida desde que se considere a distância r_{cg} como fixa. Isto acontece no caso aqui considerado onde se faz a suposição de que a pá é rígida. No caso de ter uma pá flexível, o cálculo do momento devido à gravidade deverá ser modificado considerando o deslocamento do centro de gravidade.

Neste caso onde se considera uma pá rígida, as forças aerodinâmicas não entram diretamente no cálculo do momento T_g e por este motivo o cálculo dos valores de máxima amplitude podem ser determinados a partir da Equação (3.38). Os máximos valores obtidos para este caso são mostrados na Tabela 3.7

Tabela 3.7 - Valores do Momento devido à gravidade.

Ângulo (ωt) [°]	β [°]	T_g [Nm]
0	10	3142
180	10	-3142

3.6.4 Avaliação do momento de inércia centrífuga

O momento devido à inércia centrífuga para o caso considerado é apresentado na Figura 3.38.

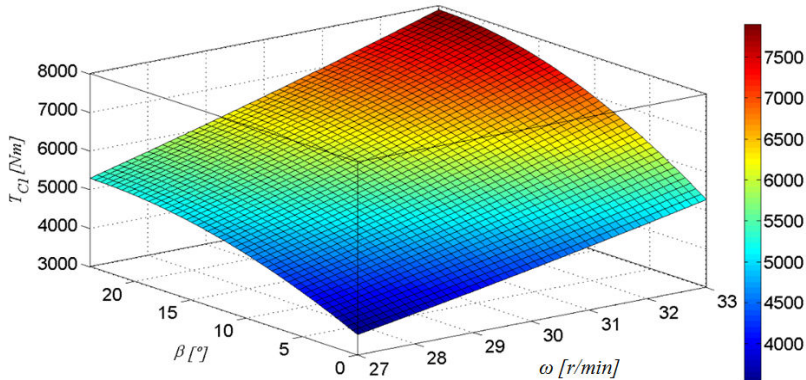


Figura 3.38 - Momento T_{CI} .

Pode-se ver na superfície de T_{CI} a sensibilidade em relação à velocidade angular da turbina. Os seus máximos valores neste caso encontram-se para um ângulo de passo máximo dentro da região de validade.

Este momento pode ser atenuado trabalhando no projeto da pá, tal que os momentos de inércia em relação ao eixo de rotação sejam mínimos. (ver Apêndice C). Por sua vez, este momento pode ser aproveitado para compensar algum momento que atue na direção oposta como, por exemplo, o momento aerodinâmico.

Os valores limites que foram obtidos para este momento são apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Valores máximos para T_{CI} .

ω [rpm]	β [°]	T_{CI} [Nm]
33	24	7892

3.6.5 Avaliação do Momento de inércia

O momento de inércia polar neste caso foi levantado com auxílio do CAD, ele tem um valor de $I=1519 \text{ kgm}^2$ para a distribuição geométrica da pá determinada pelas equações (3.9) e (3.10) e pelos dados apresentados no Apêndice C.

A aceleração angular é limitada com o objetivo de manter a integridade estrutural da turbina. Na presente análise o limite estrutural é desconhecido e por este motivo optou-se por adotar os valores de turbinas de características similares encontradas na literatura. O valor máximo da aceleração máxima ($\ddot{\beta}_{\max}$) permitida encontrado foi de 14 \%s^2 , o qual será o adotado neste caso (STOL *et al.*, 2006; YAO *et al.*, 2006).

O momento devido à inércia será:

$$T_{\text{Imax}} = I\ddot{\beta}_{\max} = 1519 \text{kgm}^2 \cdot 0,244 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 371 \text{Nm} \quad (3.54)$$

No caso de pás flexíveis, deve ser considerada a variação no momento de inércia polar da turbina já que este muda consideravelmente frente às deformações experimentadas pela mesma (BOSSANYI e JAMIESON, 1999).

3.6.6 Momentos resultantes no sistema de atuação

Com a avaliação individual dos momentos que deve suportar o sistema de atuação é possível combiná-los em um único momento resultante, de modo que a equação (3.1) pode ser escrita como:

$$\left(T_{\text{aero}}^A + T_{\text{gi}} + T_{\text{CI}} - T_{\text{JR}} \right) - T_p = I\ddot{\beta} \quad (3.55)$$

onde o termo entre parêntesis corresponde ao valor T_c .

Para realizar a avaliação resultante das forças serão primeiro analisados os momentos que possuem um sinal definido, já que os outros momentos têm um sinal alternado dependendo de diferentes condições como a posição angular do rotor, o sentido da velocidade angular da pá na direção do seu eixo longitudinal e o sentido da aceleração angular também na direção do eixo longitudinal da pá. Os momentos com sinais definidos são: o momento aerodinâmico e o momento devido à inércia centrífuga. Como foi visto na análise das seções 3.6.2 e 3.6.4, é analisada a seguir a combinação destes dois momentos para as velocidades angulares máximas e mínimas. A superfície gerada pela combinação dos dois é apresentada na Figura 3.39.

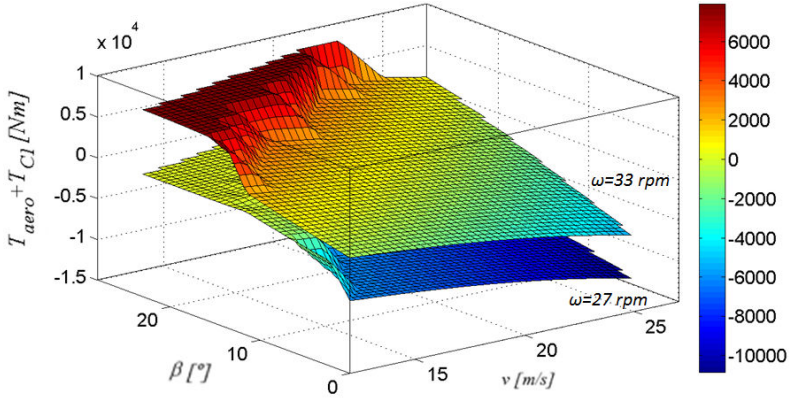


Figura 3.39- Superfície $(T_{aero} + T_{Cl})$.

Na Seção 3.6.2 foi mostrado que o momento aerodinâmico é pouco sensível à velocidade angular da turbina, porém o momento de inércia centrífuga varia de forma quadrática com o aumento da velocidade angular. Este fato faz com que para baixas velocidades angulares e ângulo de passo reduzido o momento dominante seja o aerodinâmico. Já para altas velocidades angulares o momento de inércia centrífuga terá um valor que compensa o efeito do momento aerodinâmico. A seguir mostra-se a variação destes momentos para uma velocidade de vento variável e o ângulo de passo variável para ficar dentro da região de validade.

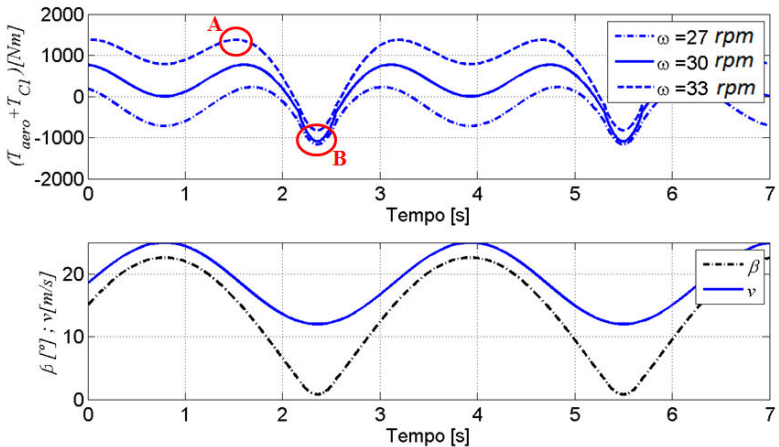


Figura 3.40 - Variação de $(T_{aero} + T_{Cl})$.

Nestas curvas são determinados os pontos limites A e B . Nestes pontos é possível avaliar os valores de momento máximo tanto no sentido positivo como no negativo. Esta avaliação é feita somando aos valores dos pontos A e B a magnitude dos momentos restantes, com o mesmo sinal do momento considerado. Os valores dos momentos para este sistema em particular são apresentados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Valores de T_p máximos para a região de trabalho.

	$T_{aero} + T_{Cl}$ [Nm]	T_{fR} [Nm]	T_g [Nm]	$T_{I\max}$ [Nm]	T_p [Nm]
Ponto A	1375	4423	3142	371	9311
Ponto B	-1167	-4423	-3142	-371	-9103

Com estes valores é possível dimensionar os momentos T_p que deve ser capaz de gerar o mecanismo de regulação de ângulo de passo dentro da região de funcionamento possível.

3.7 Implementação do cálculo das forças

Partindo do estudo realizado neste capítulo é possível construir um bloco que, baseado nas condições de operação como o ângulo de passo, a velocidade angular da turbina e os dados das forças calculadas por meio do bloco da Figura 3.31, gera um momento de carga T_C . Na Figura 3.41 se apresenta o diagrama de blocos implementado no Simulink para gerar o momento T_C .

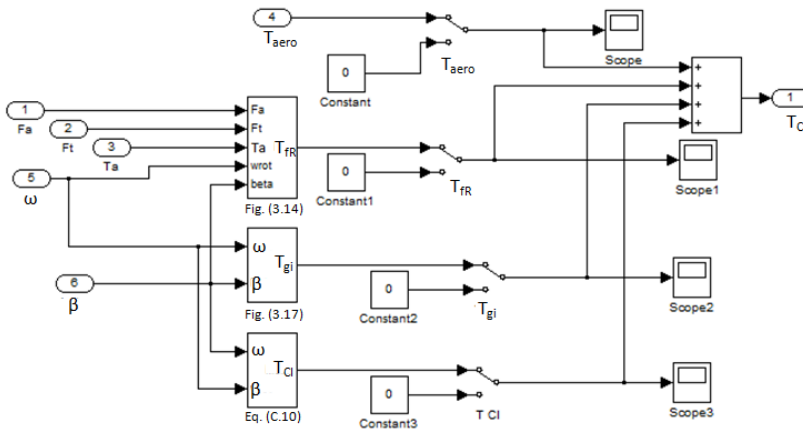


Figura 3.41 - Bloco de cálculo de momentos externos.

Na Figura 3.42 se mostra como o valor de T_C é afetado pelo momento devido à inércia polar ($T_I = I\ddot{\beta}$) da pá, e o valor resultante é convertido em sinal de força por meio do mecanismo de alavancas para gerar um sinal de força F_C . Esta força pode ser aplicada sobre um sistema modelado ou pode ser utilizada como referência para um sistema de emulação de forças como será apresentado no capítulo seguinte.

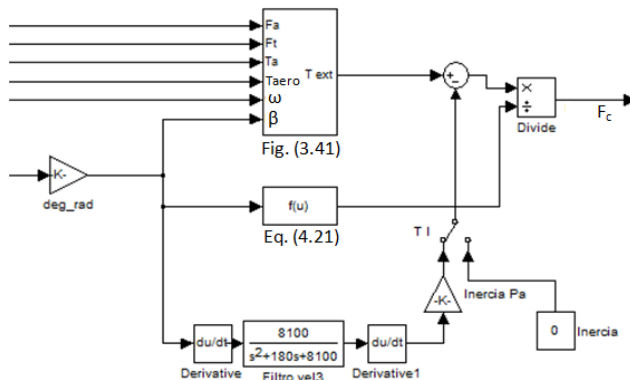


Figura 3.42 - Geração de forças de referências.

3.8 Considerações finais

Neste capítulo, foram estudados os momentos atuantes em um sistema de regulação de ângulo de passo. O cálculo dos mesmos permite estimar as magnitudes envolvidas onde se verifica que determinados momentos têm maior influência que outros dependendo das condições de operação. Assim é importante avaliar estas condições tanto no projeto da pá como no sistema de atuação.

Por sua vez, os modelos comportamentais das forças e momentos envolvidos foram apresentados. Estes modelos permitem conhecer a variação dos esforços para diferentes regiões de operação da turbina. Estes comportamentos das forças podem ser uma fonte de informação importante para o projeto dos sistemas de controle de ângulo de passo.

Os principais desafios na hora de determinar as forças atuantes é a obtenção dos parâmetros geométricos da pá, para isto foram utilizadas estimativas dos valores, levando em consideração o modelo CAD da pá e dados de distribuição de massa obtidos na literatura. A disponibilidade

das curvas de coeficientes aerodinâmicos para uma ampla faixa de valores de ângulo de ataque, correspondentes a vários perfis aerodinâmicos também é um obstáculo a ser considerado.

Capítulo 4

BANCADA EXPERIMENTAL

Neste capítulo será apresentada a estratégia utilizada para realizar a emulação das forças no sistema de regulação de ângulo de passo. Além disto, é descrita a bancada experimental utilizada para emular as forças.

Esta bancada foi projetada e montada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

4.1 Sistema Hidráulico de Emulação de Forças

O sistema de emulação de forças é utilizado para gerar aquelas forças que por diversos motivos não podem ser obtidas partindo dos fenômenos físicos reais que as geram. As forças emuladas são decorrentes dos momentos devido ao atrito nos rolamentos, ao momento aerodinâmico ao momento pelo peso da pá, ao momento de inércia centrífuga e ao momento inercial. Neste caso, o sistema emulador de forças será aplicado a um sistema de controle de ângulo de passo do tipo hidráulico individual, como mostrado na Figura 4.1

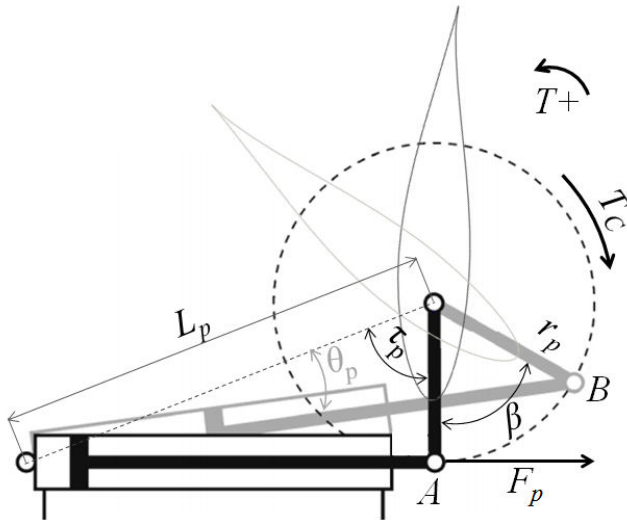


Figura 4.1 - Mecanismo de regulação de ângulo de passo (adaptado de HANSEN e KALLESØE, 2007).

O cilindro de controle deve ter a capacidade de gerar uma força hidráulica (F_p), e consequentemente um momento atuante (T_p), o qual deve compensar o momento de carregamento (T_C) e a força de atrito (F_{at}^{CC}) própria do atuador. Na Figura 4.1 são identificados vários parâmetros geométricos do sistema, como a distância entre o ponto de articulação do cilindro até o eixo longitudinal de rotação da pá (L_p), o braço de alavanca (r_p), o ângulo inicial do sistema (τ_p) para $\beta=0$ e o ângulo formado entre L_p e a haste do cilindro (θ_p).

Tomando como sentido positivo o sentido de *nose-up* da pá como indicado na Figura 3.36, estes momentos são então introduzidos na Equação (3.1) com o que tem-se:

$$\left(T_{aero}^A + T_{gi} + T_{Cl} - T_{fr} \right) - T_p - I\ddot{\beta} = 0 \quad (4.1)$$

Onde para o caso de um atuador hidráulico linear

$$T_p = (F_p)L_p \text{sen}(\theta_p) \quad (4.2)$$

Combinando as equações (4.1) e (4.2) é possível determinar

$$F_p = \frac{T_{aero}^A + T_{gi} + T_{Cl} - T_{fr} - I\ddot{\beta}}{L_p \text{sen}(\theta_p)} \quad (4.3)$$

com isto o sistema de emulação deve gerar a força representada pelo termo da direita da Equação (4.3).

Para a emulação das forças foi utilizado um sistema de simulação via *hardware in the loop* (HIL). Segundo Munteanu *et al.* (2007) um simulador HIL consiste essencialmente em uma conexão em malha fechada de sistemas físicos e sistemas simulados com o objetivo de reproduzir o comportamento dinâmico de um processo industrial em um ambiente controlado. Este tipo de simulação mostra-se adequado para situações em que medições em campo podem ser de extrema dificuldade e a reprodução da planta de forma física é inviável devido a limitações físicas e econômicas.

Para este trabalho, o esquema de simulação utilizado é apresentado na Figura 4.2, onde é identificado o sistema simulado e as interações entre ele e o sistema a ser estudado (neste caso, o controle de posição) por meio do sistema emulador de forças.

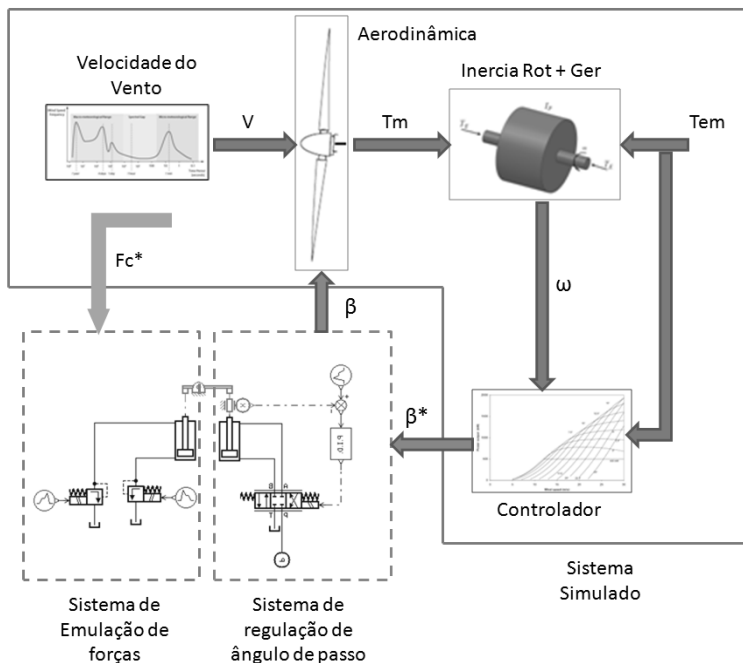


Figura 4.2 - Esquema HIL do sistema.

4.1.1 Princípio de regulação de forças

Para entender o princípio de regulação de forças parte-se da Figura 4.3, onde faz-se a análise do diagrama de corpo livre (DCL) do cilindro de controle (CC) e de um cilindro de força (CF) conectados frontalmente pelas suas hastes.

Na Figura 4.3a observa-se o DCL do CC, o qual fornece ferramentas para o dimensionamento do sistema de controle de posição partindo da segunda lei de Newton, como pode ser visto em Furst e De Negri (2002).

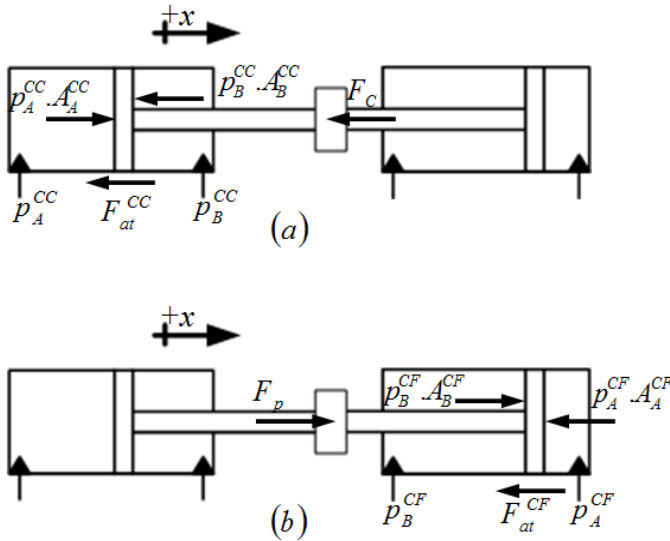


Figura 4.3 - (a) DCL da haste do cilindro de controle(CC), (b)DCL da haste do cilindro de força (CF).

Na Figura 4.3b o DCL do CF é apresentado e, analisando-se as forças atuantes e considerando o acoplamento entre os cilindros como sendo rígido, é possível aplicar a segunda lei de Newton tal que:

$$F_p + \left(\frac{p_B^{CF}}{r_A} - p_A^{CF} \right) A_A^{CF} - F_{at}^{CF} = M\ddot{x} \quad (4.4)$$

onde $r_A = A_A/A_B$ é a relação de áreas e M representa a massa total do sistema que considera as duas hastes, o acoplamento e a massa de fluido nas câmaras dos dois cilindros. Como ficará demonstrado em seções posteriores, a força inercial do cilindro é desprezível frente á força inercial própria da pá e, por isso pode ser desconsiderada, virando assim um sistema em equilíbrio, de tal forma que:

$$F_p + \left(\frac{p_B^{CF}}{r_A} - p_A^{CF} \right) A_A^{CF} - F_{at}^{CF} = 0 \quad (4.5)$$

Como foi dito anteriormente, o acoplamento pode ser considerado rígido, então pelo princípio de ação e reação é possível dizer que:

$$F_p + F_C = 0 \Rightarrow F_C = -F_p \quad (4.6)$$

Fazendo a substituição desta equação na Equação (4.5) tem-se:

$$F_C = \left(\frac{p_B^{CF}}{r_A} - p_A^{CF} \right) A_A^{CF} - F_{at}^{CF} \quad (4.7)$$

4.1.2 Referências das pressões conjugadas nas câmaras.

Conforme pode-se identificar na Equação (4.7), é possível gerar uma força de carga sobre o CC controlando-se as pressões nas câmaras do CF. Porém, têm-se duas variáveis independentes, e somente uma equação associada e elas, por isto o sistema é do tipo indeterminado. Para contornar esta situação faz-se necessário uma segunda equação que faça uma conjugação entre as duas pressões. Para obter esta relação, primeiramente são determinados os pontos limites das forças que serão emuladas, para posteriormente determinar a pressão de trabalho, como apresentado a seguir:

$$F_C + F_{at}^{CF} = \left(\frac{p_B^{CF}}{r_A} - p_A^{CF} \right) A_A^{CF} \quad (4.8)$$

A pressão mínima (p_{min}) de trabalho pode ser determinada arbitrariamente¹¹. Para determinar a pressão máxima de trabalho (p_{max}) serão avaliadas as condições de pressão máxima em cada câmara.

Primeiramente serão definidos os seguintes parâmetros:

$$F_{\max(-)} = \left(F_{C\min} + F_{at\min}^{CF} \right) \quad (4.9)$$

¹¹ Neste trabalho, será tomada partindo das curvas de tensão-pressão das válvulas reguladoras de pressão apresentadas na Seção 4.3.3

A Equação (4.9), define a menor força atuando no sentido de x negativo a qual é indicada como $F_{\max(-)}$ sendo que o seu sinal será negativo. Na mesma equação, $F_{C \min}$ representa a força de carregamento de maior valor absoluto atuando no sentido de x negativo, e será definida a partir da análise dos momentos (devidamente convertidos em força) feita na Seção 3.6.6 $F_{at \min}^{CF}$ representa o menor valor da força de atrito existente no cilindro, a qual atua com o mesmo sinal que $F_{C \min}$. Os valores extremos da força de atrito serão determinados a partir do mapa de atrito estático mostrado na Seção 4.3.1, e corresponde ao ponto da máxima velocidade admissível no sistema. De forma semelhante:

$$F_{\max(+)} = \left(F_{C \max} + F_{at \max}^{CF} \right) \quad (4.10)$$

onde $F_{C \max}$ representa a força de maior valor absoluto no sentido de x positivo, na avaliação de todos os momentos (devidamente convertidos em força) atuantes no sistema de regulação de ângulo de passo a partir da análise Seção 3.6.6 e $F_{at \max}^{CF}$ representa o maior valor da força de atrito existente no cilindro atuando com o mesmo sinal que $F_{C \max}$.

A avaliação das máximas pressões na câmara A será para

$$p_B^{CF} = p_{\min} \quad (4.11)$$

Reescrevendo a Equação (4.7) e inserindo em (4.11):

$$p_{A \max}^{CF} = - \left(F_{\max(-)} \right) \frac{l}{A_A^{CF}} + \frac{p_{\min}}{r_A} \quad (4.12)$$

Para a avaliação das máximas pressões na câmara B considera-se

$$p_A^{CF} = p_{\min} \quad (4.13)$$

$$p_{B \max}^{CF} = \left(\left(F_{\max(+)} \right) \frac{1}{A_A^{CF}} + p_{\min} \right) r_A \quad (4.14)$$

Analizando as duas pressões máximas, determina-se a Equação (4.15) apresentada a seguir:

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{se } p_{A\max}^{CF} > p_{B\max}^{CF} \\ \\ \text{se } p_{A\max}^{CF} < p_{B\max}^{CF} \end{array} \begin{array}{l} \text{então} \\ \\ \text{então} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} p_{\max} = p_{A\max}^{CF} \\ p_{\min} = p_{A\min}^{CF} \\ F_{\max(-)} \Rightarrow p_{A\max}^{CF} \\ F_{\max(+)} \Rightarrow p_{A\min}^{CF} \\ p_A^{CF} = g_A(F_C + F_{at}) \\ p_B^{CF} = g_B(g_A(F_C + F_{at})) \\ \\ p_{\max} = p_{B\max}^{CF} \\ p_{\min} = p_{B\min}^{CF} \\ F_{\max(-)} \Rightarrow p_{B\min}^{CF} \\ F_{\max(+)} \Rightarrow p_{B\max}^{CF} \\ p_B^{CF} = f_B(F_C + F_{at}) \\ p_A^{CF} = f_A(f_B(F_C + F_{at})) \end{array} \right.$$

Fazendo a análise da Seção 3.6.6 , para este caso em particular, a segunda condição ($p_{A\max}^{CF} < p_{B\max}^{CF}$) é a obtida. Com isto, é possível definir dois pontos de trabalho existentes e então, determinar uma função de variação (f_B) da pressão na câmara B. Neste caso, esta função é determinada como uma reta para facilitar a análise. Entretanto, ressalta-se que pode ser utilizada qualquer função matemática, desde que passe pelos pontos indicados como A e B na Figura 4.4 e cujos valores de pressão não assumam valores negativos.

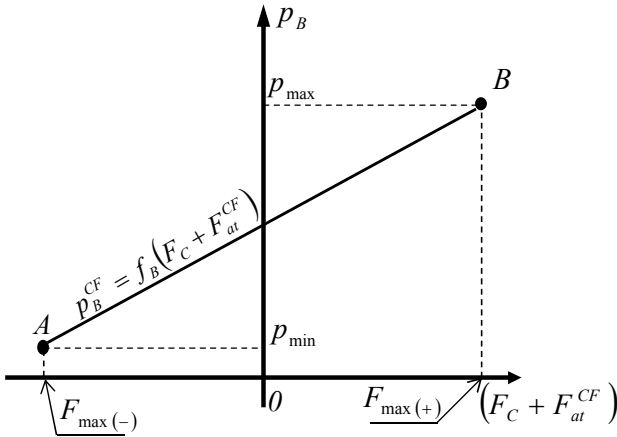


Figura 4.4 - Relação entre a pressão na câmara B do cilindro de força e a força desejada F .

A reta que relaciona a pressão na câmara B com a força pode ser determinada diretamente pela equação da reta, dando como resultado:

$$p_B^{CF} = K(F_C + F_{at}^{CF}) + (p_{\max} - KF_{\max(+)}) \quad (4.16)$$

onde

$$K = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{F_{\max(+)} - F_{\max(-)}} \quad (4.17)$$

Para determinar a pressão conjugada ($f_A(p_B)$) na câmara A, a Equação (4.16) é substituída na Equação (4.8) e operando matematicamente a mesma, tem-se como resultado a seguinte expressão:

$$p_A^{CF} = \left(\frac{K}{r_A} - \frac{1}{A_A} \right) (F_C + F_{at}^{CF}) + \left(\frac{p_{\max} - KF_{\max(+)}}{r_A} \right) \quad (4.18)$$

Finalmente a representação das trajetórias de controle das pressões conjugadas tem a seguinte forma mostrada na Figura 4.5.

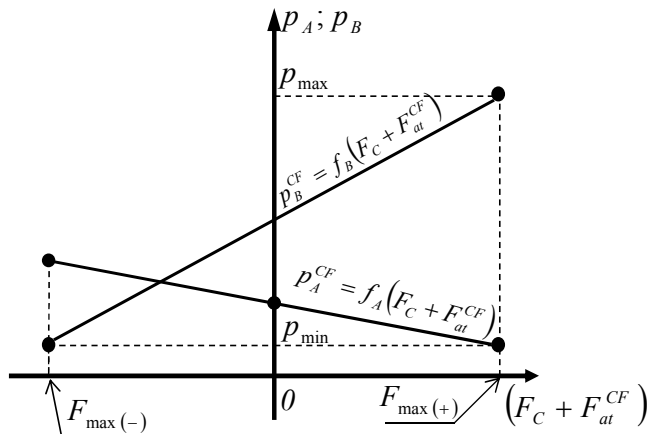


Figura 4.5 – Trajetória das pressões conjugadas nas câmaras do Cilindro de Força.

4.1.3 Configuração geométrica do emulador

Na Seção 4.1.1 foram explicitadas as equações do sistema e a convenção dos sinais adotada para um sistema de cilindros com movimento linear. Porém, o sistema de variação de ângulo de passo possui movimentos angulares devido ao próprio mecanismo de alavancas e os pontos de articulações que possui. Por sua vez, o sistema de emulação de forças consiste também em um cilindro com um ponto de articulação, o qual gera um momento de carga, partindo da força de carga (F_c). Pelas características geométricas próprias do sistema é possível estabelecer as relações trigonométricas que permitem converter as forças em momentos.

A configuração do mecanismo de regulação de ângulo de passo e do sistema emulador de forças é apresentada na Figura 4.6

Na Figura 4.6a são mostradas as convenções de sinais adotadas, as quais estão associadas às deduções feitas na Seção 4.1.1

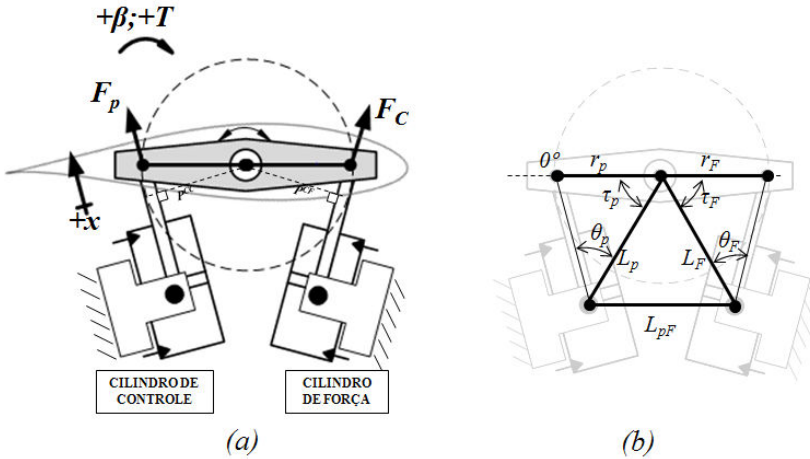


Figura 4.6 - (a) Convenção de sinais, (b) Parâmetros geométricos.

Na Figura 4.6b, os termos τ_p e τ_F são parâmetros fixos e representam os ângulos iniciais do mecanismo para um ângulo de passo $\beta=0$. As distâncias L_p , L_F , L_{pF} , L_p , e L_F são também parâmetros fixos conhecidos. Na Tabela 4.1 são apresentados estes valores.

Tabela 4.1 – Parâmetros geométricos

Parâmetro	Valor	Unidade
τ_p	73,98	[°]
τ_F	73,37	[°]
L_p	0,641	[m]
L_F	0,643	[m]
L_{pF}	0,361	[m]
r_p	0,3	[m]
r_F	0,3	[m]

Partindo da Figura 4.6b é possível determinar uma relação entre o ângulo de passo e o braço de alavanca dos dois cilindros. Por trigonometria tem-se que os braços de alavanca para o CC (P^{CC}) e para o CF (P^{CF}) são, respectivamente, determinados como:

$$P^{CC} = L_p \text{sen}(\theta_p) \quad (4.19)$$

$$P^{CF} = L_F \text{sen}(\theta_F) \tag{4.20}$$

Aplicando os teoremas do seno e do cosseno, deduz-se que:

$$P^{CC} = \frac{L_p r_p \text{sen}(\tau_p + \beta)}{\sqrt{L_p^2 + r_p^2 - 2L_p r_p \cos(\tau_p + \beta)}} \tag{4.21}$$

$$P^{CF} = \frac{L_F r_F \text{sen}(\tau_F - \beta)}{\sqrt{L_F^2 + r_F^2 - 2L_F r_F \cos(\tau_F - \beta)}} \tag{4.22}$$

4.2 Bancada Experimental

Como foi dito anteriormente, para este trabalho foi construída uma bancada para realizar a simulação HIL. Esta bancada tem como principal objetivo estudar o sistema de atuação hidráulico individual para variação do ângulo de passo. Na Figura 4.7 se mostra o sistema de atuação o qual será reproduzido experimentalmente

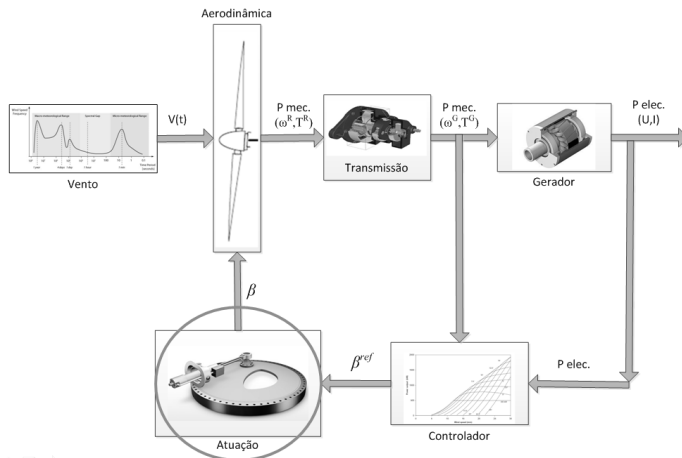


Figura 4.7 - Diagrama esquemático da malha de controle de uma turbina eólica.

Os demais elementos da malha de controle serão emulados via pelo *HIL*. Então os efeitos produzidos pela pá da turbina e a sua interação com o vento incidente são emulados por outro sistema hidráulico como mencionado previamente. O sistema projetado para realizar a emulação das cargas é mostrado na Figura 4.8.

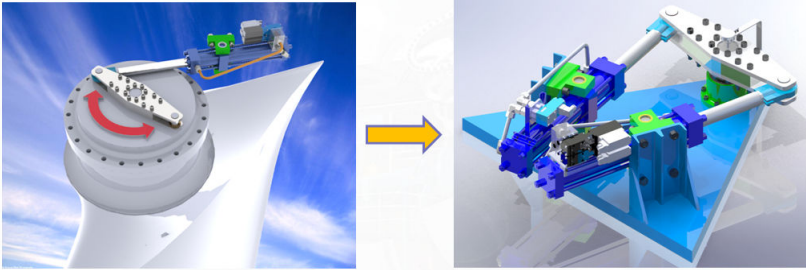


Figura 4.8 - Configuração do sistema emulador de cargas.

Na Figura 4.9 é apresentada a configuração dos principais componentes do sistema hidráulico da bancada experimental, onde podem ser identificados o cilindro de controle de ângulo de passo (CC), um encoder incremental para medir o ângulo de passo e um cilindro de força (CF).

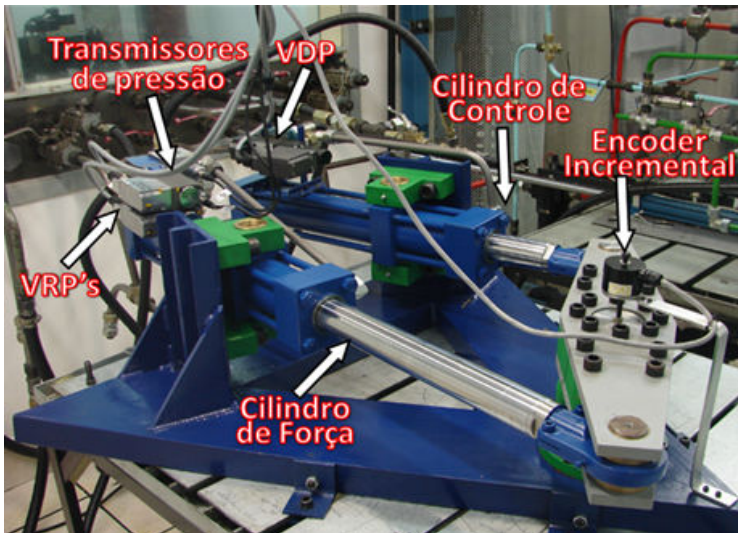


Figura 4.9- Sistema Hidráulico/Mecânico da Bancada Experimental.

Neste trabalho a realização da emulação de cargas por um cilindro hidráulico foi como consequência do fator econômico já que a emulação pelo emprego de um motor hidráulico com controle de pressão apresentava uma opção cara demais, para o orçamento disponível.

A configuração da bancada em forma de “V” tem como intenção trabalhar até ângulos de 90° onde em futuros trabalhos poderiam ser estudadas as condições de trabalho do sistema frente a situações de emergência (posição em “bandeira” da pá).

O controle de posição do CC é realizado com a utilização de uma válvula proporcional direcional (VPD). O controle de pressão nas câmaras do cilindro de força é conseguido com a utilização de válvulas redutoras de pressão (VRP). A pressão nas câmaras é medida com transmissores de pressão. O controle do sistema é realizado por meio de um PC trabalhando junto com uma placa de aquisição de dados. Todos estes componentes são descritos a seguir.

4.3 Circuito Hidráulico

O diagrama funcional do sistema experimental é apresentado na Figura 4.10.

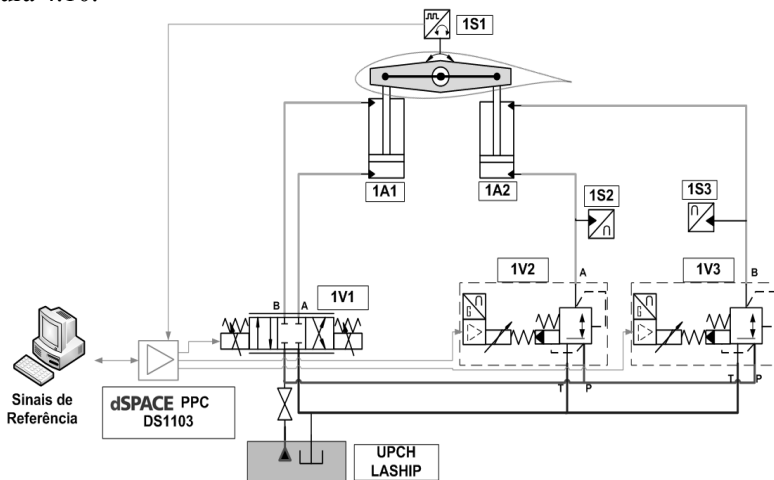


Figura 4.10 - Diagrama Funcional¹².

¹² Note-se que a pá em esta Figura está representada a modo de indicar as direções dos momentos, já que para uma escala real do mecanismo, a corda desta seção tem uma relação de

Os componentes hidráulicos utilizados são especificados na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 - Especificação dos componentes.

Descrição	Código
Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW - XV=250mm	1A1
Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW - XV=250mm	1A2
Válvula proporcional direcional ATOS modelo: DHZO-TE-071-L5/I 40	1V1
Válvula proporcional redutora de pressão BOSCH modelo: DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V2
Válvula proporcional redutora de pressão BOSCH modelo: DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V3
Encoder Incremental VEEDER ROOT modelo: B58N2048D8BA50	1S1
Transmissor de pressão HBM modelo: P2VA1 200 bar	1S2
Transmissor de pressão HBM modelo: P2VA1 200 bar	1S3

4.3.1 Cilindro assimétrico de dupla ação

Os cilindros hidráulicos BOSCH da bancada foram dimensionados levando em consideração as condições de trabalho e as características geométricas do sistema de controle de ângulo de passo em turbinas de potências semelhantes à considerada neste trabalho (VESTAS, 2000).

Os cilindros apresentam uma força de atrito a qual é oposta a direção do deslocamento do cilindro. Esta força é caracterizada neste trabalho pelo modelo proposto por Gomes (1995); Gomes e Rosa (2005) e utilizado por Machado (2003) e Locateli (2011). O modelo da força de atrito em função da velocidade da haste do cilindro, pode ser vista na Figura 4.11. Nesta figura são representadas as regiões de *stick* (curvas C e D) onde a força aplicada tem um menor valor absoluto que a força de atrito estático (F_{Sp} ou F_{Sn}) e *slip* (curva B), onde a força aplicada tem

aproximadamente 5:1 para a distancia entre os pontos de atuação das forças, e dizer $c=5(r_p+r_f)$.

maior valor absoluto que a força de atrito estático. Em ambas regiões velocidade do cilindro é menor que a velocidade limite (\dot{x}_{lim}).

As forças de atrito para velocidades maiores que a velocidade limite são representadas pela curva A. A velocidade limite é definida como a menor velocidade constante do cilindro. Abaixo da velocidade limite o cilindro possui um movimento intermitente de paradas e deslizamentos (*stick-slip*).

A velocidade “*stick*” foi determinada como sendo 5% da velocidade limite, baseado nos trabalhos de Szpak (2008) e Muraro (2010).

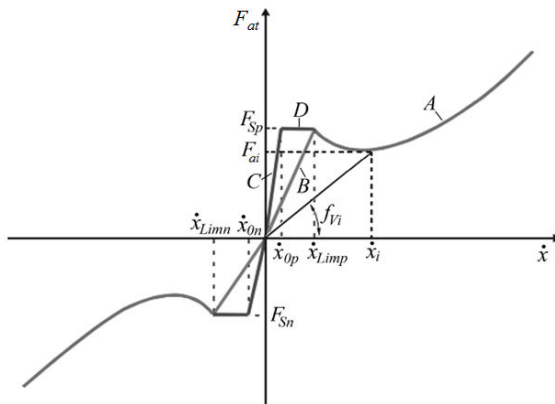


Figura 4.11 - Trajetória do modelo de atrito (MACHADO, 2003).

A curva A da trajetória de atrito foi determinada experimentalmente por meio do mapa de atrito estático a uma pressão de trabalho de 120 bar. A descrição do experimento pode ser vista no Apêndice E.

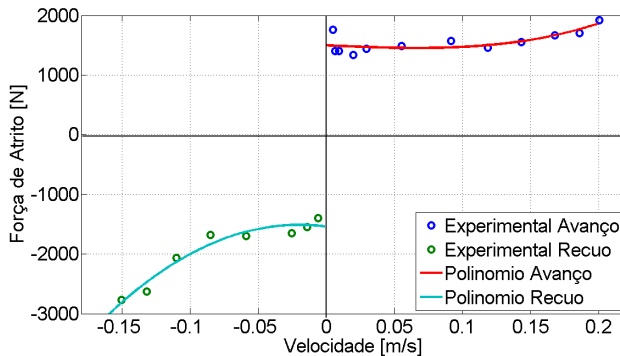


Figura 4.12 - Mapa estático da força de atrito.

Os pontos característicos para a implementação do modelo de atrito são mostrados na Tabela 4.3 e as curvas experimentais e polinômios apresentadas na Figura 4.12.

Tabela 4.3 - Parâmetros do modelo de atrito.

Polinômios		
Pol. Avanço	[6,511x10 ⁴ 1,298 x10 ³ 1,047 x10 ³ 1,498 x10 ³]	
Pol. Recuo	[-7,6699 x10 ⁴ -3,049 x10 ³ -1,542 x10 ³]	
Parâmetro	Valor	Unidade
\dot{x}_{Limp}	5,03 x10 ⁻³	[m/s]
F_{Sp}	1,506 x10 ³	[N]
\dot{x}_{0p}	2,515 x10 ⁻⁴	[m/s]
\dot{x}_{Limn}	-5,985 x10 ⁻³	[m/s]
F_{Sn}	-1,527 x10 ³	[N]
\dot{x}_{0n}	-2,992 x10 ⁻⁴	[m/s]

4.3.2 Válvula proporcional direcional

O controle de vazão no CC é obtido com a utilização de uma válvula proporcional direcional com eletrônica embarcada, do fabricante ATOS. A mesma tem a característica de ser uma válvula simétrica centrada por molas e o deslocamento do carretel é obtido com um sinal de comando que varia de 4 a 20 mA. Como o sistema de aquisição e condicionamento de sinais somente pode gerar sinais em tensão de 0 a 10 V, é necessário condicionar o sinal por meio de um isolador de sinais analógico ISO01 fornecido pela empresa Reivax.

Este isolador gera uma corrente de saída (I_v) partindo de uma tensão de entrada (U_v) tal que:

$$I_v [mA] = 1,6.U_v [V] + 4 \quad (4.23)$$

4.3.3 Válvula proporcional redutora de pressão

O controle de pressão nas câmaras do CF é realizado com válvulas proporcionais redutoras de pressão, as quais possuem um tempo de res-

posta de 50 ms. Esta válvula é a mais rápida fornecida pelo fabricante, para as condições de pressão e vazão de trabalho. No catálogo da válvula é fornecida a curva de pressão-tensão para a condição de pressão máxima de trabalho mostrada na Figura 4.13.

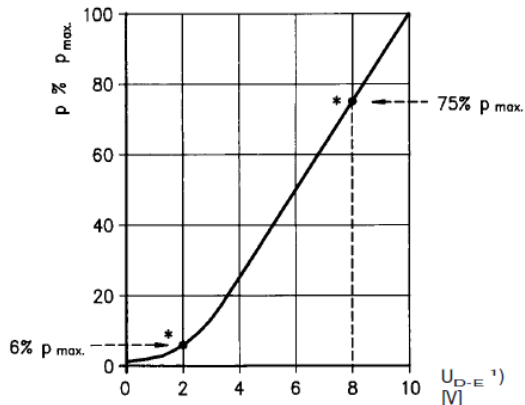


Figura 4.13 - Curva de Pressão-Tensão (BOSCH REXROTH, 2010).

Os pontos de 6 e 75% são os pontos de ajuste de fábrica para uma vazão de 1 l/min.

Nos ensaios feitos neste trabalho foi utilizada uma pressão de suprimento (p_s) de 120 bar, porém, para avaliar o comportamento das válvulas frente a distintas pressões de suprimento foram levantadas experimentalmente as curvas das duas válvulas, dando como resultados as curvas apresentadas nas Figura 4.14 e Figura 4.15

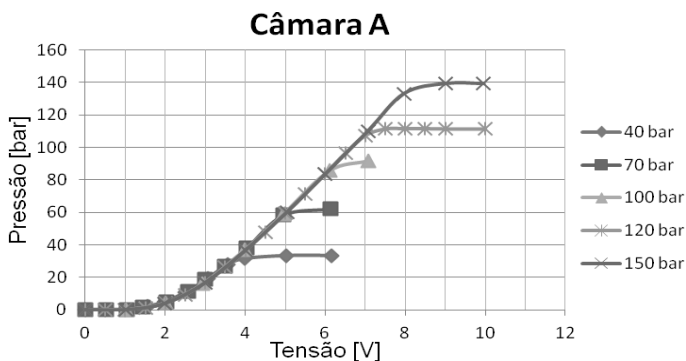


Figura 4.14 - Curva de tensão-pressão - Câmara A para diferentes pressões de suprimento.

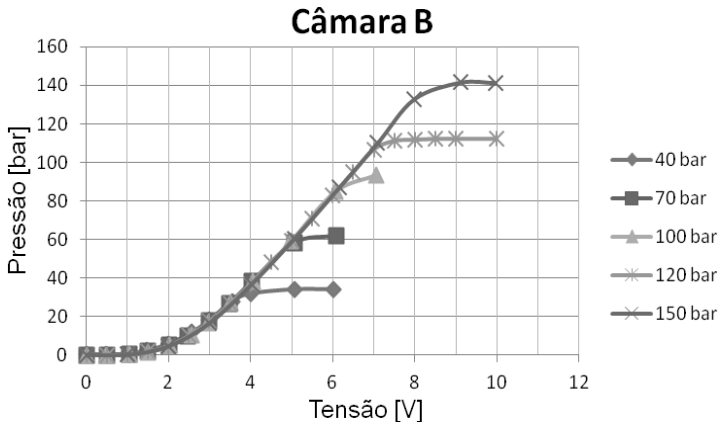


Figura 4.15 - Curva de Tensão-Pressão - Câmara B.

Para levantar a pressão na câmara A, trabalhou-se com o CF totalmente avançado e com a variação da tensão foi medida a pressão na câmara correspondente. Da mesma maneira para a câmara B foram medidas as pressões para diferentes tensões com o CF totalmente recuado.

Estas curvas são necessárias para determinar uma estratégia de controle de força, apresentada na Seção 4.1.2

A conexão das válvulas com o cilindro é realizada por meio de um Manifold especialmente projetado para este experimento, o qual é mostrado em detalhe no Apêndice F.

4.3.4 Controle das VRP's

As VRP's utilizadas neste trabalho possuem uma malha de controle de pressão no seu sistema eletrônico embarcado. Porém, percebeu-se um *offset* nos pontos de medição de pressão e então se optou por fechar outra malha de controle de pressão. O controle de pressão nas válvulas foi realizado por meio de um controlador PI realimentado pelo sinal de pressão do transmissor correspondente, o esquema da implementação do controlador é a apresentado na Figura 4.16.

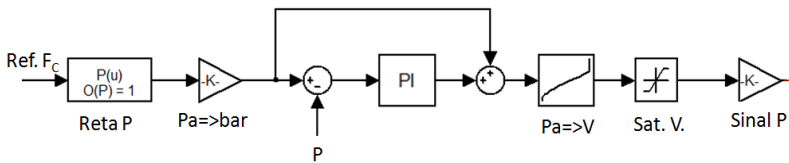


Figura 4.16 - Controle de pressão em uma câmara.

O sinal de referência de força é determinado usando as equações (4.16) ou (4.18), dependendo da câmara do CF. Como a válvula trabalha de 0-10V para uma saída correspondente de 0- p_{max} é necessária a implementação de um sinal em conexão direta sem passar pelo controlador, com isto o controlador PI atuará sobre o incremental de pressão que será somado ou diminuído ao sinal de referência desejado.

4.3.5 Encoder incremental

Para a medição de ângulo de passo foi utilizado um encoder incremental da Veeder-Root com uma resolução de 2048 pulsos por revolução (ppr). Este tipo de encoder tem a principal desvantagem de que o zero do mesmo deve ser definido individualmente para cada ensaio, em função de ele contar a quantidade de pulsos entre uma posição e a outra, sem a capacidade de salvar a posição atual quando o equipamento é desligado. Então, para cada sessão de novos ensaios, o encoder indicará 0° para a posição atual do sistema. Nestes ensaios, o zero do sistema foi considerado na bissetriz do ângulo total varrido pelo mecanismo, como é mostrado na Figura 4.17

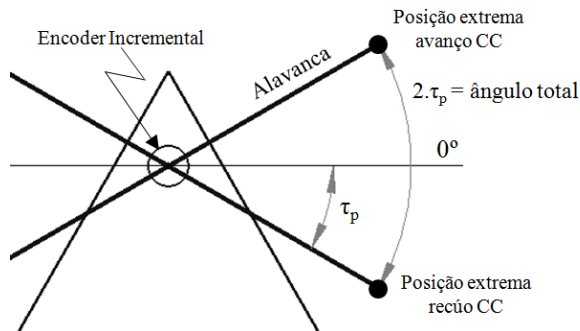


Figura 4.17 – Posição de 0° do Encoder.

4.3.6 Transmissor de pressão

Para a medição da pressão nas câmaras do CF foram utilizados transmissores de pressão da HBM com uma faixa de medição de até 200 bar com sinal de saída em tensão de 0,5 a 10 V e uma frequência de corte mínima de 25kHz (-1dB), segundo o catálogo do fabricante. Porém, foi realizada uma correção da reta de medição dos transmissores visto que para 0 bar o valor diferia de 0,5V em ambos os transmissores. As novas retas de medição obtidas são as apresentadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Equações dos transmissores

Componente	Equação
Transmissor câmara A	$p_A [bar] = \frac{(U_{med}^A [V] - 0,518)}{0,0474}$
Transmissor câmara B	$p_B [bar] = \frac{(U_{med}^B [V] - 0,518)}{0,0474}$

4.4 Sistema de aquisição de dados

Para a aquisição de dados e para o controle do sistema foi utilizada uma placa DSPACE DS1103 PPC junto com um painel conector DS 1103 também da dSpace. A Figura 4.18 mostra a configuração dos componentes do sistema de aquisição.

O controle de sistema é realizado por meio desta placa e trabalhando junto com o Matlab e Simulink onde são geradas as referências e implementados os algoritmos de controle na bancada experimental. A aquisição e visualização dos dados junto com a modificação dinâmica de alguns parâmetros do experimento são realizadas por meio do programa ControlDesk da dSpace.

Na placa são utilizadas, por meio do painel de conexões principal, 2 entradas analógico/digitais (A/D) de 0-10 V e 3 saídas digital/analógicas (D/A). As entradas A/D correspondem aos transmissores de pressão e as saídas são utilizadas para a VDP e as VRP's. Além disto, uma entrada exclusiva para o Encoder Incremental é utilizada.

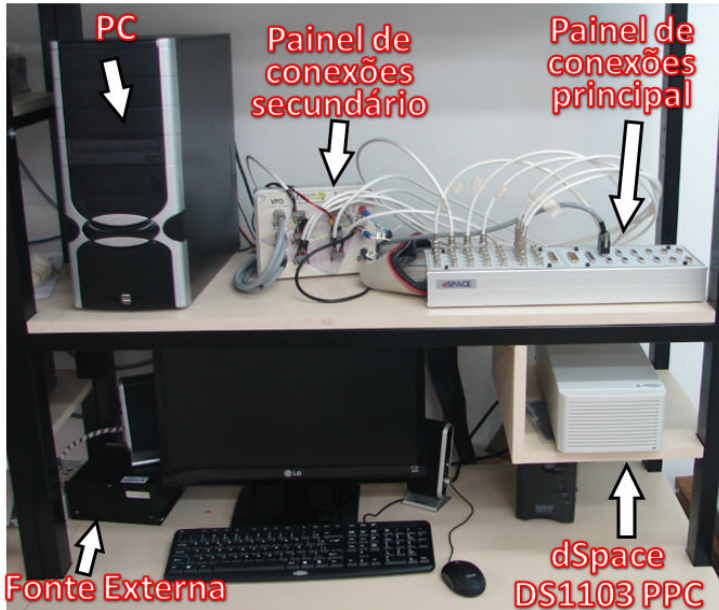


Figura 4.18 - Sistema de aquisição de dados.

Um painel de conexões secundário foi construído com o objetivo de facilitar as conexões entre o sistema de aquisição e os distintos componentes como os transmissores de pressão e as válvulas hidráulicas. Além disto o painel permite a conexão dos transmissores e válvulas com a fonte externa de alimentação de +24 VCC.

O levantamento dos dados é realizado em um PC, o qual é conectado por meio de fibra ótica com a placa externa DS1103 PPC. Para conseguir esta comunicação é utilizada uma placa PCI DS817-03 fornecida pela dSpace. As principais características do computador são apresentadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5- Especificações do PC.

Componente	Especificação
Processador	Intel Core i5 2500K
Placa Mãe	Intel Gigabyte GA-H61M-D2P-B3
RAM	2 x 4 Gb / 1333 ddr3
HD	1 Tb

O esquema de conexões elétricas do sistema de aquisição pode ser visto na Figura 4.19.

4.4.1 Filtros

Foram utilizados filtros para a atenuação de ruídos nos sinais medidos pelos transmissores de pressão. Por sua vez, o encoder é um instrumento o qual conta pulsos, sendo que os ruídos por interferências eletromagnéticas não influenciam seu sinal. Porém, é preciso filtrar o sinal do mesmo para evitar os problemas decorrentes da derivação numérica na determinação da velocidade e aceleração angular.

As frequências de corte nos filtros implementados foram determinados experimentalmente, tendo especial cuidado em não gerar atrasos significativos no sinal do sistema, nem atenuar sinais que fossem importantes para a análise.

Foram implementados filtros de segunda ordem tanto para a pressão como para a posição. Os valores das frequências de corte são apresentados na Tabela 4.6 e a forma do filtro é mostrado na Equação (4.24)

Tabela 4.6 - Frequências de corte nos filtros de medição.

Medição	Frequência de corte
Pressão	80 rad/s
Posição	90 rad/s

$$f = \frac{\omega_i^2}{s^2 + 2\omega_i + \omega_i^2} \quad (4.24)$$

4.5 Implementação da malha de emulação de forças

Partindo da geração das referências de forças vistas no capítulo Capítulo 3 (Figura 3.42) e as estratégias de controle vistas até agora neste capítulo, será possível montar uma malha de simulação HIL. As malhas correspondentes ao sistema de emulação são apresentadas no Apêndice G para maior clareza das figuras. Neste caso, considera-se o sistema como uma malha aberta, tal que para cada condição de vento e velocidade angular da turbina existe um ângulo ótimo de funcionamento, como visto na Figura 3.23. Porém, o modelo aqui proposto tem a possibilidade de trabalhar em uma malha fechada de potência e velocidade angular. Isto é possível devido aos termos de potência e momento tangencial que existem nos polinômios ajustados, mas que não foram utilizados neste trabalho.

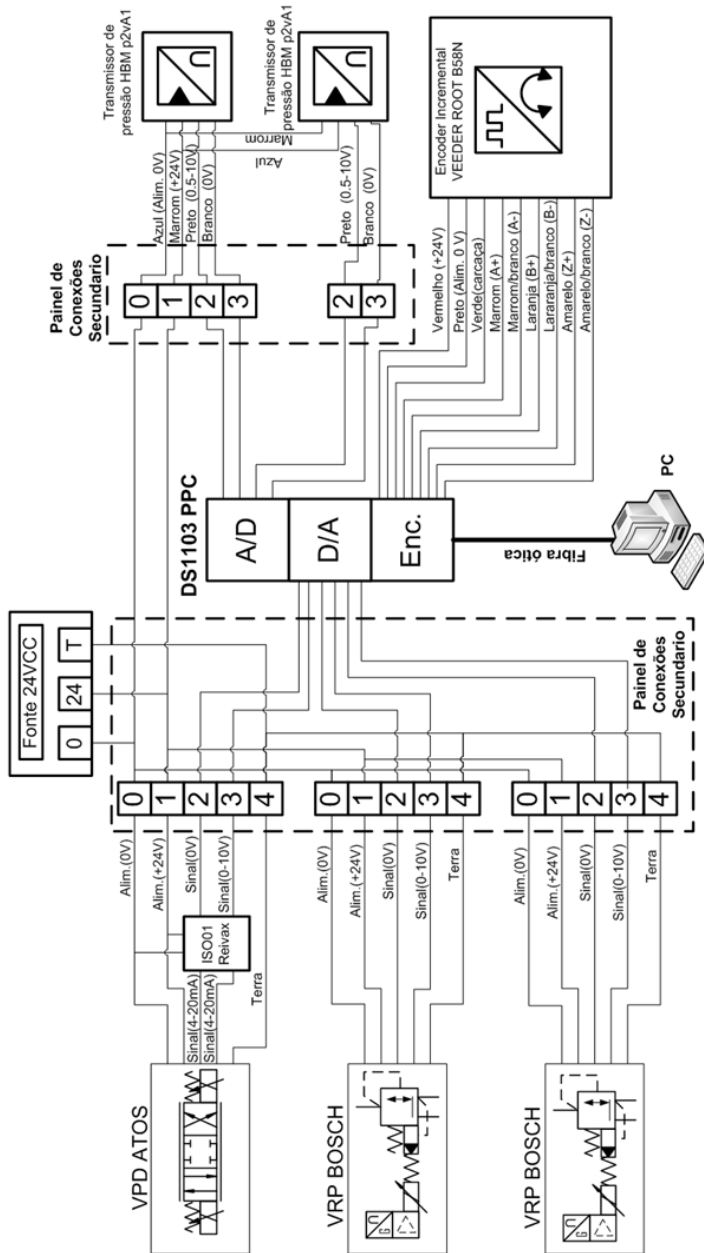


Figura 4.19 - Esquema de conexões do sistema de aquisição

4.6 Considerações Finais

Foi mostrada neste capítulo uma proposta para a emulação de forças externas utilizando um sistema de carregamento hidráulico. Para este trabalho o sistema de controle de posição, no qual são carregadas as forças emuladas, é um sistema do tipo hidráulico individual. Porém, o sistema de controle poderia ser de outro tipo, por exemplo, um sistema eletromecânico como visto na Seção 2.7.2 .

Na construção da bancada foram encontradas certas limitações devidas a fatores como materiais e tempo disponível para fazer os devidos ajustes para a operação da bancada. Porém, a bancada permitiu realizar ensaios de para caracterizar o funcionamento da mesma como será apresentado no próximo capítulo.

Capítulo 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo serão analisados os resultados levantados por meio da bancada experimental, correspondentes às respostas do sistema para entradas em degrau, tanto do controle de posição como para o controle de força. Também serão discutidas as limitações encontradas na realização dos testes.

5.1 Condições dos ensaios

O controle de posição foi realizado utilizando um controlador PI, onde os ganhos das parcelas proporcionais e integrais são apresentados na Tabela 5.1. O controle de pressão foi realizado como descrito na Seção 4.3.4 As forças usadas no ensaios são determinadas de acordo com a Equação (4.7).

Tabela 5.1 - Ganhos dos controladores.

	k_p (proporcional)	k_i (integral)
Controle de posição no CC	1	1
Controle de pressão na câmara A no CF	0,01	0,06
Controle de pressão na câmara B no CF	0,02	0,1

O ajuste destes ganhos foi feito de maneira experimental. O tempo de acomodação (t_s) é considerado para uma faixa de $\pm 5\%$ do sinal de referência.

Ressalta-se que neste trabalho não foram direcionados esforços em regular adequadamente o desempenho do controle de posição, objetivando-se apenas que este tivesse um comportamento tal que permitisse estudar e entender o sistema de emulação de forças.

5.2 Limitações Estruturais

Na bancada experimental construída encontrou-se uma relevante limitação no que se refere a sua integridade estrutural. Como foi visto no Capítulo 3, as magnitudes máximas de momentos que o sistema deve trabalhar encontram-se no valor aproximado de ± 10000 Nm. Este valor

convertido, em força pelo braço de alavanca do mecanismo, corresponde a ± 30000 N, o qual deve ser gerado por um cilindro e suportado pelo outro. Neste primeiro protótipo o projeto estrutural precisa ser aprimorado já que a bancada apresenta deformações, devido aos esforços existentes, na ordem dos 5 mm de deslocamento na região da base onde está parafusado o suporte dos rolamentos. A base então precisa ser reforçada na sua estrutura interna. Devido ao tempo disponível para a conclusão deste trabalho, optou-se por fazer os testes de posicionamento e emulação de força com parâmetros de força reduzidos, a fim avaliar a operação da bancada. Com isto, têm-se os resultados experimentais e identificam-se as causas dos problemas encontrados na realização dos testes.

5.3 Resposta para degrau de força com referência de posição constante.

Para o ensaio em degrau de força foram analisados primeiramente degraus ascendentes de +5000 N até +10000 N. Estes valores foram analisados considerando que, segundo Nichita *et al.* (2002), a frequência máxima das variações do vento é de 0,25 Hz no regime turbulento e, neste regime, a magnitude destas variações é de aproximadamente ± 10 % da velocidade média do vento, dependendo do ponto de incidência do mesmo. Com estes valores estimou-se uma variação de aproximadamente 15 % da força nominal.

Na Figura 5.1 é mostrada a resposta do cilindro de força para uma entrada em degrau de força Na região marcada como A na Figura 5.1 observa-se um comportamento transiente até a estabilização da força para um valor de regime permanente. Este comportamento transiente aparece devido à ação do controlador do sistema de posicionamento, o qual possui um termo integrador implementado visando reduzir o erro de regime permanente no controle de posição. Na Figura 5.2, é mostrada a resposta do controle de posição.

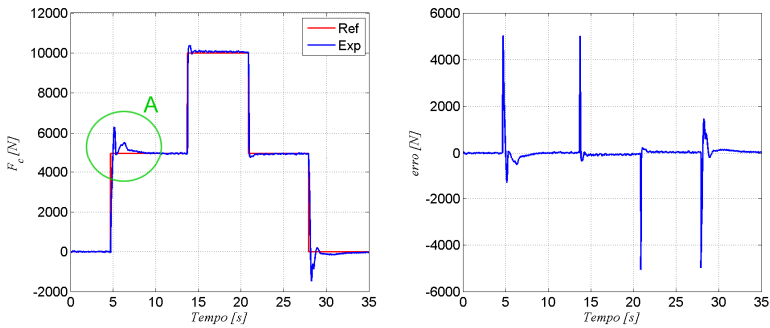


Figura 5.1 -Resposta aos degraus de força positivos e erro de força.

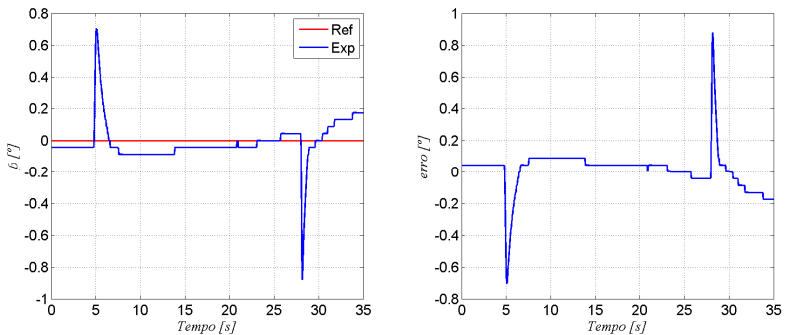


Figura 5.2 - Resposta do sistema de posição para uma entrada em degrau de força positiva.

É importante salientar que 1º de deslocamento do sistema, significa 5,2 mm de deslocamento do atuador hidráulico. Na Figura 5.1 são identificados os valores do tempo de subida (t_r), o tempo de acomodação (t_s) e o sobressinal (SS), os quais são apresentados na Tabela 5.2. É indicado também o erro de regime permanente do sistema de posicionamento para as condições de entrada.

Tabela 5.2 - Valores ensaio de degraus de força positivos com posição constante.

Degrau [N]	t_r [ms]	t_s [ms]	SS.[N](%)	erro [N]	erro [°]
0/5000	29	1902	1309 (26,18)	-4,45	0,0712
5000/10000	100	300	380 (3,8)	-63,41	0,0439
10000/5000	120	100	238 (4,76)	41,57	0,0004
5000/0	240	820	1450	80,01	-0,11

Os sobressinais correspondentes aos valores de força menores são maiores devido às deformações iniciais da estrutura da bancada, a qual apresenta uma aumento na sua rigidez pelo efeito elástico do aço onde para maior deformação, maior é a força de reação diminuído assim o sobressinal.

Para fins comparativos, pode-se ver na Figura 5.3 a resposta do sistema para um controle de posição unicamente proporcional ($k_p=1$). Se observa uma mudança no transiente da força mostrado na Figura 5.1 devido à parcela integradora do controle de posição não está presente neste ensaio, então a sobressinal inicial é o único efeito transiente que possui o comportamento do sistema de posição.

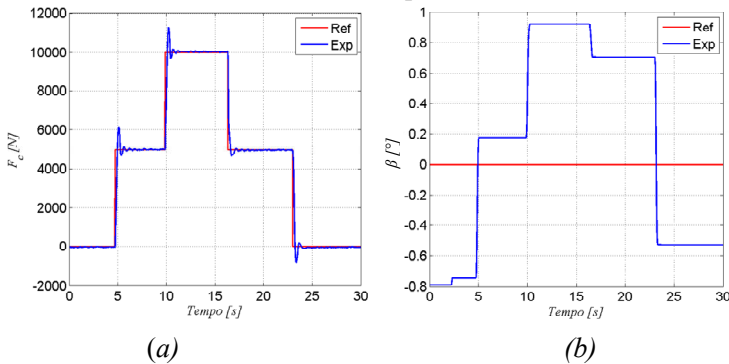


Figura 5.3 - Resposta ao degrau de Força positivo para um controle de posição proporcional (a) Controle de força; (b) Controle de posição.

Nas Figura 5.4 e Figura 5.5 são apresentadas as diferentes respostas para degraus de Força no sentido negativo.

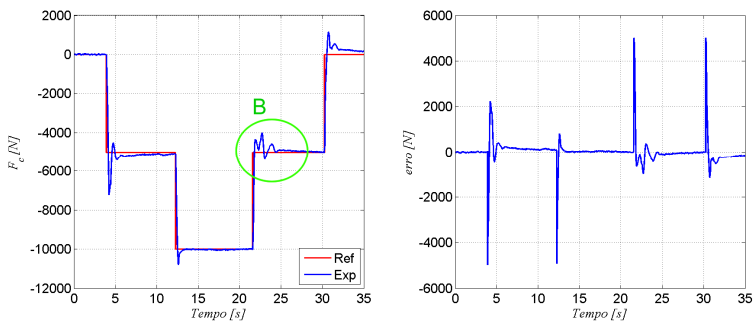


Figura 5.4 - Resposta aos degraus de força negativa e erro de força.

Similar ao caso anterior observa-se na região marcada como B na Figura 5.4, um transiente devido à ação do controle de posição, além de sobressinais maiores na região de valores menores de força.

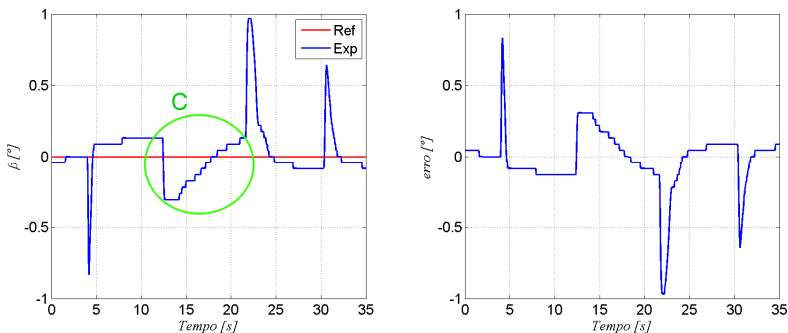


Figura 5.5 - Resposta do sistema de posição para uma entrada em degrau de força negativa.

Na Figura 5.5 é mostrada a resposta do sistema de posicionamento, observe-se que frente à perturbação que representa o degrau de força de 0/-5000 N aparece imediatamente um degrau no sentido negativo do ângulo, neste momento o controle PI do sistema de posição atua, levando até a posição de 0,088° (este valor representa um deslocamento linear de 0,4mm), com o efeito integrador atuando, a ação de controle não consegue mandar um sinal para a válvula para diminuir a sinal de erro. No instante em que a força passa até -10000 N (região C da Figura 5.5) pode-se observar a ação da parcela integradora, devido ao maior valor no sinal de erro, esta parcela por sua vez mostra um ajuste tal que gera um sobressinal a partir dos 18,4 s.

Os valores levantados neste ensaio são apresentados na Tabela 5.3

Tabela 5.3 – Valores do ensaio de degraus de força negativos com posição constante.

Degrau [N]	t_r [ms]	t_s [ms]	SS. [N](%)	erro [N]	erro [°]
0/-5000	235	206	-2200 (44)	140	-0,11
-5000/-10000	230	410	-800 (8)	25	0,11
-10000/-5000	210	2520	990 (19,8)	-54,68	0,053
-5000/0	280	1420	1152	-186,68	0,046

Os erros de força medidos nestes ensaios mostram que o sistema se comporta favoravelmente quanto ao seguimento da referência de entrada imposta. Porém, aparecem alguns efeitos dinâmicos introduzidos pela deformação da bancada os quais devem ser reduzidos com as modificações adequadas do aparato experimental.

5.4 Resposta degrau de posição com referência de força constante

Neste ensaio se mede a resposta do sistema de força frente a uma variação do sistema de posicionamento, sendo avaliados os erros em regime permanente e os efeitos transientes. Este ensaio faz-se com degraus de 8° com o intuito de avaliar a capacidade do sistema de emulação de forças de manter uma força constante frente a variações no sistema de posicionamento. Esta é uma situação difícil de acontecer em um sistema de controle de ângulo de passo com atuadores individuais, principalmente pelo termo da força devido ao peso da pá o qual possui um caráter alternado em função da posição da pá. Já em um caso de controle coletivo, o efeito da força devido ao peso da pá é atenuado, podendo chegar a ser anulado para certas condições ideais, neste caso o sistema de variação de ângulo de passo pode estar experimentando uma força constante.

As respostas do sistema de controle de posição e controle de força constante igual a -10000 N são mostradas nas Figura 5.6 e Figura 5.7, respectivamente.

Na região A da Figura 5.6 pode se observar um sobressinal decorrente do ajuste do controle de posição. Na região B da mesma figura, o sobressinal do degrau em sentido decrescente é aumentado pelo efeito da força no mesmo sentido do deslocamento.

Na Figura 5.7 são mostrados os transientes do controle de força indicados nas regiões C e D, observando-se que nestas regiões a bancada experimenta uma deformação que influencia neste comportamento.

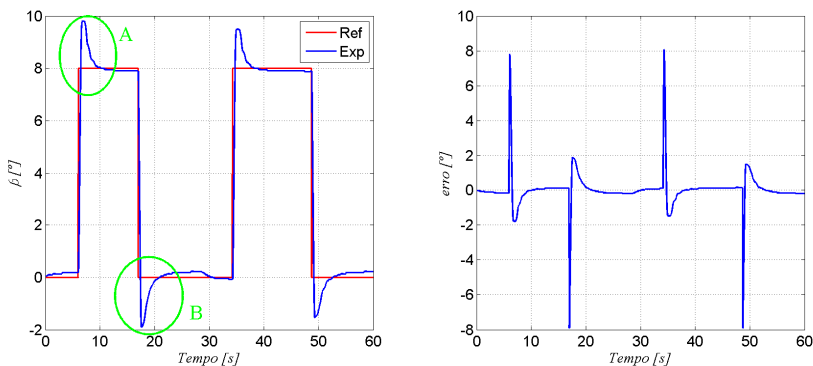


Figura 5.6 - Resposta aos degraus de posição e erro de posição para força positiva constante de -10000 N.

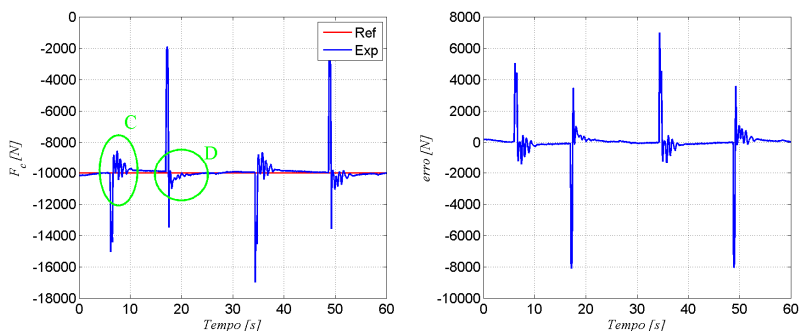


Figura 5.7 – Resposta do sistema de força aos degraus de posição e erro de força para força positiva constante de -10000 N.

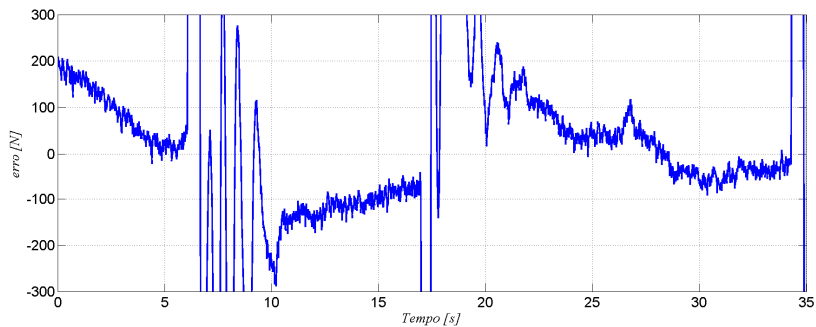


Figura 5.8 - Detalhe do erro de força.

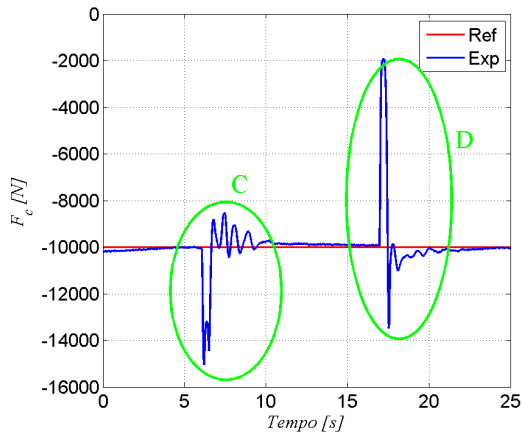


Figura 5.9 - Detalhe dos transientes na força de carga.

Os principais valores identificados nestas curvas são apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Valores do ensaio com degraus de posição e força constante (-10000 N).

Degrau [°]	t_r [ms]	t_s [ms]	SS. [%]	erro [°]	erro [N]
0-8	403	2210	22	0,061	-114,98
8-0	410	2340	23,4	-0,102	13,52

Na Figura 5.10 mostram-se as pressões nas câmaras do cilindro de força. No degrau de subida, a pressão na câmara A aumenta e diminui na câmara B, gerando o pico de força no sentido negativo, no instante imediatamente após o degrau o sistema de controle de forças atua nas pressões das câmaras do atuador, de modo a regulá-las para o valor pré-estabelecido. Já para o degrau decrescente, o pico de pressão é no sentido contrario, como no caso anterior, as válvulas do controle de pressão atuam depois do degrau regulando as pressões nos valores de referência.

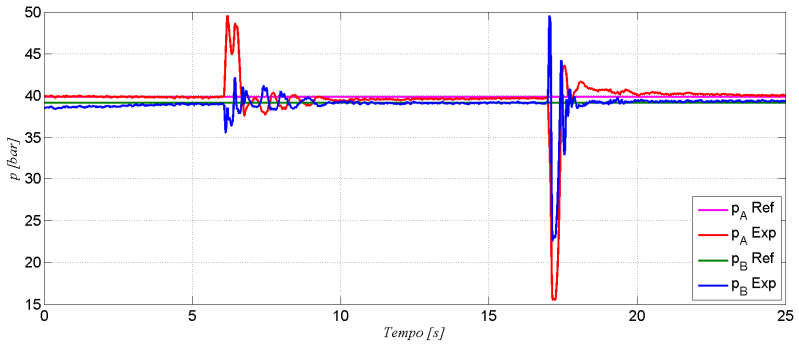


Figura 5.10 - Pressões nas câmaras para degraus de posição e força constante (-10000 N).

Nas Figura 5.11 e Figura 5.12 são apresentadas as respostas para um sinal em degrau com uma força constante de +10000 N.

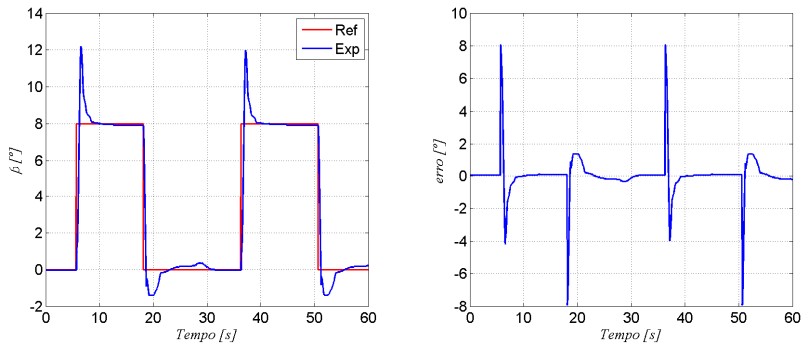


Figura 5.11 - Resposta aos degraus de posição e erro de posição para força positiva constante de +10000 N.

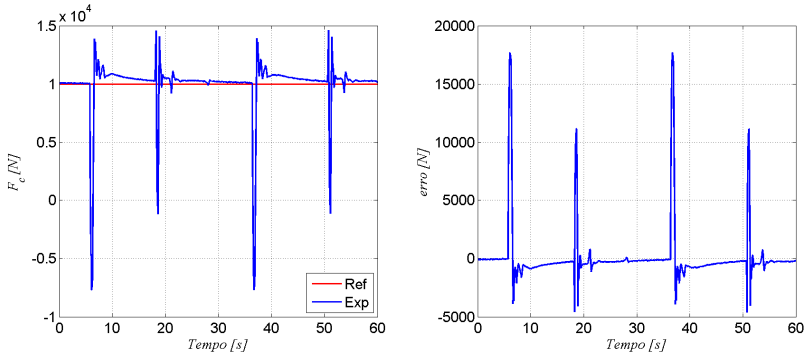


Figura 5.12 - Resposta do sistema de força aos degraus de posição e erro de força para força positiva constante de +10000 N.

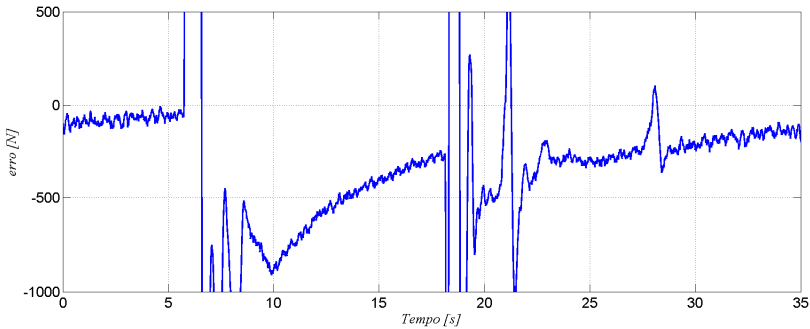


Figura 5.13 - Detalhe do erro de força para (+10000 N).

Para a posição de 8° a força tem um erro de regime permanente de aproximadamente -500 N, observando-se que o mesmo apresenta uma tendência de diminuição lenta. Este efeito é por causa do ajuste do ganho integral na válvula da câmara B, as pressões nas câmaras são apresentadas na Figura 5.14.

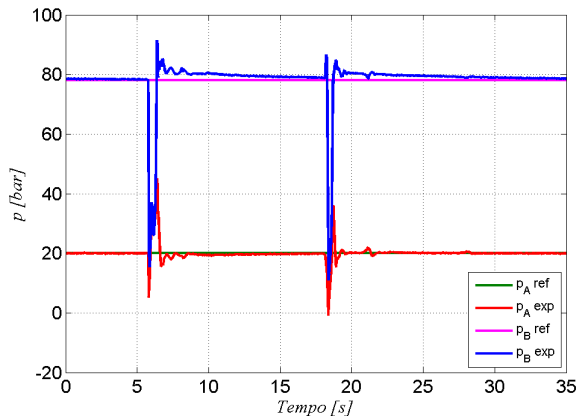


Figura 5.14 - Pressões nas câmaras para degraus de posição e força constante (+10000 N).

Note-se que nos transientes de posição o comportamento é contrário ao ensaio com a mesma magnitude de força, mas de sentido contrário. É incrementado o sobressinal para o degrau crescente e é atenuado o sobressinal para o degrau decrescente.

Tabela 5.5 - Valores do ensaio com degraus de posição e força constante (+10000 N).

Degrau [°]	t_r [ms]	t_s [ms]	SS. [°](%)	erro [°]	erro [N]
0-8	554	2330	4,2 (52,5)	0,073	-500,59
8-0	510	3130	1,4	-0,086	-218,89

Finalmente para ilustrar o efeito da mudança no controle de posição são apresentadas as respostas do sistema com os ganhos do controlador de posição modificados para analisar a influência destes sobre o sistema de controle de força. Neste caso, o controle de posição é um controlador proporcional com $k_p=3$.

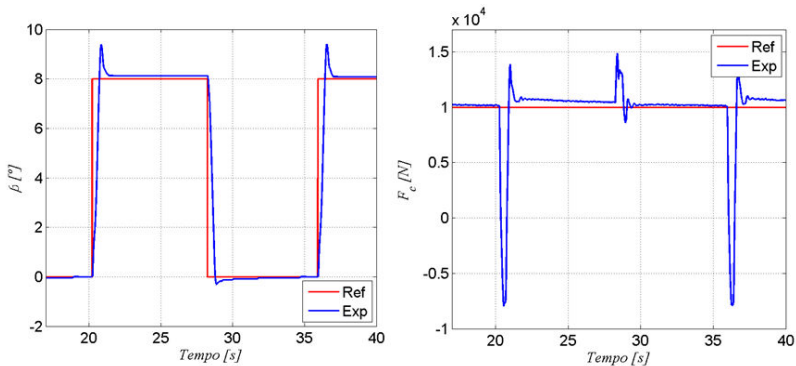


Figura 5.15 – Resposta ao degrau de posição com força constante (+10000 N).

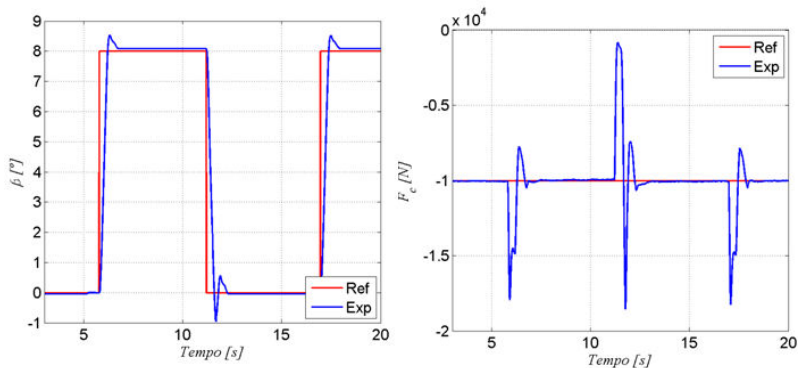


Figura 5.16 - Resposta ao degrau de posição com força constante (-10000 N).

Os valores característicos destes ensaios são apresentados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 Valores do ensaio com degraus de posição e força constante para ganho proporcional.

Força [N]	Degrau [°]	t_r [ms]	t_s [ms]	SS. [°](%)	erro [°]	erro [N]
+10000	0-8	500	830	1,392 (17,4)	-0,13	-573,83
	8-0	550	950	-0,3	0,06	-180,68
-10000	0-8	425	805	0,523 (6,5)	-0,086	-30,41
	8-0	390	960	-0,96	0,044	65,04

Neste caso, observa-se como é possível compensar o controle de posição com um ajuste do controlador. Novamente pode-se comprovar como os sobressinais nos degraus de posição são afetados pela direção da força atuante.

5.5 Considerações Finais.

Neste capítulo foram vistas diferentes respostas do sistema de controle de força e do sistema de controle de posição. As mesmas forneceram importantes informações em relação ao comportamento do sistema emulador.

As respostas aos sinais em degrau de força e de posição foram estudadas, mostrando um bom comportamento, mas apresentando ainda defeitos que podem ser diminuídos trabalhando sobre as estratégias de controle, de posição, de força e dos dois trabalhando juntos.

Entende-se que um dos sistemas provoca uma perturbação no outro tal que um estudo mais aprofundado deverá ser feito no futuro a fim de aperfeiçoar o desempenho da bancada experimental.

Os efeitos das limitações estruturais da bancada também podem ser vistos. Estes efeitos introduzem erros nos ensaios os quais devem ser identificados com mais detalhe, para poder quantificar os mesmos como erros sistemáticos e melhorar a capacidade da bancada.

Capítulo 6 CONCLUSÕES

O presente trabalho mostrou a determinação e avaliação das forças existentes para sistemas de regulação de ângulo de passo de turbinas eólicas, bem como o desenvolvimento de um sistema de emulação das forças, o qual poderá ser empregado como uma ferramenta de pesquisa para futuros trabalhos.

No levantamento das informações correspondentes ao estado da arte em turbinas eólicas foi possível identificar diversos métodos os quais têm um campo de aplicação limitado a pequenas e médias potências e outros os quais se mostram mais adequados para potências maiores.

Alem disto foram identificados os tipos de mecanismos utilizados para a regulação de potência por variação de ângulo de passo, apresentando as suas principais características.

A compilação de informação aqui realizada permitiu mapear as principais configurações correspondentes a cada parte da turbina com o que mostrou que ainda tem um grande potencial no desenvolvimento de novas tecnologias para geração a partir da energia do vento. Este projeto informacional aqui realizado pretende auxiliar no desenvolvimento de futuros trabalhos.

Os modelos matemáticos para a determinação dos momentos atuantes nos mecanismos de regulação foram apresentados. Tratando-se de um trabalho inicial do grupo de pesquisa nesta área, foram realizadas algumas simplificações de engenharia as quais, podem ser exploradas em futuros trabalhos, como as deformações existentes na pá e a avaliação dos esforços em pás com diferentes perfis aerodinâmicos. Nesta etapa foi percebida a dificuldade na obtenção de dados quantitativos, correspondentes aos diferentes parâmetros envolvidos nos cálculos das forças. Estes dados foram de difícil obtenção seja porque os fabricantes não os disponibilizam ou porque envolve dados fora das faixas normais de estudo, como no caso dos coeficientes aerodinâmicos.

Com o auxílio de ferramentas computacionais como os programas de CAD e CAE, estes dados foram estimados. Os resultados determinados por estas vias podem introduzir erros na análise, porém os resultados encontrados foram semelhantes aos trabalhos vistos na literatura.

No que respeita as forças decorrentes do vento incidente, as mesmas foram determinadas com o emprego do algoritmo BEM, o qual

mostrou-se como uma importante fonte de informação para determinar as relações existentes entre as condições de funcionamento da turbina e a sua geometria. Os valores obtidos por este algoritmo foram aproximados mediante o ajuste por polinômios com o intuito de diminuir os tempos de simulação envolvidos. Isto, por sua vez, introduz erros que foram avaliados mostrando-se dentro de uma faixa determinada. Para um projeto real recomenda-se trabalhar diretamente com os dados obtidos do algoritmo.

Com a etapa de determinação das condições de operação da turbina encerrada, foram então determinados os momentos atuantes sob o mecanismo de regulação de ângulo de passo e as suas naturezas. Nesta análise, inicialmente foram determinados os momentos devido ao atrito nos rolamentos, mostrando-se de uma magnitude considerável devido aos altos esforços que o mesmo tem que suportar, o que deriva em um momento resistente de alto valor em função das baixas velocidades de trabalho. Este momento foi modelado como um momento de atrito de Coulomb devido a que as forças estáticas são dominantes sobre as dinâmicas. Também foi analisado o momento aerodinâmico que aparece pela ação do vento sobre o perfil da pá. Pode ser visto que a determinação do eixo de giro longitudinal da pá tem uma importante influência sobre o valor final da mesma, sendo que seu sentido de atuação é função do perfil aerodinâmico e do ângulo de ataque. Esta característica é de especial importância devido ao fato de permitir uma rápida estimativa dos esforços quando analisada com o momento de inércia centrífuga, o qual também possui um sentido de atuação definido.

O momento de inércia centrífuga aparece pela distribuição da massa com relação ao eixo longitudinal de rotação da pá e em relação ao plano de rotação da turbina. O momento devido ao peso da pá também foi avaliado e mostra-se a sua influência sobre o sistema. Este momento é função da posição da pá, sendo um momento de natureza cíclica, o qual dependerá da velocidade angular da turbina.

Finalmente, foi introduzido o momento devido à própria inércia polar da pá. Este momento foi analisado segundo a teoria das pseudo-forças de d'Alembert. É um momento de baixo valor frente aos outros momentos que, porém, pode ter um valor considerável em situações anormais nas quais a aceleração angular na variação do ângulo de passo é elevada.

Na sequência, foi apresentada a estratégia para a emulação das forças atuantes e a sua implementação por meio de uma bancada experi-

mental. Esta bancada demandou um tempo considerável e foi realizada paralelamente com o trabalho de pesquisa da determinação das forças atuantes.

Sendo um trabalho inicial, foram identificadas algumas limitações na utilização da bancada para toda a faixa de valores determinados pela análise das forças. Porém, estes problemas têm solução e se espera que em trabalhos futuros os mesmos possam ser contornados. Neste trabalho, as ações corretivas não foram implementadas por uma questão de tempo disponível. As limitações encontradas foram principalmente relacionadas com a integridade estrutural da bancada em um ponto específico. Outro ponto a ser melhorado é o alinhamento dos componentes com ferramentas adequadas, já que o desalinhamento que possui hoje, gera esforços de atrito nos cilindros os quais não podem ser medidos com os ensaios aqui realizados.

Finalmente, neste trabalho foram realizados alguns ensaios que mostram um panorama favorável para o estudo experimental dos sistemas de regulação de ângulo de passo. Os primeiros ensaios feitos nesta bancada foram os de levantamento da força de atrito no cilindro de força a qual se mostrou de magnitude considerável. Para finalizar o trabalho, foram realizados testes de resposta ao degrau de força e posição dos sistemas da bancada, mostrando-se de uma dinâmica aceitável em alguns casos. As respostas dinâmicas aqui obtidas mostram que sistemas de controle adaptativo, ou controladores mais robustos podem apresentar melhor desempenho, sobre tudo pela natureza variável da perturbação (neste caso a força).

Destaca-se que como todo trabalho de pesquisa, no seu trajeto vão aparecendo novos desafios que podem ser superados no mesmo trabalho ou ficando como objetivo para novas pesquisas. Partindo do estudo realizado neste trabalho as sugestões para futuras pesquisas são:

- Aprimoramento do modelo matemático da bancada levando em conta a rigidez da mesma.
- Avaliação de novas estratégias de controle para o sistema de regulação de força.
- Análise de forças na pá com a inclusão da flexibilidade da mesma.
- Análise do desempenho do sistema de controle de posição, para uma malha fechada de potência, considerando a inércia do conjunto rotor-gerador elétrico.
- Projeto estrutural da bancada experimental.

Finalmente destaca-se que ao longo deste trabalho foram colocados em discussão os resultados do trabalho a través da publicação de um artigo na 8th International Fluid Power Conference (IFK) International Fluid realizada em Dresden em Março de 2012.

Um outro ponto relevante é a obtenção do premio de Destaque em Iniciação Científica na área de Ciências Exatas e da Terra no seminário de iniciação científica (SIC) 2011, com o pôster intitulado “Projeto de sistemas para controle de ângulo de passo em turbinas eólicas” realizado pelo aluno Paulo Leonel Teixeira, bolsista do projeto sob a co-orientação do autor deste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBOT,I.; VON DOENHOFF,A.;STIVERS,L.; **Summary of airfoil data**. National Advisory Committee of Aeronautics. Report No.824 – (1945)

ACKERMAN,T.;**Wind power in power systems**. Chichester, England, Jhon Wiley,2005,687 p.

AHLSTRÖM,A.; **Simulating Dynamical Behaviour of Wind Power Structures** Lincetiate Thesis - Royal Institute of Technology, Department of Mechanics.Stocholm 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

ASHURI,T.;ZAAIJER,M.;VAN BUSSEL,G.;VAN KUIK,G.; **An analytical model to extract wind turbine blade structural properties for optimization and up-scaling studies**. The science of making torque from wind. Junho 2010, Heraclion, Creta, Grecia.

BERTAGNOLIO,F.;SORENSEN,N.;JOHANSEN,J.;FUGLSANG, P.; **Wind turbine airfoil catalogue**. Risø National Laboratory,Roskilde, Dinamarca, p:152 Agosto.2001

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.

BOSSANYI, E.; **Individual Blade Pitch Control for Load Reduction**, Wind Energy, 6:1919–1928, 2003.

BOSSANYI,E.A.;JAMIESON, P.; **Blade pitch system modelling for wind turbines**, European Wind Energy Conference 1999, Nice,France, pp.893-896

BURTON,T.;SHARPE,D.;JENKINS,N.;BOSSANYI,E.; **Wind Energy Handbook** Chichester, England, Jhon Wiley, 2001; 643 p.

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

CASELITZ,P.;GEYLER,M.;GIEBHARDT,J.;PANAHANDEH,B.; **Hardware-in-the-loop Development and Testing of New Pitch Control Algorithms** Proceedings of European Wind Energy Conference (EWEC 2006), Atenas, Grecia Fev 27– Mar 2, 2006

CHAPDRIVE (2011) **Technology**, disponível em: www.chapdrive.com/technology Acessado em Janeiro 2012

CHIANG,M.H.;CHEN,Y.N.;LIN H.T. CHANG,Y.Y.;**A variable-speed pump-controlled hydraulic servo system for a novel pitch control system of wind turbines.** 7th Internation Fluid Power Conference 2010,Aachen,Germany,

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

D'ERRICO, **Polyfitn, polynomial modeling in 1 or n dimensions.** Matlab Central File Exchange,2011 Disponível em: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/34765-polyfitn>

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 36, 2011.pp:1095-1104

DEN HARTOG,J.P.; **Mechanics, McGraw-Hill** ,New York, 1948 pp.472

DEWI(2001); **Atlas do Potencial Eólico Brasileiro** DEWI Magazin Nr.19 Agosto 2001.pp.63-73

DÍEZ,P.F.; **Energía Eólica**. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria, Espanha. 2006, p.208

DÖRNER,H.; **Appropriate Technologies for semiarid áreas: Wind and Solar Energy for water supply** conference report – German foundation for international development. Berlin, 1975

DSPACE,2010; **Real-Time Interface (RTI and RTI-MP) Implementation Guide.For Release 7.0** dSPACE GmbH, Paderborn, Germany.

EL-HENAOUI,S; **When the Winds Blows-Pitch Control Systems Turn** North American Clean Energy Novembro/Dezembro 2008. Disponível em: www.moog.com/literature/ICD/Articles/Moog_WindArticle_ENGLISH_1July09.pdf. Acessado em Janeiro 2012

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

FLIESS,E.D.;**Estabilidad I**. Editorial Kapeluz S.A.,Buenos Aire, Argentina,pp.340, 1970

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

FRIEDLAND,B.;PARK,Y.J.;**On adaptative friction compensation**. Proceedings of the 30th Conference on decision and control. Brighton, England. Dezembro 1991

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

FURST, F.L., DE NEGRI, V.J.. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Apostila. Florianópolis: 2002. 110 p.

GASPARETTO, V.; **Gerador eólico para sistemas interligados** Trabalho de conclusão de curso, Engenharia mecânica – Universidade Federal de Santa Maria UFSM, Santa Maria, 2007

GEYLER, M.; CASELITZ, P.; **Individual Blade Pitch Control Design for Load Reduction on Large Wind Turbines**, Proceedings of European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milan, Italia, May 7–10, 2007

GOLDWIND (2011), **Catalogo GW 1.5MW** disponível em: <http://www.goldwindamerica.com/goldwind/cmdocs/Goldwind15MWP MDDWndTurbineBrochure.pdf> Acessado em Janeiro 2012.

GOMES, S. C. P. **Modelagem de Atritos Internos às Articulações de Robôs Manipuladores**. XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA. CD-ROM. Belo Horizonte, MG. 1995.

GOMES, S. C. P. and ROSA, V. S. **A new approach to compensate friction in robotic actuators**. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 2003, Taipei, Taiwan. Proceedings... [S.l]: IEEE, 2003.

GWEC (2011) **Global Wind Report, Annual market update 2010**. Global Wind Energy Council, Abril 2011.

HANSEN M.H.; HANSEN, A.; LARSEN, T.J.; ØYE, S.; SØRENSEN, P.; FUGLSANG, P.; **Control desing for a pitch regulated, variable speed wind turbine**. Risø-R Report Risø National Laboratory, Roskilde, Dinamarca, p.84 Janeiro 2005

HANSEN, M.H.; KALLESØE, B.S.; **Servo-Elastic Dynamics of a Hydraulic Actuator Pitching a Blade with Large Deflections** Journal of Physics - Conference Series [1742-6588] 2007 Vol:75 Pág:012077

HARRIS, T.; RUMBARGER, J.H.; BUTTERFIELD, C.P.; **Wind Turbine Design Guidelinde DG:03 Yaw and Pitch Rolling Bearing Life**. Technical Report. National Renewable Energy Laboratory Colorado, USA 63 p. Dezembro 2009

HAU, E.; **Wind Turbines; Fundamentals, Technologies, Application, Economics**, Kraling, Germany, Springer 2005; 791 p.

IMPSA (2011) **Principales características de los aerogeneradores IMPSA** disponível em: <http://www.impsa.com/es/productos/imp-sawind/SitePages/productos.aspx> Acessado em Janeiro 2012

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION IEC61400-01, **Wind Turbine Generator Systems—Part 1: Design requirements**, 2005.

JOHNSON,S.J.,VAN DAM C.P.,BERG,D.E.**Active Load Control Techniques for wind turbines**. Sandia Report, Sandia International Laboratories. Agosto 2008.

JOOSE,P.A;VAN DER BERG,R.M.**Development of a TenTorTube for Blade Tip Mechanisms** P7.17, Proc., 1996 European Union Wind Energy Conf. and Exhib., Göteborg, May 20-24, 1996.

KANEV,S.; VAN ENGELEN,T; **Exploring the limits in individual pitch control** Proceedings of European Wind Energy Conference (EWEC 2009), Marseille, France, March 16–19, 2009.

KATOGUI, S.E.; LOPEZ, J.L.; FERREYRA, R.D.; SOMMER, V.J.; **Cuaderno de catedra de la asignatura Mecanica Racional**. Universidad Nacional de Misiones, Argentina. 2007.

KHADRAOUI, M. R.; ELLEUCH, M. ; **Comparison between OptiSlip and Fixed Speed Wind Energy Conversion Systems**. 5th International Multi-conference on Systems, Signals and Devices. 2008.

LEI, Y.; MULLANE, A.; LIGHTBODY, G.; YACAMINI, R. **Modeling of the Wind Turbine With a Doubly Fed Induction Generator for Grid Integration Studies**. IEEE Transactions on Energy Conversion, [S.l.], v.21, n.1, p.257–264, (2006.)

LEKOU,D.J.;MOUZAKIS,F.;SAVENIJE,F.J.; **PROcedures for TESTing and measuring wind energy systems**. Centre for renewable energy sources and saving. 2010, Pikermi, Grecia.

LOCATELI, C.C.; **Modelagem e desenvolvimento de um sistema de controle de posição pneumático com acionamento por válvulas on/off**. 2011 Disertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis,2011.

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

MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

MANJOCK,A.;FRANKE,J.B. **Load assumptions for the design of electro mechanic pitch systems** European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milan, Italia, May 7–10, 2007

MANWELL,J.F.;MCGOWAN,J.G.;ROGERS,A.L.; **Wind Energy Explained–Theory,desing and application 2nd Editino** Chichester, England, Jhon Wiley, 2009; 705 p.

MÉNDEZ, J.; GREINER, D.; **Wind blade chord and twist angle optimization using genetic algorithms**, The Eighth International Conference on Computational Structures Technology. Las Palmas de G.C., España, 2006.

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

MUNTEANU,I.;BRATCU,A.I.;CUTULULIS,N.A.;CEANGĂ,E.; **Optimal Control of Wind Energy Systems, Towards a goal approach** Advances in Industrial Control, Springer, London, 2007; 283p.

NICHITA, C; LUCA, D; DAKYO, B.;CEANGA, E; (2002) **Large Band Simulation of the Wind Speed for Real Time Wind Turbine Simulators**, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 17, No. 4, 523-529.

OLSSON H.;ASTRÖM K.J.;CANUDAS DE WIT,C.; GÄFVERT,M.; LISCHINSKY,P.; **Friction Models and Friction Compensation**. European Journal of Control, 4 (1998), pp. 176–195

PAO, L. Y.; JOHNSON, K. E. ;**A Tutorial on the Dynamics and Control of Wind Turbines and Wind Farms**, Proc. American Control Conf., St. Louis, MO, pp. 2076-2089, June 2009.

PENA, R.; CLARE, J. C.; ASHER, G. M. **Doubly fed induction generator using back-to-back PWM converters and its application to variable-speed wind-energy generation**. IEE Proc.Electr. Power Appl., [S.l.], v.143, n.3, p.231–241, May 1996

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/455300-Wind_Turbines_Bigger_and_Better.php Acesso: Outubro 2010

RAMAKRISHNAN, V., SRIVATSA, S. K.;**Pitch Control of Wind Turbine Generator by using New Mechanism** Regular paper, J.Electrical Systems, Bharath University, India 2007.

RAMPEN,W.; **Gearless Transmissions for Large Wind Turbines – The history and Future of Hydraulic Drives**. Artemis IP Ltd,Scotland. Nov. 2006

RIEGLER,H. **HAWT versus VAWT**.REFOCUS-July/August 2003, Disponível em: <http://www.victordanilochnik.org/research/turbine/papers/HAWT%20versus.pdf> Acesso:21/01/2012.

ROTHE ERDE, **Slewing Bearings**. Dortmund,Germany,2011, Disponível em:: http://www.rotheerde.com/download/info/Rothe_Erde_GWL_GB.pdf

RUNCOS,F.; CARLSON,R.; KUO-PENG,P.; VOLTOLINI,H.; BATISTELA,N.J; **Geração de energia eólica - Tecnologias atuais e futuras**. WEG Maquinas – GRUCAD-EEL-TET-UFSC (2000)

SADDEN,E., **Rare Earth Metals in the Cleantech**, Cleantech Magazine 2011 Issue 5, disponível em: www.cleantechinvestor.com/portal/wind-energy/9836-rare-earth-metals-in-the-cleantech-industry.html Acessado em Janeiro de 2012.

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

SCHMITZ,J.;VATHEUER,N.;MURRENHOF,H.; **Hydrostatic drive train in Wind energy plants**. European Wind Energy Conference and Exhibition 2011, Bruxelas,Bélgica.

SCHNEUWLY,A.; **Reliable Pitching: Ultracapacitors and Wind Turbine Pitch Systems** Alternative energy magazine Out 2004. Disponível em: http://www.altenergymag.com/emagazine.php?issue_number=04.10.01&article=maxwell Acessado em:Janeiro 2012

SKF, **Catálogo Geral**.Itália: Stamperia ARtisitica Nazionale, 1989, 976p. ex.1

SOBREVILA, M. (1979a); **Conversión industrial de la energía: tomo 1**. Ed. Eudeba, Buenos Aires, Argentina.1979

SOBREVILA, M. (1979b) ; **Conversión industrial de la energía: tomo 2**. Ed. Eudeba, Buenos Aires, Argentina.1979

STOL,K.A.;ZHAO,W.;WRIGHT,A.D.;**Individual Blade Pitch Control for the Controls Advanced Research Turbine (CART)** Journal of solar energy engineering, Vol 128 pp.498-505. (2006)

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 Engineering (ICACTE)

SZPAK, R. **Análise Teórico-Experimental das Pressões em Posicionadores Hidráulicos**. 2008. 143 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009

TARNOWSKI, G.C.; **Metodologia de regulação de potência ativa para operação de sistemas de geração eólica com aerogeradores de velocidade variável**, dissertação de mestrado, programa de pós-graduação em Engenharia Elétrica, UFRGS, Porto Alegre 2006

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

THUL,B.;DUTTA R.; STELSON,KIM A.; **Hydrostatic Transmission for Mid-Size Wind Turbines**. 52nd National Conference of Fluid Power, Las Vegas, USA.2011

VEERS,P.V.;BIR,G.;LOBITZ,D.;**Aeroelastic tailoring in wind-turbine blade applications** Windpower '98, American Wind Energy Association Meeting and Exhibition, Bakersfield, California, April 28 – May 1, 1998

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

WU,X.;LI,Y.;LI,F.;YANG,Z.;TENG,W.; **Adaptative estimation-based leakage detection for a wind turbine hydraulic pitching system**. IEEE Transactions on mechatronics 2011 . Vol:PP, pp:1-8.

XIN, G.;JING, H.; **Study on a Novel Hydraulic Variable-Pitch System of Wind Turbine** IEEE international conference on industrial technology (IEEE ICIT 2008)

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

YOUNSI,R.; EL-BATANONY,I.; TRISTSCH,J.B.; NAJI,H.; LANDJERIT,B.; **Dynamic study of a wind turbine blade with horizontal axis.** European Journal of Mechanics A/Solids, vol.20,pp.241-252.

APÊNDICES

(SOBREVILA, 1979a). A frequência da corrente alternada gerada é determinada como:

$$f = \frac{\omega_g P}{120} \quad (\text{A.1})$$

onde f é a frequência da corrente induzida em Hz, P é o número de pólos do rotor e ω_g é a velocidade angular do gerador em rpm.

Quando a máquina é conectada em paralelo com um sistema de potência elétrica infinita, se considera que a tensão em bornes da máquina (U) é constante tanto em amplitude como em fase. Por sua vez a potência ativa (P_g) em uma fase da máquina é determinada como:

$$P_g = U_g I_g \cos \varphi_g \quad (\text{A.2})$$

onde I_g é a corrente no gerador e φ_g é o ângulo existente entre a tensão e a corrente. Como a velocidade angular da máquina é determinada pela frequência da rede como visto na Equação (A.1), um aumento ou diminuição no torque no rotor gera um aumento ou diminuição na magnitude da corrente I_g e no ângulo φ_g . Partindo do valor de φ_g é possível determinar se a máquina está funcionando como motor absorvendo potência da rede (potência negativa) ou como gerador entregando potência à rede (potência positiva) (SOBREVILA, 1979a).

A.2- Máquinas assíncronas (ou de indução)

Uma máquina assíncrona do mesmo jeito que no caso das máquinas síncronas, pode converter energia elétrica em mecânica ou vice-versa. No primeiro caso recebe o nome de motor assíncrono ou de indução e no segundo caso representa um gerador assíncrono ou de indução (SOBREVILA, 1975b).

O princípio de funcionamento do mesmo pode ser explicado a partir da Figura A.2 onde é ilustrado um rotor de uma espira girando no meio de um campo magnético (ϕ_M). Este campo magnético por sua vez tem a propriedade de ser um campo rotante uma vez que o mesmo é gerado por uma corrente elétrica alternada.

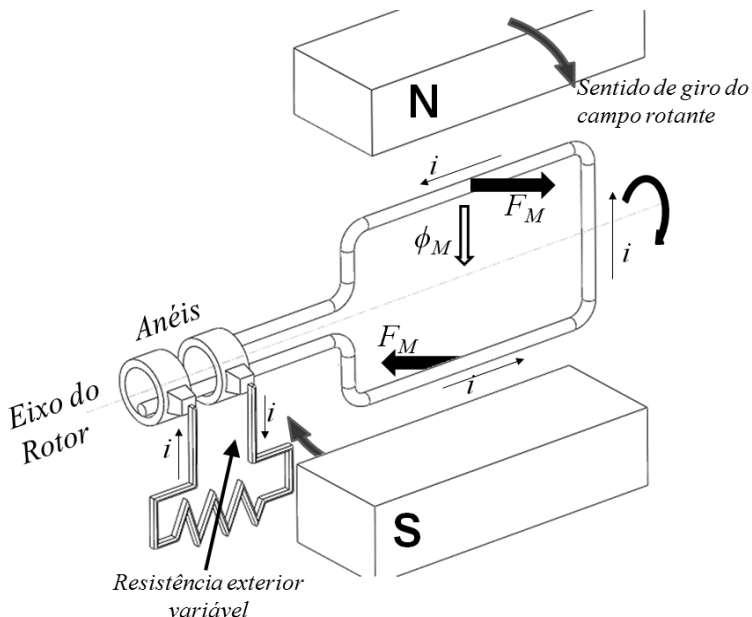


Figura A.2 - Rotor de uma máquina assíncrona com anéis.

A velocidade angular do campo magnético será então função da frequência da rede que gera a corrente geradora do campo e do número de pólos do estator da máquina. Esta velocidade angular é definida como velocidade de campo rotante ou velocidade síncrona e pode ser expressa como:

$$\omega_s = 120 \frac{f}{P} \quad (\text{A.3})$$

Na medida em que o campo rotante gira, o fluxo magnético envolvido na espira do rotor muda, pelo que gera-se uma força eletromotriz que por sua vez gera uma corrente elétrica i . Por sua vez, os condutores nos quais esta circulando a corrente i serão submetidos uma força F_M devido a que os mesmos estão cortando o fluxo do campo magnético. Estas forças são determinadas pela lei de Faraday-Lenz (SOBREVILA, 1975b). Pode se afirmar que um campo rotante produz um torque sobre uma espira girando no meio dele, e este torque procura que o movimento da espira acompanhe ao campo rotante.

Na Figura A.2 observa-se também uma resistência variável, esta tem com objetivo regular a corrente i de tal forma que possa ser regulado o momento atuante na espira. Esta configuração se conhece como máquina assíncrona de rotor bobinado. A explicação do funcionamento é válida também para um rotor o qual pode ser simplesmente uma espira em curto circuito, neste caso a máquina recebe o nome de rotor em curto circuito ou rotor em gaiola para o caso típico de várias espiras no mesmo rotor (SOBREVILA, 1979b).

Observe-se que no caso que o rotor tivesse a mesma velocidade angular que o campo rotante, não existiria variação no fluxo magnético, pelo que não haveria uma força eletromotriz, nem uma corrente, e consequentemente não haveria um torque elétrico. O dito anteriormente demonstra que a base da existência do torque elétrico é a diferença de velocidades angulares entre o rotor e o campo rotante. Esta diferença de velocidade é chamada de escorregamento¹³ (s) e é expressa por:

$$s = \frac{\omega_s - \omega_g}{\omega_s} \quad (\text{A.4})$$

A potência elétrica em bornes da máquina elétrica pode ser determinada como:

$$P_g = K_g I_g^2 \left(\frac{1}{s} - 1 \right) \quad (\text{A.5})$$

onde K_g é uma constante que considera os parâmetros elétricos da máquina como as resistências nas bobinas, indutâncias nas bobinas, etc. I_g é a corrente medida em bornes da máquina. Observa-se que o funcionamento da máquina é função do escorregamento da mesma o qual define por sua vez se a mesma está trabalhando como motor ($s > 1$) ou se está trabalhando como gerador ($s < 1$). Isto pode ser observado na Figura A.3 onde se apresenta a curva característica da potência em relação à velocidade angular do rotor de uma máquina assíncrona. No ponto A é indicada a condição de operação comum desta máquina em particular a qual corresponde a um gerador assíncrono de 1MW

¹³ O escorregamento s pode ser expresso como percentual em alguns casos.

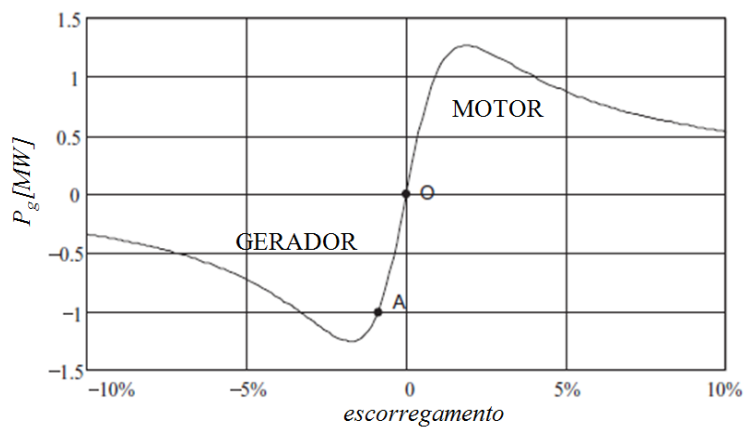


Figura A.3 - Potência Ativa versus escorregamento (adaptado de BURTON *et al.*, 2001).

APÊNDICE B

COEFICIENTES AERODINÂMICOS

A seguir são apresentados os coeficientes utilizados para avaliar as forças aerodinâmicas atuantes no perfil NACA 63418 empregando $Re=6 \times 10^6$.

Tabela B.1 - Coeficientes aerodinâmicos C_L , C_D e C_M

α [°]	C_L	C_D	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

APÊNDICE C

DETERMINAÇÃO DOS MOMENTOS DE INÉRCIA

Na Seção 3.4.4 é determinado o momento atuante no mecanismo de regulação de ângulo de passo devido a distribuição da massa ao longo de toda a pá. Na Equação (3.49) são utilizados os valores dos momentos de inércia polar máximo e mínimo de cada seção da pá considerada. A seguir será explicado o procedimento utilizado neste trabalho para obter estes valores.

Cada seção da pá terá infinitos momentos de inércia polares dependendo do sistema referencial que seja considerado. Porém, para cada ponto existem dois pares de eixos conjugados perpendiculares, para os quais o momento centrífugo da seção é nulo. Estes eixos representam as direções principais da seção considerada e existirá sempre que a distribuição de massa seja simétrica com relação a um destes dois eixos mencionados (KATOGUI *et al.*, 2007)

Para entender o aqui mencionado pode ser analisada um seção do perfil da pá, como é apresentada na Figura C.1 a seguir:

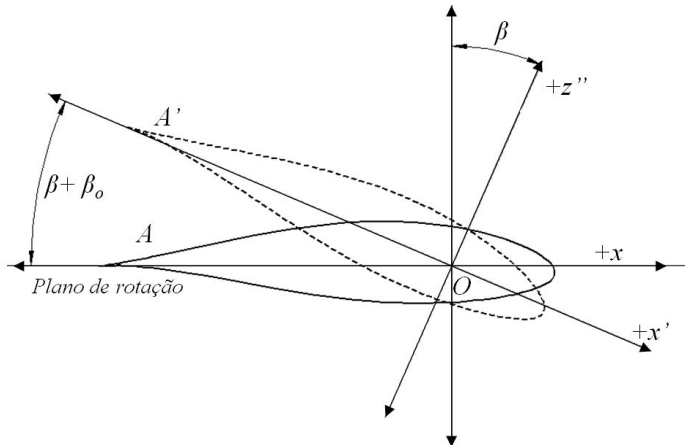


Figura C.1 - Rotação de uma seção em torno de um ponto O.

Colocando um sistema referencial em xz com centro em θ é levantado o tensor de inércias com o auxílio do software Solidworks. Este tensor de inércias possui a seguinte forma:

$$[I] = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xz} \\ I_{zx} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (C.1)$$

onde I_{xx} é o momento de inércia em referência ao eixo x , I_{zz} é o momento de inércia em relação ao eixo z e I_{xz} representa o momento de inércia centrífuga, o qual dá uma idéia da distribuição de área em relação a um par de eixos de referência (xz). Ressalta-se que o tensor de inércia tem a propriedade de sempre ser uma matriz simétrica, tal que $I_{xz} = I_{zx}$.

Por meio da diagonalização do tensor de inércia é possível obter os valores dos momentos de inércia principais por meio da determinação dos autovalores da matriz e dos eixos de inércia principais para os quais o momento centrífugo é nulo.

No caso do perfil considerado, pode ser verificado que a partir do ponto de referência θ o ângulo entre o sistema referencial e os eixos principais de inércia é muito próximo do zero. Como é apresentado na Figura C.2.

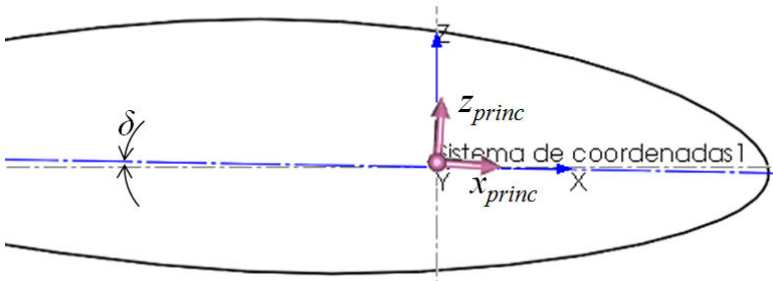


Figura C.2 - Ângulo entre o sistema referencial e os eixos principais de inércia.

Isto permite considerar uma simplificação de engenharia, tal que o sistema referência será considerado como um eixo principal de inércia, onde o eixo x estará contido no plano de rotação da turbina.

Seguindo com a análise, são analisadas as propriedades de inércia partindo do círculo de Mohr (FLIESS, 1970). Na Figura C.3 é construído o círculo de Mohr correspondente à seção A e rotada a partir do ponto θ até a posição A' , como mostrado na Figura C.1, onde é possível

identificar a relação entre o ângulo de passo e a posição da pá em relação com o sistema referencial xz .

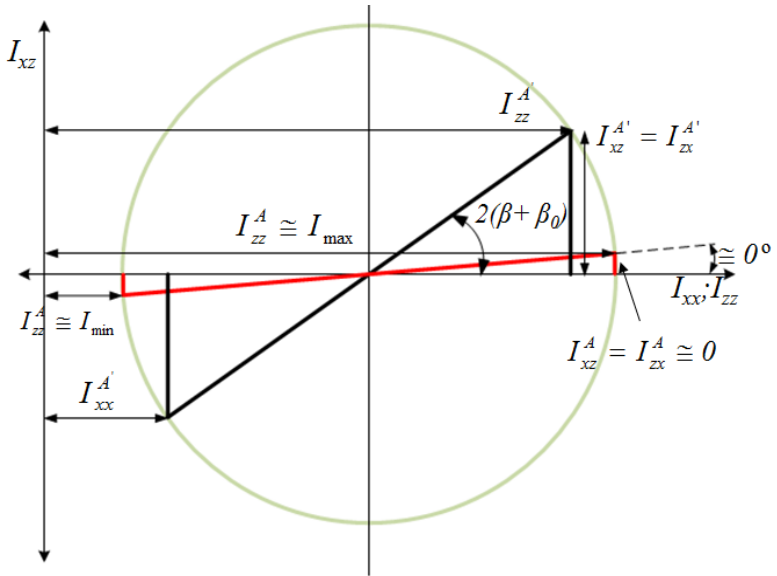


Figura C.3 - Círculo de Mohr para A e A'.

Os momentos de inércia da seção A são indicados em vermelho, sendo considerados como os momentos principais de inércia. Em preto são mostrados os valores da seção rotada indicada como A' e se mostra que ângulo rotado até a direção dos seus eixos principais é igual ao ângulo de passo rotado com o ângulo de twist correspondente a seção o qual deve ser adicionado ao ângulo de passo.

A forma de determinar os valores principais de inércia é encontrando os autovalores do tensor de inércia.

Segundo Katogui *et al.* (2007), o procedimento para diagonalizar o tensor de inércia é:

$$([I] - \lambda [I])[v]^T = 0 \tag{C.2}$$

onde λ neste caso é um termo auxiliar para obter os autovalores e não deve ser confundida com a velocidade específica definida em seções anteriores e v é a matriz dos versores do par de eixos de referência xz .

não deve ser confundido com a velocidade do vento, também definida em seções anteriores.

Desenvolvendo os produtos é possível determinar o seguinte sistema de equações

$$\begin{cases} \left(I_{xx}^{A'} - \lambda \right) x + I_{xz}^{A'} z = 0 \\ I_{zx}^{A'} x + \left(I_{zz}^{A'} - \lambda \right) z = 0 \end{cases} \quad (\text{C.3})$$

Sendo o mesmo um sistema homogêneo, terá soluções não-triviais quando o determinante dos coeficientes seja nulo, e dizer:

$$\begin{vmatrix} \left(I_{xx}^{A'} - \lambda \right) & I_{xz}^{A'} \\ I_{zx}^{A'} & \left(I_{zz}^{A'} - \lambda \right) \end{vmatrix} = 0 \quad (\text{C.4})$$

Resolvendo o determinante tem-se a equação característica:

$$\lambda^2 - \left(I_{xx}^{A'} + I_{zz}^{A'} \right) \lambda + \left(I_{xx}^{A'} I_{zz}^{A'} - \left(I_{xz}^{A'} \right)^2 \right) = 0 \quad (\text{C.5})$$

Resolvendo a equação característica são finalmente obtidos os autovalores λ_1 e λ_2 os quais correspondem ao valores I_{\max}^S e I_{\min}^S

Para a implementação matemática do momento de inércia centrífuga foi ajustada uma curva a qual relaciona a diferença entre os momentos máximos e mínimos de inércia com relação a corda, que por sua vez, é dependente do raio da pá, tal que:

$$I_{\max} - I_{\min} = f(c(r)) \quad (\text{C.6})$$

A curva ajustada é um polinômio de 3^{ra} ordem onde seu coeficientes são apresentados a seguir:

$$I_{\max} - I_{\min} = 0,005 c^3 - 0,0134 c^2 + 0,0273 c - 0,0175 \quad (\text{C.7})$$

Os pontos utilizados para a determinação e a sua verificação gráfica são apresentados a continuação na Tabela C.1 e na Figura C.4

Tabela C.1 - Dados para momentos de Inercia.

Raio[m]	Corda[m]	$I_{\max}[\text{m}^4]$	$I_{\min}[\text{m}^4]$	$I_{\max}-I_{\min}[\text{m}^4]$
1,500	3,1596	0,0960	0,0029	0,0932
2,474	3,0587	0,0862	0,0026	0,0836
3,447	2,9578	0,0771	0,0024	0,0747
4,421	2,8570	0,0683	0,0021	0,0662
5,395	2,7561	0,0625	0,0018	0,0607
6,368	2,6552	0,0554	0,0016	0,0538
7,342	2,5544	0,0496	0,0016	0,0480
8,316	2,4535	0,0447	0,0013	0,0433
9,289	2,3526	0,0394	0,0012	0,0382
10,263	2,2518	0,0346	0,0010	0,0335
11,237	2,1509	0,0302	0,0009	0,0292
12,211	2,0500	0,0261	0,0008	0,0253
13,184	1,9492	0,0220	0,0007	0,0213
14,158	1,8483	0,0191	0,0006	0,0185
16,105	1,6466	0,0136	0,0004	0,0132
18,053	1,4448	0,0092	0,0003	0,0089
20,000	1,2431	0,0059	0,0002	0,0057

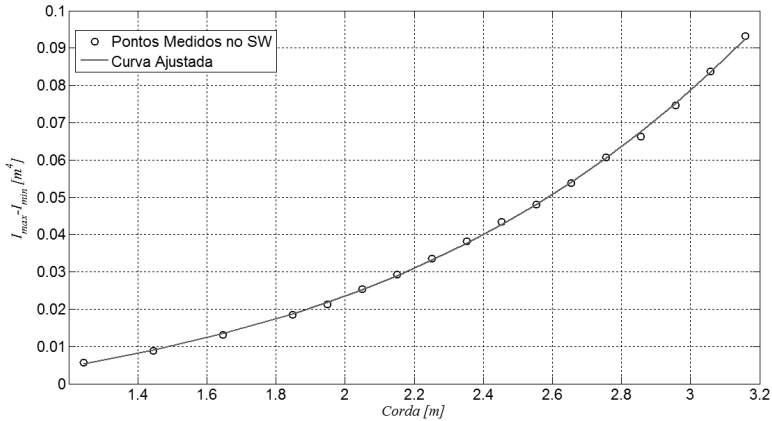


Figura C.4 - Curva de momentos de inércia ajustados

Por último, apresenta-se a função de variação da massa específica da pá ($\rho_{pá}$), a qual foi ajustada partindo dos valores no CAD e tomando como referência os trabalhos de Locke e Valencia (2004), Frohboese e Anders (2007) e Ashuri *et al.* (2010).

$$\rho_{pá} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 5244,4 \cdot r^{-0.561} \Rightarrow \text{com } r[m] \quad (C.8)$$

Esta distribuição considera a massa mais concentrada perto da base da mesma devido aos diferentes reforços que possui a pá, principalmente por motivos estruturais.

Finalmente, levando em consideração a necessidade de realizar uma integração ao longo da pá para determinar o valor de T_{CI} em função do ângulo de passo, é realizada um ajuste por meio de polinômios no qual a variável independente é o ângulo de passo tal que:

$$CI(\beta) = 797 \beta^4 - 1381 \beta^3 - 1754,2 \beta^2 + 1968,8 \beta + 881,88 \quad (C.9)$$

Desta maneira que a Equação (3.49) pode ser expressada por:

$$T_{CI} = \frac{1}{2} \cdot \omega^2 \cdot CI(\beta) \quad (C.10)$$

APÊNDICE D

AJUSTE DAS SUPERFÍCIES POR POLINÔMIOS

As superfícies dos parâmetros de saída calculados com o algoritmo BEM foram ajustadas por polinômios de terceira ordem com três variáveis independentes da forma:

$$p(\omega, \nu, \beta) = \sum_{i=1}^{20} C_i \cdot \omega^{a_i} \cdot \nu^{b_i} \cdot \beta^{c_i} \quad (D.1)$$

A seguir são apresentados os coeficientes correspondentes às diferentes superfícies.

Tabela D.1 - Coeficientes de P_T .

<i>i</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>C</i>
1	3	0	0	-1,60e+01
2	2	1	0	-1,37e+02
3	2	0	1	-1,51e+02
4	2	0	0	2,85e+03
5	1	2	0	5,03e+02
6	1	1	1	-6,67e+02
7	1	1	0	6,98e+03
8	1	0	2	-1,01e+02
9	1	0	1	1,45e+04
10	1	0	0	-1,79e+05
11	0	3	0	-3,80e+02
12	0	2	1	6,48e+02
13	0	2	0	-1,24e+03
14	0	1	2	-4,46e+02
15	0	1	1	8,52e+03

Tabela D.2- Coeficientes de F_a .

<i>i</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>C</i>
1	3	0	0	2,16e-01
2	2	1	0	-1,01e+00
3	2	0	1	-1,51e+00
4	2	0	0	-2,93e+01
5	1	2	0	2,85e+00
6	1	1	1	-6,92e+00
7	1	1	0	1,93e+02
8	1	0	2	4,93e-01
9	1	0	1	2,14e+01
10	1	0	0	-1,21e+02
11	0	3	0	-3,10e+00
12	0	2	1	8,17e+00
13	0	2	0	-5,70e+01
14	0	1	2	-6,09e+00
15	0	1	1	1,07e+02

16	0	1	0	-1,14e+05
17	0	0	3	1,09e+02
18	0	0	2	3,31e+03
19	0	0	1	-2,60e+05
20	0	0	0	2,89e+06

16	0	1	0	-8,17e+02
17	0	0	3	1,68e+00
18	0	0	2	-9,10e+00
19	0	0	1	-8,79e+02
20	0	0	0	8,41e+03

Tabela D.3 - Coeficientes de F_i .

i	a	b	c	C
1	3	0	0	4,94e-01
2	2	1	0	-2,35e+00
3	2	0	1	9,42e-01
4	2	0	0	-3,09e+01
5	1	2	0	4,33e+00
6	1	1	1	-7,14e+00
7	1	1	0	1,11e+02
8	1	0	2	3,38e-02
9	1	0	1	7,72e+00
10	1	0	0	8,45e+01
11	0	3	0	-3,49e+00
12	0	2	1	7,01e+00
13	0	2	0	-8,63e+00
14	0	1	2	-4,45e+00
15	0	1	1	9,99e+01
16	0	1	0	-1,17e+03
17	0	0	3	6,57e-01
18	0	0	2	1,60e+01
19	0	0	1	-7,95e+02
20	0	0	0	6,96e+03

Tabela D.4 – Coeficientes de T_a .

i	a	b	C	C
1	3	0	0	3,77e+00
2	2	1	0	-1,89e+01
3	2	0	1	-1,56e+01
4	2	0	0	-4,41e+02
5	1	2	0	5,11e+01
6	1	1	1	-1,11e+02
7	1	1	0	2,58e+03
8	1	0	2	1,59e+01
9	1	0	1	-5,16e+01
10	1	0	0	1,61e+03
11	0	3	0	-5,16e+01
12	0	2	1	1,21e+02
13	0	2	0	-7,02e+02
14	0	1	2	-9,04e+01
15	0	1	1	1,71e+03
16	0	1	0	-1,35e+04
17	0	0	3	2,77e+01
18	0	0	2	-4,27e+02
19	0	0	1	-5,86e+03
20	0	0	0	7,80e+04

Tabela D.5 - Coeficientes de T_i

i	a	b	c	C
1	3	0	0	5,05e+00
2	2	1	0	-2,63e+01
3	2	0	1	1,09e+01
4	2	0	0	-3,07e+02
5	1	2	0	5,07e+01
6	1	1	1	-7,60e+01
7	1	1	0	1,10e+03
8	1	0	2	4,53e+00
9	1	0	1	-8,48e+01
10	1	0	0	1,87e+03
11	0	3	0	-3,96e+01
12	0	2	1	6,79e+01
13	0	2	0	-8,70e+01
14	0	1	2	-4,67e+01
15	0	1	1	1,09e+03
16	0	1	0	-1,17e+04
17	0	0	3	1,13e+01
18	0	0	2	-1,09e+02
19	0	0	1	-3,28e+03
20	0	0	0	4,60e+04

Tabela D.6 - Coeficientes de T_{aero}

i	a	b	c	C
1	3	0	0	5,48e-02
2	2	1	0	-2,94e-01
3	2	0	1	6,70e-01
4	2	0	0	-8,55e+00
5	1	2	0	6,59e-01
6	1	1	1	-1,48e+00
7	1	1	0	5,45e+00
8	1	0	2	8,98e-01
9	1	0	1	-2,41e+01
10	1	0	0	1,54e+02
11	0	3	0	-5,16e-01
12	0	2	1	1,11e+00
13	0	2	0	-9,57e+00
14	0	1	2	-8,50e-01
15	0	1	1	1,96e+01
16	0	1	0	-1,34e+02
17	0	0	3	2,78e-01
18	0	0	2	-1,71e+01
19	0	0	1	3,15e+02
20	0	0	0	-1,44e+03

APÊNDICE E

MODELO DE ATRITO

A força de atrito no cilindro de força, é modelada a partir do modelo de atrito proposto por GOMES (1995), onde é determinado um coeficiente de atrito variável por meio de ensaios experimentais. Estes ensaios consistem em aplicar diferentes tensões a uma válvula proporcional direcional e verificar o comportamento do atuador.

A configuração utilizada para este ensaio é mostrada a seguir na Figura E.1a.

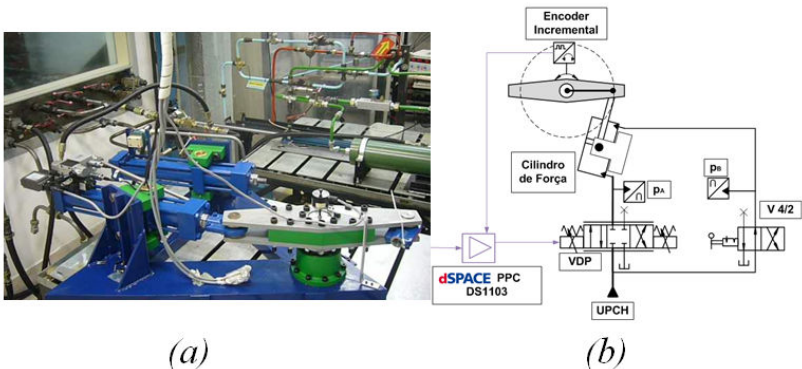


Figura E.1 - (a) Configuração da Bancada (b) Circuito hidráulico.

Na Figura E.1b é apresentado o circuito hidráulico do ensaio. Pela disponibilidade dos pontos de medição de pressão optou-se por uma configuração do tipo regenerativo diferencial onde a válvula 4/2 sempre trabalha aberta e o controle do cilindro é realizado na câmara A, estando a câmara B sempre na pressão de suprimento.

Para a determinação da força de atrito, parte-se da análise da segunda lei de Newton aplicada ao cilindro tal que:

$$A_A \left(p_A - \frac{p_B}{r_A} \right) - F_{at} = M_C \ddot{x} \quad (\text{E.1})$$

Quando se atinge um valor de velocidade constante o termo \ddot{x} correspondente a aceleração do cilindro é zerado sendo que a F_{at} é definido por:

$$F_{at} = A_A \left(p_A - \frac{p_B}{r_A} \right) \quad (\text{E.2})$$

e então, conhecendo as pressões nas câmaras para a velocidade constante é possível determinar o valor da força de atrito. Por meio destas medições foram levantados os dados apresentados na Tabela E.1

Tabela E.1 - Valores para o mapa estático de atrito.

Recuo		Avanço	
<i>Velocidade[m/s]</i>	<i>Força [N]</i>	<i>Velocidade [m/s]</i>	<i>Força [m/s]</i>
-0,1506	-2771,6	0,005	1755,9
-0,1316	-2628,8	0,0066	1454,8
-0,1099	-2062,9	0,0095	1407,5
-0,085	-1681	0,0198	1341,9
-0,0587	-1700	0,0295	1438,5
-0,0252	-1652	0,0551	1490,1
-0,0141	-1547,1	0,0916	1572,0
-0,006	-1397,9	0,1186	1460,0
		0,1433	1550,4
		0,1676	1662,9
		0,1858	1702,9
		0,2003	1919,5

O modelo proposto por Gomes(1995); expressa que:

$$F_{at} = f_v(\dot{x}, F_p)\dot{x} \tag{E.3}$$

onde f_v é o coeficiente de atrito viscoso variável o qual depende da velocidade do cilindro e da força hidráulica (F_p) a qual é definida como:

$$F_p = A_A \left(p_A - \frac{p_B}{r_A} \right) \tag{E.4}$$

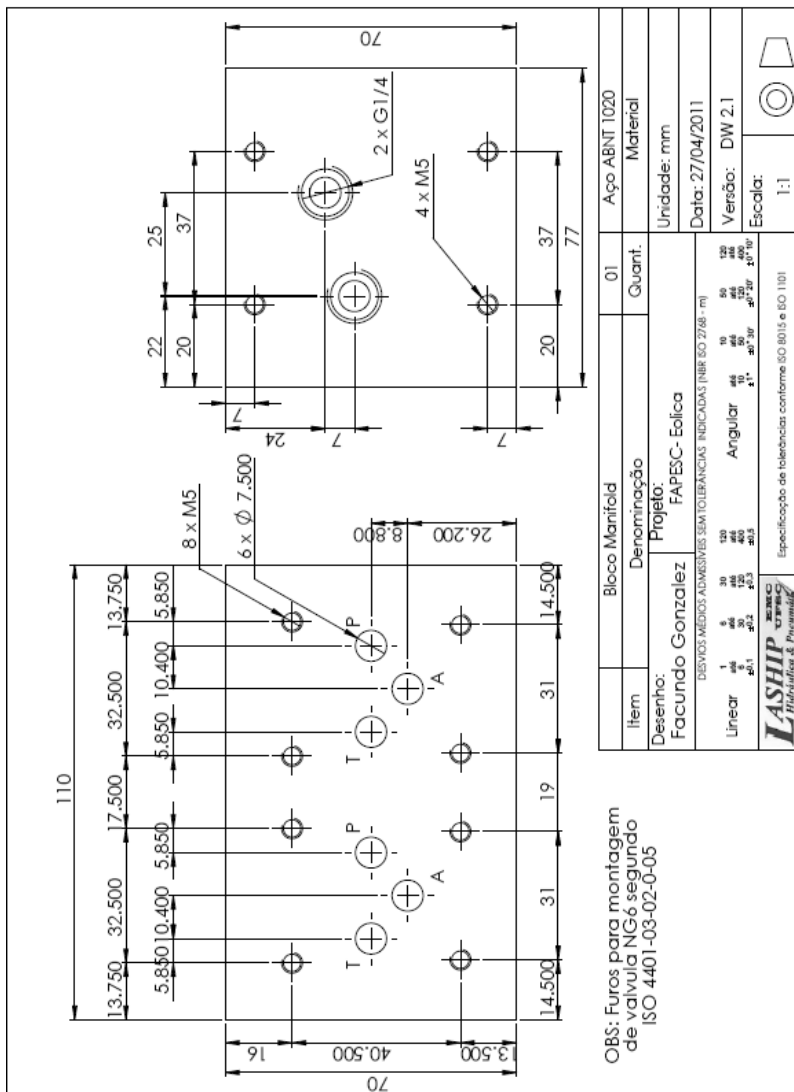
Os parâmetros para a construção do modelo de atrito foram apresentados na Tabela 4.3. A seguir são apresentadas as equações que determinam o coeficiente de atrito segundo a região de trabalho, na Tabela E.2

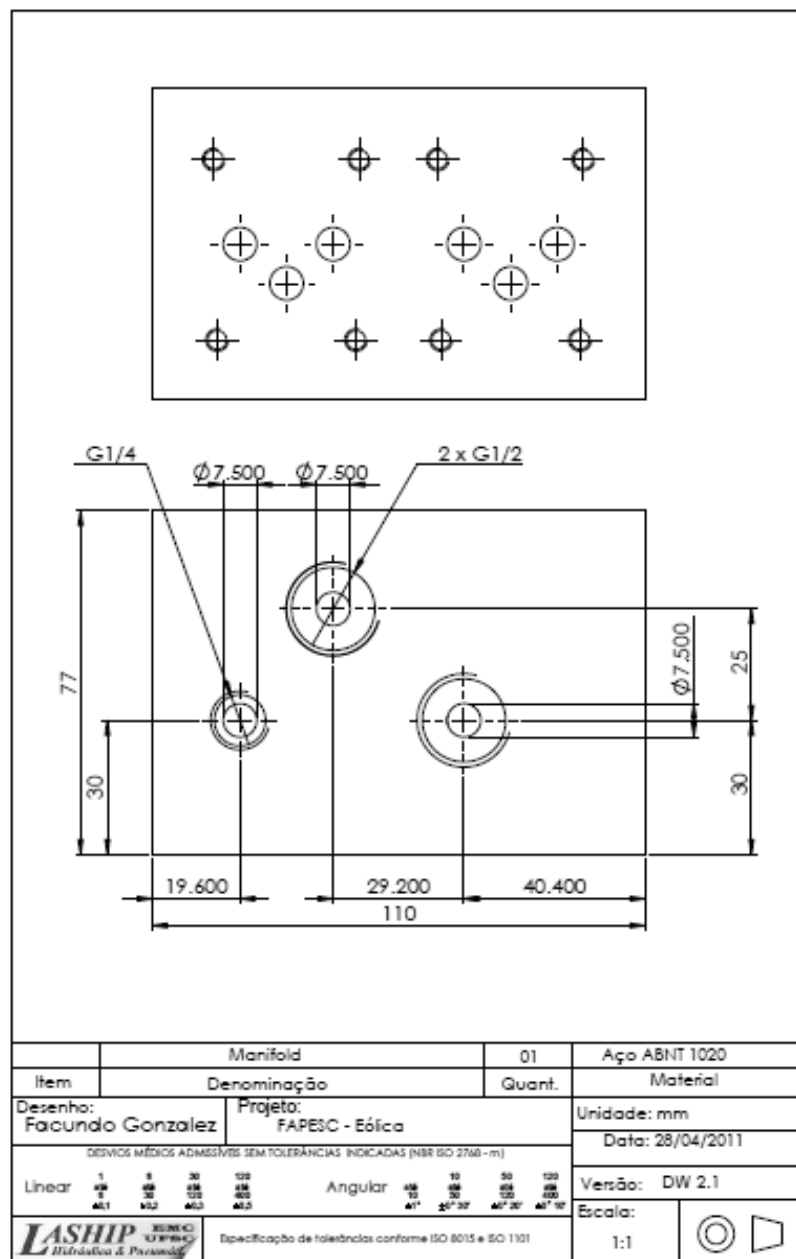
Tabela E.2 - Equações do coeficiente de atrito variável.

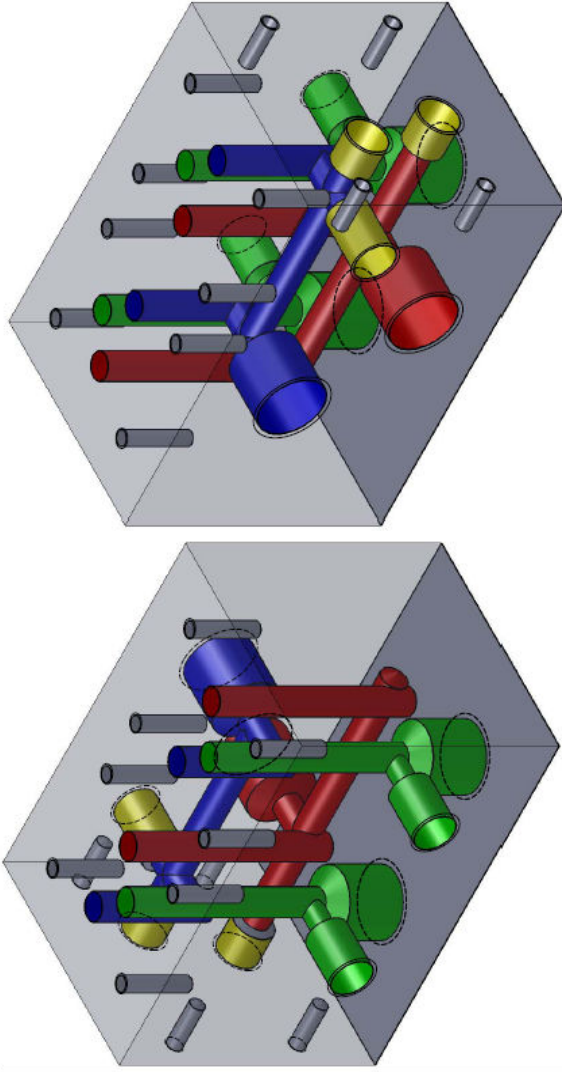
Velocidade maior que zero ($\dot{x} > 0$)		
Condições	f_v	Representação no gráfico da Figura 4.11
$\dot{x} > \dot{x}_{limp}$	$\frac{(C_{p3}\dot{x}^3 + C_{p2}\dot{x}^2 + C_{p1}\dot{x} + C_{p0})}{\dot{x}}$	Curva A
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{limp}$ e $F_p > F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}_{limp}}$	Curva B
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{0p}$ e $F_p < F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}_{0p}}$	Curva C
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < \dot{x}_{limp}$ e $F_p < F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}}$	Curva D
Velocidade menor que zero ($\dot{x} < 0$)		
$\dot{x} < \dot{x}_{limn}$	$\frac{(C_{n2}\dot{x}^2 + C_{n1}\dot{x} + C_{n0})}{\dot{x}}$	Curva A

APÊNDICE F

MANIFOLD DAS VRP'S







Item	Bloco Manifold	01	Aço ABNT 1020
Denominação		Quant.	Material
Desenho:	Projeto:		
Facundo Gonzalez	FAPESC-Eolica		
	SISTEMAS MEDIDOS ADMISSIVOS SEM TOLERANCIAS INDICADAS (NBR ISO 2768 - m)		
Linear	1 ±0,1	30 ±0,1	120 ±0,2
	2 ±0,1	45 ±0,2	90 ±0,2
	3 ±0,1	60 ±0,2	60 ±0,2
	4 ±0,1	75 ±0,2	45 ±0,2
	5 ±0,1	90 ±0,2	30 ±0,2
	6 ±0,1	105 ±0,2	15 ±0,2
	7 ±0,1	120 ±0,2	0 ±0,2
	8 ±0,1	135 ±0,2	0 ±0,2
	9 ±0,1	150 ±0,2	0 ±0,2
	10 ±0,1	165 ±0,2	0 ±0,2
	11 ±0,1	180 ±0,2	0 ±0,2
	12 ±0,1	195 ±0,2	0 ±0,2
	13 ±0,1	210 ±0,2	0 ±0,2
	14 ±0,1	225 ±0,2	0 ±0,2
	15 ±0,1	240 ±0,2	0 ±0,2
	16 ±0,1	255 ±0,2	0 ±0,2
	17 ±0,1	270 ±0,2	0 ±0,2
	18 ±0,1	285 ±0,2	0 ±0,2
	19 ±0,1	300 ±0,2	0 ±0,2
	20 ±0,1	315 ±0,2	0 ±0,2
	21 ±0,1	330 ±0,2	0 ±0,2
	22 ±0,1	345 ±0,2	0 ±0,2
	23 ±0,1	360 ±0,2	0 ±0,2
	24 ±0,1	375 ±0,2	0 ±0,2
	25 ±0,1	390 ±0,2	0 ±0,2
	26 ±0,1	405 ±0,2	0 ±0,2
	27 ±0,1	420 ±0,2	0 ±0,2
	28 ±0,1	435 ±0,2	0 ±0,2
	29 ±0,1	450 ±0,2	0 ±0,2
	30 ±0,1	465 ±0,2	0 ±0,2
	31 ±0,1	480 ±0,2	0 ±0,2
	32 ±0,1	495 ±0,2	0 ±0,2
	33 ±0,1	510 ±0,2	0 ±0,2
	34 ±0,1	525 ±0,2	0 ±0,2
	35 ±0,1	540 ±0,2	0 ±0,2
	36 ±0,1	555 ±0,2	0 ±0,2
	37 ±0,1	570 ±0,2	0 ±0,2
	38 ±0,1	585 ±0,2	0 ±0,2
	39 ±0,1	600 ±0,2	0 ±0,2
	40 ±0,1	615 ±0,2	0 ±0,2
	41 ±0,1	630 ±0,2	0 ±0,2
	42 ±0,1	645 ±0,2	0 ±0,2
	43 ±0,1	660 ±0,2	0 ±0,2
	44 ±0,1	675 ±0,2	0 ±0,2
	45 ±0,1	690 ±0,2	0 ±0,2
	46 ±0,1	705 ±0,2	0 ±0,2
	47 ±0,1	720 ±0,2	0 ±0,2
	48 ±0,1	735 ±0,2	0 ±0,2
	49 ±0,1	750 ±0,2	0 ±0,2
	50 ±0,1	765 ±0,2	0 ±0,2
	51 ±0,1	780 ±0,2	0 ±0,2
	52 ±0,1	795 ±0,2	0 ±0,2
	53 ±0,1	810 ±0,2	0 ±0,2
	54 ±0,1	825 ±0,2	0 ±0,2
	55 ±0,1	840 ±0,2	0 ±0,2
	56 ±0,1	855 ±0,2	0 ±0,2
	57 ±0,1	870 ±0,2	0 ±0,2
	58 ±0,1	885 ±0,2	0 ±0,2
	59 ±0,1	900 ±0,2	0 ±0,2
	60 ±0,1	915 ±0,2	0 ±0,2
	61 ±0,1	930 ±0,2	0 ±0,2
	62 ±0,1	945 ±0,2	0 ±0,2
	63 ±0,1	960 ±0,2	0 ±0,2
	64 ±0,1	975 ±0,2	0 ±0,2
	65 ±0,1	990 ±0,2	0 ±0,2
	66 ±0,1	1005 ±0,2	0 ±0,2
	67 ±0,1	1020 ±0,2	0 ±0,2
	68 ±0,1	1035 ±0,2	0 ±0,2
	69 ±0,1	1050 ±0,2	0 ±0,2
	70 ±0,1	1065 ±0,2	0 ±0,2
	71 ±0,1	1080 ±0,2	0 ±0,2
	72 ±0,1	1095 ±0,2	0 ±0,2
	73 ±0,1	1110 ±0,2	0 ±0,2
	74 ±0,1	1125 ±0,2	0 ±0,2
	75 ±0,1	1140 ±0,2	0 ±0,2
	76 ±0,1	1155 ±0,2	0 ±0,2
	77 ±0,1	1170 ±0,2	0 ±0,2
	78 ±0,1	1185 ±0,2	0 ±0,2
	79 ±0,1	1200 ±0,2	0 ±0,2
	80 ±0,1	1215 ±0,2	0 ±0,2
	81 ±0,1	1230 ±0,2	0 ±0,2
	82 ±0,1	1245 ±0,2	0 ±0,2
	83 ±0,1	1260 ±0,2	0 ±0,2
	84 ±0,1	1275 ±0,2	0 ±0,2
	85 ±0,1	1290 ±0,2	0 ±0,2
	86 ±0,1	1305 ±0,2	0 ±0,2
	87 ±0,1	1320 ±0,2	0 ±0,2
	88 ±0,1	1335 ±0,2	0 ±0,2
	89 ±0,1	1350 ±0,2	0 ±0,2
	90 ±0,1	1365 ±0,2	0 ±0,2
	91 ±0,1	1380 ±0,2	0 ±0,2
	92 ±0,1	1395 ±0,2	0 ±0,2
	93 ±0,1	1410 ±0,2	0 ±0,2
	94 ±0,1	1425 ±0,2	0 ±0,2
	95 ±0,1	1440 ±0,2	0 ±0,2
	96 ±0,1	1455 ±0,2	0 ±0,2
	97 ±0,1	1470 ±0,2	0 ±0,2
	98 ±0,1	1485 ±0,2	0 ±0,2
	99 ±0,1	1500 ±0,2	0 ±0,2
	100 ±0,1	1515 ±0,2	0 ±0,2
	101 ±0,1	1530 ±0,2	0 ±0,2
	102 ±0,1	1545 ±0,2	0 ±0,2
	103 ±0,1	1560 ±0,2	0 ±0,2
	104 ±0,1	1575 ±0,2	0 ±0,2
	105 ±0,1	1590 ±0,2	0 ±0,2
	106 ±0,1	1605 ±0,2	0 ±0,2
	107 ±0,1	1620 ±0,2	0 ±0,2
	108 ±0,1	1635 ±0,2	0 ±0,2
	109 ±0,1	1650 ±0,2	0 ±0,2
	110 ±0,1	1665 ±0,2	0 ±0,2
	111 ±0,1	1680 ±0,2	0 ±0,2
	112 ±0,1	1695 ±0,2	0 ±0,2
	113 ±0,1	1710 ±0,2	0 ±0,2
	114 ±0,1	1725 ±0,2	0 ±0,2
	115 ±0,1	1740 ±0,2	0 ±0,2
	116 ±0,1	1755 ±0,2	0 ±0,2
	117 ±0,1	1770 ±0,2	0 ±0,2
	118 ±0,1	1785 ±0,2	0 ±0,2
	119 ±0,1	1800 ±0,2	0 ±0,2
	120 ±0,1	1815 ±0,2	0 ±0,2
	121 ±0,1	1830 ±0,2	0 ±0,2
	122 ±0,1	1845 ±0,2	0 ±0,2
	123 ±0,1	1860 ±0,2	0 ±0,2
	124 ±0,1	1875 ±0,2	0 ±0,2
	125 ±0,1	1890 ±0,2	0 ±0,2
	126 ±0,1	1905 ±0,2	0 ±0,2
	127 ±0,1	1920 ±0,2	0 ±0,2
	128 ±0,1	1935 ±0,2	0 ±0,2
	129 ±0,1	1950 ±0,2	0 ±0,2
	130 ±0,1	1965 ±0,2	0 ±0,2
	131 ±0,1	1980 ±0,2	0 ±0,2
	132 ±0,1	1995 ±0,2	0 ±0,2
	133 ±0,1	2010 ±0,2	0 ±0,2
	134 ±0,1	2025 ±0,2	0 ±0,2
	135 ±0,1	2040 ±0,2	0 ±0,2
	136 ±0,1	2055 ±0,2	0 ±0,2
	137 ±0,1	2070 ±0,2	0 ±0,2
	138 ±0,1	2085 ±0,2	0 ±0,2
	139 ±0,1	2100 ±0,2	0 ±0,2
	140 ±0,1	2115 ±0,2	0 ±0,2
	141 ±0,1	2130 ±0,2	0 ±0,2
	142 ±0,1	2145 ±0,2	0 ±0,2
	143 ±0,1	2160 ±0,2	0 ±0,2
	144 ±0,1	2175 ±0,2	0 ±0,2
	145 ±0,1	2190 ±0,2	0 ±0,2
	146 ±0,1	2205 ±0,2	0 ±0,2
	147 ±0,1	2220 ±0,2	0 ±0,2
	148 ±0,1	2235 ±0,2	0 ±0,2
	149 ±0,1	2250 ±0,2	0 ±0,2
	150 ±0,1	2265 ±0,2	0 ±0,2
	151 ±0,1	2280 ±0,2	0 ±0,2
	152 ±0,1	2295 ±0,2	0 ±0,2
	153 ±0,1	2310 ±0,2	0 ±0,2
	154 ±0,1	2325 ±0,2	0 ±0,2
	155 ±0,1	2340 ±0,2	0 ±0,2
	156 ±0,1	2355 ±0,2	0 ±0,2
	157 ±0,1	2370 ±0,2	0 ±0,2
	158 ±0,1	2385 ±0,2	0 ±0,2
	159 ±0,1	2400 ±0,2	0 ±0,2
	160 ±0,1	2415 ±0,2	0 ±0,2
	161 ±0,1	2430 ±0,2	0 ±0,2
	162 ±0,1	2445 ±0,2	0 ±0,2
	163 ±0,1	2460 ±0,2	0 ±0,2
	164 ±0,1	2475 ±0,2	0 ±0,2
	165 ±0,1	2490 ±0,2	0 ±0,2
	166 ±0,1	2505 ±0,2	0 ±0,2
	167 ±0,1	2520 ±0,2	0 ±0,2
	168 ±0,1	2535 ±0,2	0 ±0,2
	169 ±0,1	2550 ±0,2	0 ±0,2
	170 ±0,1	2565 ±0,2	0 ±0,2
	171 ±0,1	2580 ±0,2	0 ±0,2
	172 ±0,1	2595 ±0,2	0 ±0,2
	173 ±0,1	2610 ±0,2	0 ±0,2
	174 ±0,1	2625 ±0,2	0 ±0,2
	175 ±0,1	2640 ±0,2	0 ±0,2
	176 ±0,1	2655 ±0,2	0 ±0,2
	177 ±0,1	2670 ±0,2	0 ±0,2
	178 ±0,1	2685 ±0,2	0 ±0,2
	179 ±0,1	2700 ±0,2	0 ±0,2
	180 ±0,1	2715 ±0,2	0 ±0,2
	181 ±0,1	2730 ±0,2	0 ±0,2
	182 ±0,1	2745 ±0,2	0 ±0,2
	183 ±0,1	2760 ±0,2	0 ±0,2
	184 ±0,1	2775 ±0,2	0 ±0,2
	185 ±0,1	2790 ±0,2	0 ±0,2
	186 ±0,1	2805 ±0,2	0 ±0,2
	187 ±0,1	2820 ±0,2	0 ±0,2
	188 ±0,1	2835 ±0,2	0 ±0,2
	189 ±0,1	2850 ±0,2	0 ±0,2
	190 ±0,1	2865 ±0,2	0 ±0,2
	191 ±0,1	2880 ±0,2	0 ±0,2
	192 ±0,1	2895 ±0,2	0 ±0,2
	193 ±0,1	2910 ±0,2	0 ±0,2
	194 ±0,1	2925 ±0,2	0 ±0,2
	195 ±0,1	2940 ±0,2	0 ±0,2
	196 ±0,1	2955 ±0,2	0 ±0,2
	197 ±0,1	2970 ±0,2	0 ±0,2
	198 ±0,1	2985 ±0,2	0 ±0,2
	199 ±0,1	3000 ±0,2	0 ±0,2
	200 ±0,1	3015 ±0,2	0 ±0,2
	201 ±0,1	3030 ±0,2	0 ±0,2
	202 ±0,1	3045 ±0,2	0 ±0,2
	203 ±0,1	3060 ±0,2	0 ±0,2
	204 ±0,1	3075 ±0,2	0 ±0,2
	205 ±0,1	3090 ±0,2	0 ±0,2
	206 ±0,1	3105 ±0,2	0 ±0,2
	207 ±0,1	3120 ±0,2	0 ±0,2
	208 ±0,1	3135 ±0,2	0 ±0,2
	209 ±0,1	3150 ±0,2	0 ±0,2
	210 ±0,1	3165 ±0,2	0 ±0,2
	211 ±0,1	3180 ±0,2	0 ±0,2
	212 ±0,1	3195 ±0,2	0 ±0,2
	213 ±0,1	3210 ±0,2	0 ±0,2
	214 ±0,1	3225 ±0,2	0 ±0,2
	215 ±0,1	3240 ±0,2	0 ±0,2
	216 ±0,1	3255 ±0,2	0 ±0,2
	217 ±0,1	3270 ±0,2	0 ±0,2

APÊNDICE G

MALHAS DE SIMULAÇÃO HIL

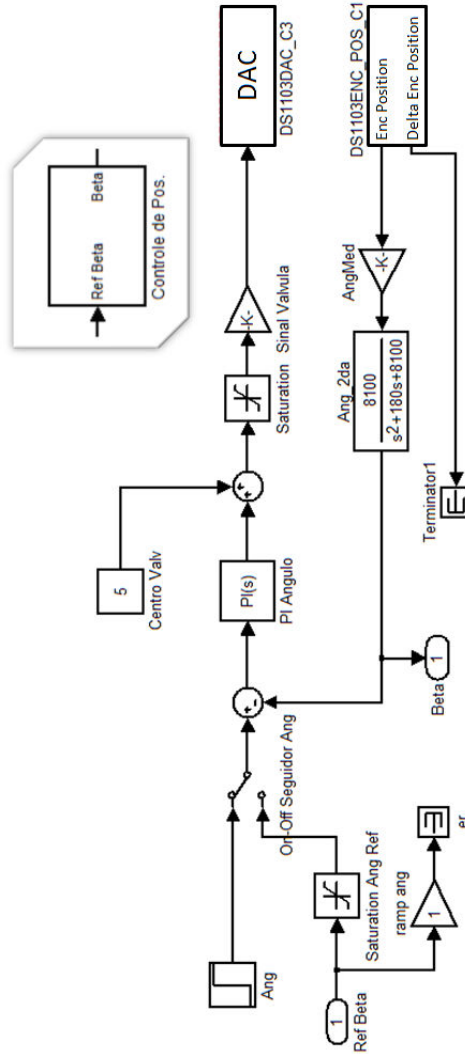


Figura G.1 - Controle de posição.

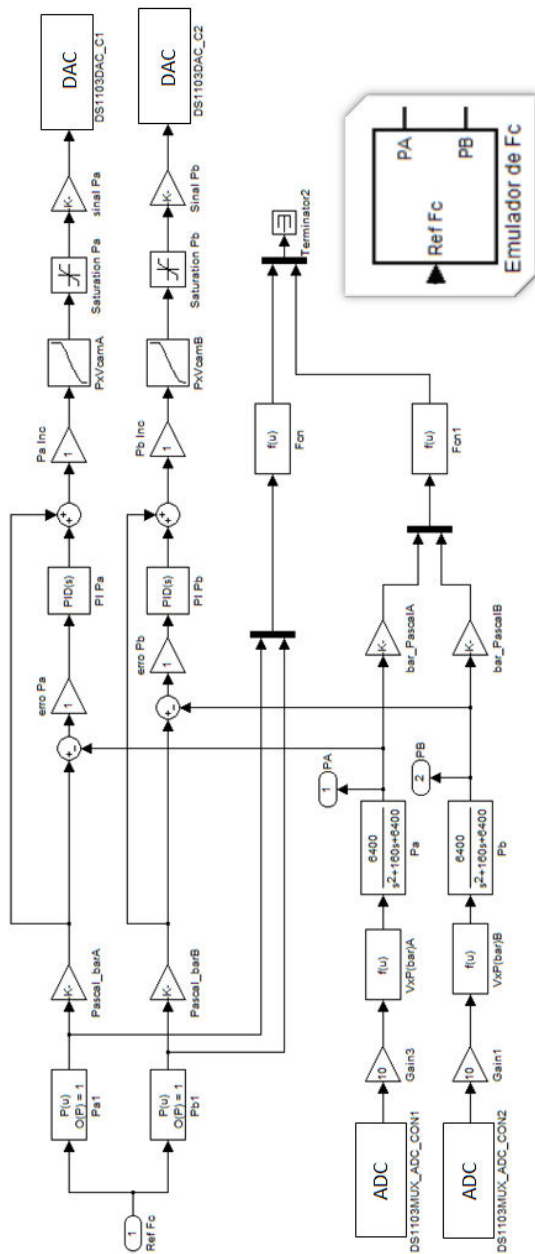


Figura G.2 - Controle de força.

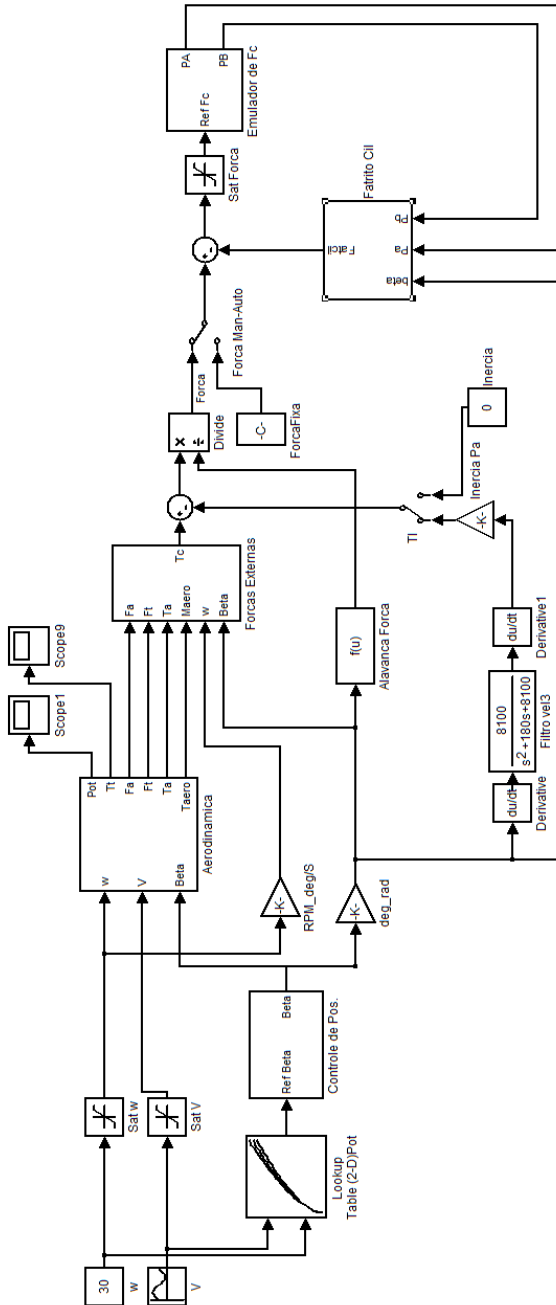


Figura G.3 - Malha de simulação via HIL.