



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**FRANCISCO MARCÍLIO VIEIRA DANTAS**

**ESTUDO MULTIVARIADO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO EM UMA TURBINA**  
**EÓLICA EM ESCALA REDUZIDA**

**FORTALEZA**

**2015**

FRANCISCO MARCÍLIO VIEIRA DANTAS

ESTUDO MULTIVARIADO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO EM UMA TURBINA  
EÓLICA EM ESCALA REDUZIDA

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Orientador (a): Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Carla Freitas de Andrade

FORTALEZA

2015

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

D212e Dantas, Francisco Marcílio Vieira.

Estudo multivariado de sinais de vibração em turbina eólica em escala reduzida /  
Francisco Marcílio Vieira Dantas. – 2015.  
96 f. : il. color.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2015.  
Orientação: Profa. Dra. Carla Freitas de Andrade.

1. Turbina eólica. 2. Análise de vibração. 3. FFT. 4. DFA. 5. PCA. I. Título.

CDD 620.1

---

FRANCISCO MARCÍLIO VIEIRA DANTAS

ESTUDO MULTIVARIADO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO EM UMA TURBINA  
EÓLICA EM ESCALA REDUZIDA

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em 17/09/2015

BANCA EXAMINADORA

---

Prof.<sup>a</sup> Dra Carla Freitas de Andrade (Orientadora)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Claus Franz Wehmann  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Me. Danilo César Rodrigues Azevedo  
Universidade Federal do Piauí (UFPI)

A Deus.

Aos meus pais, irmãos, família e  
amigos.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, em primeiro lugar, pois sem ele nada seria possível.

Dedico este trabalho e todo o meu esforço para a minha mãe, Socorro Dantas, que, apesar da sua limitação física, não perdeu a sua alegria de viver, às vezes em meio a tantas dificuldades ela nunca desiste, sempre acredita e tem a fé que tudo vai dar certo, sempre de bom humor e com um conselho bom para todos os momentos.

Minha eterna gratidão ao meu pai, Assis Dantas, por ser um pai exemplar e de sempre cumprir, com toda dedicação, as suas responsabilidades, não tenho dúvidas que isso ajudou a moldar o meu caráter e a maneira como eu vejo a vida, tudo que eu faço é para agradar seus olhos.

Aos meus irmãos, apesar das nossas diferenças eles nunca deixaram de me apoiar, sempre deixaram de lado qualquer desavença e foram lá me ajudar. Hoje quero agradecer por tudo que já fizeram e dizer o quanto são especiais para mim.

Muito obrigado aos professores da banca avaliadora, em especial a minha orientadora Prof<sup>a</sup>. Dra. Carla Freitas de Andrade, por todos os votos de confiança e por seu empenho em sempre querer fazer o melhor. Ao Prof. Dr. Elineudo Pinho de Moura, por suas contribuições e ensinamentos, sem os quais não seria possível o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a todos os membros do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO), da Universidade Federal do Ceará (UFC), em especial, Carlos Henrique Macedo, Welbson Carneiro, Luiz Henrique, Sérgio Maximiano, Rafael Marques e João Paulo Costa.

Um particular agradecimento aos meus queridos amigos, Paulo Herbert, Marccone Lima, Klayton Alencar e Demétrius Araújo.

A CAPES, pelo apoio financeiro com a manutenção da bolsa de auxílio.

“O sucesso é ir de fracasso em fracasso sem perder entusiasmo.” (Winston Churchill)

## RESUMO

Os principais problemas em modelar matematicamente com precisão as vibrações aleatórias em turbinas eólicas são devido à complexidade da estrutura, às cargas aplicadas se ao ambiente operacional. Neste estudo foram analisados os sinais de vibrações estruturais extraídos de uma turbina eólica de escala reduzida, primeiramente com um conjunto de três pás balanceadas e então com um conjunto de três pás desbalanceadas para os  $\lambda = 6$  e  $7$ , que é a razão de ponta de pá. Procurou-se entender a dinâmica das flutuações nos sinais de vibração e estender conceitos e métodos desenvolvidos recentemente em física estatística, fazendo uso da DFA (*Detrended Fluctuation Analysis*); FFT (*Fast Fourier Transform*); o método de Hurst (R/S) que nos últimos anos vêm se tornando técnicas extremamente úteis para determinação de propriedades de escala fractal e detecção de correlações de longo-alcance em ruídos de séries temporais não estacionárias; e da PCA (*Principal Component Analysis*), este último sendo um dos métodos de múltiplas variáveis mais simples. Foi observado que o método FFT apresentou melhores resultados do que os outros métodos, seguido pelo DFA e, por fim, o R/S. As pás de  $\lambda = 6$  apresentaram os melhores resultados para a rotação de 1100 RPM no PCA, com variância acumulada de 82,39 % e 82,34 % nos métodos FFT e DFA nas duas primeiras componentes. As pás de  $\lambda = 7$  apresentaram melhores resultados para as rotações de 600 RPM, 900 RPM e 1200 RPM no PCA, com variância de 81,14 %, 84,06 % e 83,21 %, respectivamente, no método FFT e variância de 81,94% na rotação de 1200 RPM no método DFA. Constatou-se em todos os métodos que o rotor com uma pá desbalanceada apresentou maior amplitude de oscilação média, seguida pelo rotor com duas pás desbalanceadas e, por último, com o rotor balanceado.

**Palavras-chave:** Turbina eólica. Análise de vibração. FFT. Método de Hurst. DFA. PCA.



## ABSTRACT

The main issues addressed in accurately modeling random vibration in wind turbines are due to the complexity of the structure, applied loads, and the operating environment. In this study, collected signals of structural vibrations of a reduced-scale wind turbine were analyzed, firstly with a balanced set of three blades, and then with another set of three unbalanced ones for the  $\lambda = 6$  and 7, that is the TSR (Tip Speed Ratio). Aiming to understand the dynamics of change in vibration signals and to extend concepts and methods recently developed in statistical physics, extensive use of the DFA (Detrended Fluctuation Analysis); FFT (Fast Fourier Transform) and Hurst method (R/S); that in recent years has been cementing itself as a very sought-out technique for the determination of fractal scale properties and detection of long-range correlations in non-stationary noise time series; and the PCA (Principal Component Analysis) which is one of the simplest multi-variable methods. It was observed that the FFT method showed better results than the other methods, followed by DFA and, finally, the R / S. The  $\lambda = 6$  blades showed the best results for rotation of 1100 RPM at the PCA, with cumulative variance of 82.39% and 82.34% in the FFT and DFA methods in the first two components. The  $\lambda = 7$  blades showed better results for rotations of 600 RPM, 900 RPM and 1200 RPM at the PCA with variance 81.14%, 84.06% and 83.21%, respectively, in FFT method and variance 81.94% at 1200 RPM rotation in DFA method. It was found that in all methods with an unbalanced rotor blade showed greater average amplitude oscillation, followed by two unbalanced rotor blades and, finally, with balanced rotor.

**Keywords:** Wind turbine. Vibration analysis. FFT. Hurst method. DFA. PCA.

## TABELA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Configurações de rotor .....	14
Figura 2 - Configurações básicas de um aerogerador .....	15
Figura 3 - Força de sustentação e de arrasto .....	16
Figura 4 - Tubo de escoamento no plano .....	18
Figura 5 - Rotação de esteira .....	23
Figura 6 - Elemento de pá .....	24
Figura 7 - Geometria do perfil de uma pá .....	25
Figura 8 - Vibrações determinística e aleatória .....	28
Figura 9 - Matriz do número de observações por número de variáveis .....	37
Figura 10 - Matriz padronizada Z .....	38
Figura 11 - Matriz de covariância .....	38
Figura 12 - Coordenadas do perfil S809 .....	43
Figura 13 - Relação dos $\varphi$ , $\theta_p$ e $\alpha$ .....	45
Figura 14 - Pá NREL S809 de R = 20 cm .....	46
Figura 15 - Impressora 3D de prototipagem rápida .....	46
Figura 16 - Cadeia de medição de vibração .....	47
Figura 17 - Bancada de testes .....	48
Figura 18 - Detalhe da guia com o parafuso de fixação .....	48
Figura 19 - Transdutor de torque .....	49
Figura 20 - Motor elétrico 12 V .....	49
Figura 21 - Sistema de controle de rotação .....	50
Figura 22 - Túnel de vento .....	50

Figura 23 - Sinal de vibração coletado.....	51
Figura 24 - Amplificador.....	51
Figura 25 - Osciloscópio .....	52
Figura 26 - Osciloscópio, amplificador e notebook .....	52
Figura 27 - Pás construídas: a) $\lambda = 6$ ; b) $\lambda = 7$ .....	55
Figura 28 - Esquema da obtenção da matriz de dados.....	67

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Coeficiente de potência e de empuxo .....	22
Gráfico 2 - FFT para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ com rotação de 1100 RPM .....	29
Gráfico 3 - Exemplo de um sinal de vibração .....	29
Gráfico 4 - FFT do exemplo de vibração .....	30
Gráfico 5 - Amplitudes de vibração do exemplo .....	30
Gráfico 6 - Sinal de vibração do exemplo sem ruídos artificiais .....	31
Gráfico 7- Curva característica do método de <i>Hurst</i> .....	32
Gráfico 8 - Série temporal original e da série acumulada .....	34
Gráfico 9 - Logaritmo das flutuações pelo logaritmo do número de caixas .....	35
Gráfico 10 - Exemplo de matriz de dados no plano e no espaço .....	40
Gráfico 11 - PCA do exemplo de matriz de dados no plano e no espaço.....	40
Gráfico 12 - Curvas de torção das pás.....	54
Gráfico 13 - Curvas de afilamento das pás .....	54
Gráfico 14 - FFT para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM .....	56
Gráfico 15 - DFA para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	57
Gráfico 16 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	58
Gráfico 17 - FFT para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	59
Gráfico 18 - DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ a 700,900 e 1100 RPM.....	59
Gráfico 19 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	61

Gráfico 20 - FFT para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	62
Gráfico 21 - DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	63
Gráfico 22 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ a 700, 900 e 1100 RPM.....	64
Gráfico 23 - PCA da FFT para a rotação de 1100 RPM para as pás de $\lambda = 6$ .....	69
Gráfico 24 - PCA da DFA para a rotação de 1100 RPM para as pás de $\lambda = 6$ .....	70
Gráfico 25 - FFT para o rotor balanceado de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	71
Gráfico 26 - DFA para o rotor balanceado de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	71
Gráfico 27 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor balanceado de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	72
Gráfico 28 - FFT para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	73
Gráfico 29 - DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ e 600, 900 e 1200 RPM.....	74
Gráfico 30 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	75
Gráfico 31 - FFT para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	76
Gráfico 32 - DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	76
Gráfico 33 - Método de <i>Hurst</i> para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ a 600, 900 e 1200 RPM.....	77
Gráfico 34 - PCA da FFT para a rotação de 600 RPM para as pás de $\lambda = 7$ .....	80
Gráfico 35 - PCA da FFT para a rotação de 900 RPM para as pás de $\lambda = 7$ .....	81

Gráfico 36 - PCA da FFT para a rotação de 1200 RPM para as pás de  $\lambda = 7$ . ..... 81

Gráfico 37 - PCA da DFA para a rotação de 1200 RPM para as pás de  $\lambda = 7$ . ..... 82

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes aerodinâmicos para o perfil NREL S809 .....	44
Tabela 2 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ .....	56
Tabela 3 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ .....	57
Tabela 4 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o rotor balanceado de $\lambda = 6$ .....	58
Tabela 5 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ .....	59
Tabela 6 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ .....	60
Tabela 7 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 6$ .....	61
Tabela 8 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ .....	62
Tabela 9 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ .....	63
Tabela 10 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 6$ .....	64
Tabela 11 - Variância para pá de $\lambda = 6$ a 700 RPM.....	68
Tabela 12 - Variância para pá de $\lambda = 6$ a 900 RPM.....	68
Tabela 13 - Variância para pá de $\lambda = 6$ a 1100 RPM.....	68
Tabela 14 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor balanceado de $\lambda = 7$ .....	71
Tabela 15 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor balanceado de $\lambda = 7$ .....	72

Tabela 16 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o $\lambda = 7$ com o rotor balanceado.....	73
Tabela 17 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ .....	74
Tabela 18 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ .....	74
Tabela 19 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em uma pá de $\lambda = 7$ .....	75
Tabela 20 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ .....	76
Tabela 21 - Média e desvio padrão do $\alpha_1$ para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ .....	77
Tabela 22 - Média dos expoentes de <i>Hurst</i> e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em duas pás de $\lambda = 7$ .....	77
Tabela 23 - Variância para pá de $\lambda = 7$ a 600 RPM .....	79
Tabela 24 - Variância para pá de $\lambda = 7$ a 900 RPM .....	80
Tabela 25 - Variância para pá de $\lambda = 7$ a 1200 RPM.....	80



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANN	<i>Artificial Neural Network</i>
CTG	<i>Cardiotocagraphy</i>
CPs	Componentes Principais
DFA	<i>Detrended Fluctuation Analysis</i>
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i>
DNA	<i>Deoxybonucleic acid</i>
FCF	Frequência Cardíaca Fetal
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
LAERO	Laboratório de Aerodinâmica da UFC
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
PCA	<i>Principal Componenet Analysis</i>
RMS	<i>Root mean squared</i>
R/S	<i>Rescaled-range</i>
SM&D	<i>System of Monitoring and Diagnosis</i>
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha$	Ângulo de Ataque
$\theta_{p,0}$	Ângulo de <i>pitch</i> da pá
$\varphi$	Ângulo relativo do vento
$\theta_T$	Ângulo de torção
$A$	Área da seção transversal
$v_n$	Autovetor no PCA
$C_{p,máx}$	Coefficiente de potência máximo
$C_l$	Coefficiente de sustentação
$C_T$	Coefficiente de empuxo
$C_d$	Coefficiente de arrasto
$C_p$	Coefficiente de potência
$l$	Comprimento da caixa
$N$	Comprimento da série
$c$	Corda
$\rho$	Densidade do ar
$S$	Desvio padrão no método de <i>Hurst</i>
$\sigma(x_j)$	Desvio padrão no PCA
$T$	Empuxo
$h$	Expoente de <i>Hurst</i>
$a$	Fator de Indução axial
$a'$	Fator de indução radial
$F(l)$	Flutuação do valor quadrático médio ou RMS no método DFA
$dF_D$	Incremento da força de arrasto
$dF_L$	Incremento da força de sustentação
$dF_N$	Incremento da força normal ao plano de rotação
$dF_T$	Incremento da força tangencial ao rotor
$\delta$	Intervalo de um dado tamanho numa série no método de <i>Hurst</i>
$C_z$	Matriz de covariância no PCA
$x_{ij}$	Matriz de dados no PCA
$X_m$	Média dos dados no método DFA

$\langle x \rangle_\delta$	Média de um intervalo de dados no método de <i>Hurst</i>
$\langle x \rangle_j$	Média dos dados no PCA
$n$	Número de subdivisões ou caixas
$B$	Número de pás
$z_{ij}$	Padronização dos dados entorna da média no PCA
$p$	Pressão distribuída sobre a superfície de um perfil
$P$	Potência
$R$	Raio do rotor (ou comprimento de pá)
$r$	Raio de referência
$\lambda$	Razão de velocidade de ponta de pá
$\lambda_r$	Razão de veloc. de ponta de pá em função da variação raio
$y(k)$	Série acumulada no método DFA
$X(t, \delta)$	Série acumulada no método de <i>Hurst</i>
$\theta_p$	Seção do ângulo de <i>pitch</i>
$x_i$	Série temporal no método de <i>Hurst</i>
$X(k)$	Série temporal no método DFA
$\Omega$	Velocidade angular
$U_{rel}$	Velocidade do vento relativo
$U$	Velocidade do vento

## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	1
2.	JUSTIFICATIVA .....	3
3.	OBJETIVOS .....	4
3.1.	Objetivo geral .....	4
3.2.	Objetivos específicos .....	4
4.	REFERENCIAL TEÓRICO .....	5
5.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
5.1.	Potência eólica.....	13
5.2.	Turbinas eólicas .....	13
5.2.1.	<i>Turbinas com rotores de eixo horizontal</i> .....	13
5.2.2.	<i>Componentes de uma turbina de eixo horizontal</i> .....	14
5.3.	Aerodinâmica em turbinas de eixo horizontal.....	15
5.3.1.	<i>Forças aerodinâmicas</i> .....	16
5.3.2.	<i>Aerodinâmica no rotor</i> .....	17
5.3.3.	<i>Teoria do momento</i> .....	18
5.3.4.	<i>Coefficiente de potência</i> .....	20
5.3.5.	<i>Limite de Betz</i> .....	20
5.3.6.	<i>Rotação de esteira (Wake rotation)</i> .....	22
5.4.	Projeto de pá para turbinas eólicas modernas .....	23
5.4.1.	<i>Teoria do elemento de pá</i> .....	23
5.4.2.	<i>Geometria de pá ideal sem formação de esteira</i> .....	25
5.5.	Vibrações.....	26
5.5.1.	<i>Estudo de vibrações</i> .....	26
5.5.2.	<i>Vibração determinística e aleatória</i> .....	27
5.5.3.	<i>Procedimento de análise do espectro de vibração</i> .....	28
5.6.	Análise Estatística e fractal .....	31

5.6.1.	<i>Método de Hurst (R/S)</i> .....	31
5.6.2.	<i>Método DFA</i> .....	33
5.7.	<b>Análise estatística multivariada</b> .....	36
5.7.1.	<i>Análise das componentes principais</i> .....	36
5.7.2.	<i>Procedimento para análise de componentes principais</i> .....	36
6.	<b>METODOLOGIA</b> .....	42
6.1.	<b>Projeto de pás</b> .....	42
6.2.	<b>Fabricação das pás</b> .....	46
6.3.	<b>Montagens do aparato experimental</b> .....	47
6.4.	<b>Captura de sinais de vibração</b> .....	52
7.	<b>RESULTADOS E DISCURSÃO</b> .....	54
7.1.	<b>Projeto das pás</b> .....	54
7.2.	<b>Fabricação das pás</b> .....	54
7.3.	<b>Resultados da análise de vibração</b> .....	55
8.	<b>CONCLUSÃO</b> .....	83
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	85
	<b>APÊNDICE A – ALGORITMO DO MÉTODO FFT NO MATLAB</b> .....	89
	<b>APÊNDICE B – ALGORITMO DO MÉTODO DFA NO MATLAB</b> .....	90
	<b>APÊNDICE C – ALGORITMO DO MÉTODO DE <i>HURST</i> NO MATLAB</b> .....	93
	<b>APÊNDICE D – ALGORITMO DO MÉTODO PCA NO MATLAB</b> .....	95

## 1. INTRODUÇÃO

Com a necessidade de desenvolver novas ferramentas que auxiliassem no desenvolvimento agrário, foram desenvolvidos os primeiros cata-ventos que tinham como objetivo bombear água para serem utilizados na irrigação, na moagem de grãos e na serragem de madeira (DUTRA, 2010).

Mais tarde, foi introduzido um gerador elétrico no eixo do rotor de um cata-vento, que convertia energia eólica em energia elétrica, esse novo equipamento foi chamado de aerogerador. O uso do vento como fonte de produção de energia elétrica teve grande impulso nos anos noventa, através de vários programas executados em alguns países (DUTRA, 2010).

Estudos acadêmicos de monitoramento, manutenção e controle de turbinas eólicas foram desenvolvidos visando o maior aproveitamento do grande potencial que o Brasil apresenta na produção de energia eólica. O estudo de vibração é de fundamental importância em equipamentos rotativos. A observação do comportamento da vibração em equipamentos rotativos permite conhecê-los, melhorá-los e ganhar em qualidade e produtividade. De acordo com Rao (2009), a vibração é um movimento que se repete, regular ou irregularmente, durante um intervalo de tempo.

Em uma turbina eólica ideal, toda a energia cinética que pode ser absorvida do vento é convertida em trabalho e, posteriormente, em energia elétrica; vibrações não são produzidas, mas na prática, os elementos que compõem a turbina interagem entre si e devido à presença de atrito, e ações de forças cíclicas, dissipam parte dessa energia na forma de calor, ruído e vibração.

De uma forma geral, quando uma máquina não apresenta problemas de projeto, conseqüentemente, apresenta rendimento, nível de dissipação de calor, de ruído e de vibração esperados.

Então, em uma turbina é esperado um baixo nível de vibração, entretanto, com o desgaste dos componentes e com a falta de manutenção, a turbina apresentará alterações nas suas propriedades dinâmicas, tais como: eixo desalinhado, o rotor torna-se desbalanceado, as folgas aumentam etc. Todos esses fatores influenciam no rendimento e no aumento do nível de vibração.

O aumento no nível de vibração é, frequentemente, um processo destrutivo dos componentes do equipamento que podem ocasionar falhas por fadiga

que são responsáveis por quebras definitivas, então é possível avaliar a situação da máquina, pelo sinal de vibração como ferramenta de diagnóstico de desgaste (DIAS *et al.* 2009).

A oscilação que tem origem nas partes rotativas do equipamento, ou por pás desbalanceadas do rotor, propaga por todos os componentes da turbina, bem como a torre que é interligada à turbina.

Na prática, os sinais de vibração consistem em um somatório de sinais periódicos de diferentes frequências, não sendo possível a distinção clara entre elas no domínio do tempo. Através da análise espectral (domínio da frequência) é possível a identificação de cada frequência, com seus respectivos níveis de vibração (DIAS *et al.*, 2009).

Quando se analisa uma máquina através da representação da amplitude em função da frequência, pode-se observar um grande número de componentes periódicos. Tais componentes estão diretamente relacionadas com as frequências fundamentais de várias partes da máquina, facilitando a identificação de sinais característicos que podem representar uma determinada falha.

Em aplicações científicas são utilizadas as funções discretas, conhecidas como a Transformada Discreta de Fourier (DFT, do inglês *Discrete Fourier Transform*). Uma importante ferramenta matemática desenvolvida na análise de vibração é a transformada rápida de Fourier (FFT, do inglês *Fast Fourier Transform*) que é outra maneira de calcular a DFT. Essa ferramenta tem como função transformar os sinais de vibração que estão no domínio do tempo para o domínio da frequência (espectro de frequência) (DIAS *et al.* 2009).

Os sinais de vibração podem ser considerados normais desde que mantidos dentro de um limite aceitável de amplitude e sem aparecimento de componentes indesejáveis tais como famílias de harmônicas, bandas laterais, etc.

Os principais problemas em modelar matematicamente com precisão os sinais de vibração das turbinas eólicas são devido à complexidade da estrutura, das cargas aplicadas e o ambiente operacional.

Neste trabalho procurou-se entender a dinâmica das flutuações nos sinais de vibração em uma turbina eólica em escala e estendendo conceitos e métodos desenvolvidos, recentemente, em física-estatística fazendo uso dos métodos de DFA (*Detrended Fluctuation Analysis*), R/S (Método de *Hurst*) e FFT (*Fast Fourier Transform*) em conjunto com o método PCA (*Principal Component Analysis*).

## **2. JUSTIFICATIVA**

As turbinas eólicas estão sujeitas às intempéries que aceleram o desgaste dos seus componentes e, por consequência, podem vibrar por desbalanceamento do rotor. A fim de diminuir este problema, foi analisado qual método estatístico melhor explica a variação de vibração do rotor balanceado para o rotor desbalanceado, o que pode permitir uma manutenção planejada, sem custos e sem substituições desnecessárias de componentes.



### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. Objetivo geral**

Este trabalho objetiva entender a dinâmica das flutuações nos sinais de vibração oriundos de uma turbina eólica em escala reduzida com conjuntos de pás balanceadas e desbalanceadas. A turbina foi posta no túnel de vento do LAERO com velocidade de corrente livre constante e, a partir da coleta dos sinais, foi desenvolvido um método prático em gráficos e tabelas, utilizando a transformada rápida de Fourier e os métodos DFA e R/S para identificar correlação entre os pontos em cada série temporal e PCA para o reconhecimento de padrão.

#### **3.2. Objetivos específicos**

- Projetar um rotor utilizando pás de perfil NREL S809;
- Modelar diferentes conjuntos de pás e fabricar em uma impressora 3D;
- Coletar sinais de vibração com o rotor em condições normais de operação e em condições que causem uma vibração mais intensa, como o desbalanceamento;
- Desenvolver os programas dos métodos FFT, DFA, R/S e PCA no MATLAB para o processamento de dados de vibração;
- Analisar as amplitudes de vibração em função da frequência de rotação do eixo do rotor, utilizando a ferramenta de análise espectral (FFT);
- Analisar os sinais de vibração utilizando os métodos DFA e R/S;
- Analisar os resultados obtidos nos métodos FFT, DFA, R/S no PCA com intuito de identificar os melhores resultados.

#### 4. REFERENCIAL TEÓRICO

No estudo de vibração, foram utilizados o método de análise espectral de frequência, e os métodos de flutuações (*Detrended Fluctuations Analyses* - DFA) e *Hurst*, conhecido também por R/S (*Rescaled-range*) que são métodos de análise de séries temporais que obedecem à lei de potência e são utilizados para estimar correlação de longo alcance junto com o classificador de padrão (*Principal Component Analysis* – PCA), portanto é necessário o conhecimento dessas ferramentas.

Para aprofundar os conhecimentos no método DFA, tem-se o trabalho dos autores Hu *et al.* (2001) que estudaram os efeitos de três tipos de tendências: lineares, periódicas e, por último, as que seguem uma tendência, onde esses ruídos tendem a ocorrer comumente em dados reais. Foram comparados os resultados entre os diferentes tipos de ruídos, os correlacionados gerados artificialmente e os correlacionados com tendências. As características desses ruídos dependem:

- Da inclinação da tendência linear;
- Da amplitude e o período da tendência periódica;
- Da amplitude e a intensidade;
- Do comprimento.

Nesse artigo, os autores mostraram que o método DFA tem um desempenho melhor que o padrão de análise R/S para quantificar o comportamento dos sinais de ruídos para uma ampla gama de correlações e chegou-se à conclusão que o desempenho do método da DFA é ótimo.

Já em um estudo de análise de vibração, visando um diagnóstico de falha, Moura *et al.* (2009) desenvolveram um estudo para obter sinais de vibração a partir de caixas de engrenagens sob várias condições e analisar pelos métodos DFA e PCA. Foram consideradas as caixas de engrenagens normais, caixa de engrenagens contendo engrenagens arranhadas e caixas de engrenagens contendo engrenagens sem dentes, tanto descarregadas e subcarregadas, com várias frequências de rotação. Os sinais de vibração foram coletados por um acelerômetro montado na superfície da caixa de engrenagens. Foram capturados dezoito sinais, resultando em um conjunto de dados composto por 648 amostras simples de sinais

de vibração. Concluíram que os métodos usados podem ser bastante úteis para monitorar engrenagens sob diferentes condições de trabalho.

Seguindo a mesma linha de estudo, Moura *et al.* (2011) investigaram o comportamento de sinais de vibração utilizando o método *Detrended Fluctuation Analysis* (DFA) e o método de *Hurst* (R/S) no pré-processamento dos sinais de vibração e com os resultados obtidos, nos métodos combinados com técnicas de reconhecimento de padrão como *Principal Component Analysis* (PCA) e *Artificial Neural Network* (ANN) concluíram o diagnóstico de falha. Concluíram que foi possível reconhecer padrões e distinguir sinais de vibração procedentes de rolamentos com quatro gravidades de falhas diferentes. O método PCA apresentou desempenho ligeiramente inferior ao efetuado pelo método ANN, porém com esforço computacional menor.

No trabalho elaborado por Santos (2010) que foi registrado em alguns municípios de Pernambuco, foram analisadas as correlações em séries temporais da velocidade e direção do vento, utilizando os métodos da Transformada de Fourier, método de *Hurst* e *Detrended Fluctuation Analysis* (DFA). Todos os resultados para as séries originais indicam que possuem correlação de longo alcance, em todos os casos, os valores dos resultados são menores para a direção do que para a velocidade do vento, significando que as correlações de longo alcance têm origem na organização temporal dos dados e não na distribuição dos valores.

Correlações de longo alcance têm sido investigadas em sequências de DNA em regiões não codificadas. No trabalho dos autores Peng *et al.* (1994), que investigaram se as correlações podem ser uma consequência trivial da estrutura do mosaico do DNA, foram analisadas duas classes de nucleotídeos, onde um apresenta correlação de longo alcance e outro não. Os nucleotídeos formam a unidade estrutural básica de ácidos nucléicos, tais como DNA. Embora ambos os tipos de sequências fossem altamente heterogênicas, eram quantitativamente distinguíveis através do método de análises de flutuação DFA. O método DFA permitiu diferenciar, sem equívoco, duas propriedades que antes não eram possíveis.

Vale salientar que o método DFA é amplamente utilizado na medicina, principalmente na análise de sinais na biomedicina, os quais são de grande complexidade e não-estacionário. Golińska (2012) revisou exemplos selecionados de aplicação do método DFA em cardiologia, neurologia e outros estudos. Foi

concluído que usando o método DFA pode-se determinar qual sinal é mais regular e menos complexo (para distinguir na prática se o paciente é saudável).

Nesse trabalho foram analisados dois grupos de crianças: crianças com diabetes tipo 1, com microalbuminúrica, e crianças saudáveis. As séries foram gravadas no intervalo de 24 horas para cada criança no eletrocardiograma. Então as séries foram gravadas divididas em dois seguimentos iguais: dia e de noite. Para ambos os grupos de criança os sinais apresentaram uma memória de longa duração, como já se esperava, mas o grupo de crianças com diabetes apresentaram um sinal mais complexo do que para o grupo de crianças saudáveis. Indica que o coração das crianças com diabetes trabalha sem descanso, o que pode acarretar em doenças cardíacas.

É fato que a queda é problema comum e de grande perigo para os idosos. Em um estudo anterior, palmilhas vibratórias foram desenvolvidas para melhorar a estabilidade postural de idosos que já sofreram com quedas. Para verificar os efeitos de palmilhas vibratórias, Wang e Yang (2012) desenvolveram uma experiência de dois estágios que coletou os sinais do centro de gravidade de 26 idosos e 16 indivíduos jovens e saudáveis enquanto estavam parados em pé.

O DFA foi usado para analisar séries temporais obtidas a partir da variação da trajetória do centro de gravidade. A variação da trajetória do centro de gravidade foi medida em relação ao plano horizontal, tanto no ântero-posterior e médio-lateral. Os resultados foram comparados em ambos os grupos, ou seja, dos idosos e de indivíduos jovens saudáveis. Dois tipos de sinais foram discutidos; sinais de 65s, de maior comprimento, e sinais de 30s, de menor comprimento.

Para o sinal de 65s, idosos e indivíduos jovens saudáveis não apresentaram diferenças significativas nos resultados. No entanto, no sinal de 30s após o início do experimento, os idosos apresentaram diferenças estatisticamente significativas na direção ântero-posterior.

A gestação é um período de grande mudança para o corpo da mulher e maior ainda para o feto, Zacarias *et al.* (2014) monitoraram continuamente sinais biológicos maternos e fetais por meio do eletro-cardiograma (CTG) e usando o *Detrended Fluctuation analysis* (DFA) como ferramenta para a análise do comportamento da frequência cardíaca fetal (FCF), obteve de 35 resultados de exames em fase anteparto, com períodos gestacionais variando de 28 a 34

semanas, divididos em 4 diferentes classes: 22 da classe 1 (Normal), 5 da classe 2 (Alta variação), 7 da classe 3 (Autossimilar) e 1 da classe 4 (Bradicardia).

Os resultados preliminares mostraram que o método DFA pode ser utilizado como ferramenta complementar de avaliação de exames das Classes 1, 2 e 3. Entretanto, este tipo de ferramenta não conseguiu identificar características patológicas que não afetam a variabilidade do sinal como a bradicardia (Classe 4).

Outro trabalho com foco na análise de sinais temporais, utilizando o método DFA, obtido de gravações de músicas provenientes da internet e recortada por um *software* de edição foi realizado por Laczkowski (2013). Primeiro, foi criado um sinal sonoro do tipo ruído branco e, depois, outras duas músicas de gêneros diferentes, uma música do gênero *rock* e outra do gênero clássico.

Os resultados apontaram que as duas séries possuíam correlação de longo alcance e concluiu que ambas as séries apresentaram uma memória de longa duração, no entanto, quando se compararam os resultados das duas séries, notou-se que a série de gênero clássico apresentou uma memória de longa duração maior que a do gênero *rock*, assumiu-se que a série do gênero clássico pertence a um gênero de música mais elaborado.

Os trabalhos, já citados, serviram como apontamento para os métodos DFA, R/S e PCA, com o intuito de aplicá-los no estudo de vibração. A partir de então, segue o estudo do comportamento vibratório das pás.

Projetos de controladores de velocidade de turbina eólica foram comparados nos estudos dos autores Jelavić *et al.* (2007) e mostraram como é possível o controle de uma turbina, sob várias condições operacionais, reduzir as oscilações estruturais. A dinâmica das turbinas eólicas é altamente não linear e muda rapidamente com a mudança do vento. A energia produzida pela turbina é proporcional a sua velocidade de rotação, então, a produção de energia pode ser controlada com o controle de velocidade de rotação. No controle *input-output pole placement*, observou-se uma pequena redução de vibração, por outro lado o controle *full state feedback* mostrou que foi capaz de reduzir vibrações nas torres até sob condições de turbulência.

Parke *et al.* (2010) analisaram vibrações em pás de turbinas eólicas com o intuito de obter características vibratórias e evitar ressonância estrutural. Equações de movimento derivadas do movimento das pás e características vibratórias foram observadas e discutidas. Sabe-se que as frequências naturais variaram com

mudanças na velocidade de rotação. Em condição de operação com velocidade de rotação relativamente alta, quase todos os programas comerciais não conseguem prever com precisão as frequências da pá. As características modais de pás foram investigadas e um algoritmo computacional foi proposto para encontrar as características modais. Obteve-se, então, quando a turbina está em funcionamento, a rigidez das pás muda devido ao alongamento causado por forças de inércia centrífuga.

No trabalho realizado pelos autores Jabłonski *et al.* (2011), investigaram o problema de validação de sinais automáticos de vibrações. Enfatizaram que o sistema de monitoramento e diagnóstico de dados (*SM&D*) já é capaz de detectar falhas mecânicas no início e já é bastante usado nas grandes empresas. Nesse artigo foi desenvolvido um algoritmo capaz de analisar um grande volume de dados automaticamente, durante um período de tempo de 10 meses. Utilizaram um acelerômetro com uma frequência de amostragem de 25kHz, as amostras de tamanho que vai de 10 até 120s e os dados foram coletados a partir do mancal principal com dois sensores.

Através da análise de vibrações provocadas pelo desbalanceamento das pás de uma turbina eólica, foi possível entender e identificar como tais fenômenos tinham origem. A partir de então, conclui-se que as pás são um dos componentes mais críticos de uma turbina eólica, pois qualquer desequilíbrio aerodinâmico em uma ou mais pás pode inferir no comportamento vibratório de toda estrutura da turbina, suas representações simples devem ser testadas, experimentalmente, a fim de assegurar que o desempenho real das pás seja consistente com suas especificações.

Kusiak e Zhang (2011) incorporaram um sistema de controle para absorver mais energia e reduzir as vibrações nas turbinas eólicas. Foram elaborados dois modelos de otimização de geração de energia que utilizaram dados colhidos de um grande parque eólico. A análise comparativa foi realizada para avaliar o desempenho dos modelos baseados em dados obtidos por diferentes algoritmos e selecionado o modelo de melhor desempenho.

Em geral, existem basicamente dois tipos de testes: os ensaios estáticos e o de fadiga (ou dinâmico) de testes. O trabalho dos autores Malhotra *et al.* (2012) incluíram uma análise de diferentes métodos para testes de pá em escala reduzida e o estudo inicial do projeto de um novo conceito para o teste em grandes pás. Este

projeto foi fundamentado em um método de teste de pá que estimulou simultaneamente vibrações *flapwise* e *edgewise*. O movimento *flapwise* da pá foi causado por um sistema de ressonância de excitação de duplo eixo e o movimento *Edgewise* foi demonstrado pelo uso de dois atuadores hidráulicos inclinados e sistema linear de guias que utilizou para mover os atuadores.

Já no campo da análise computacional, junto com testes de turbinas em escala reduzida em um túnel de vento, tem-se o trabalho dos autores Abouhnik e Albarbar (2012) que descreveram as fontes de vibrações nas turbinas eólicas e, em seguida, uma turbina foi simulada através do programa de elementos finitos ANSYS.

A análise dinâmica foi realizada e as características fundamentais de vibração foram extraídas sob o rotor com duas pás normais e uma pá com uma rachadura introduzida. As fendas foram de comprimento (10 mm, 20 mm, 30 mm e 40 mm), todos tiveram uma largura de 3 mm e 2 mm de profundidade. Os testes foram realizados por três velocidades de rotação: 150, 250 e 360 RPM.

Uma simulação do modelo real da turbina eólica foi criada e os resultados da simulação foram comparados com medições de vibração em tempo real. A aplicação da abordagem de monitoramento desenvolvido com dados empíricos de vibração deu razoáveis resultados e ficou de acordo com os níveis de simulação previsto.

Seguindo a mesma linha de estudo sobre o comportamento vibratório das pás, tem-se como referência o trabalho dos autores Staino *et al.* (2012) que fizeram o estudo de vibração em pás eólicas, com foco na vibração provocada pela passagem de vento no bordo de ataque das pás, já comentado anteriormente e conhecido também como *edgewise*. Neste estudo os autores relatam a importância do controle de vibração *edgewise* com baixo amortecimento aerodinâmico para as turbinas eólicas modernas de grande porte, com o intuito de aumentar a eficiência e a vida útil. Os autores utilizaram atuadores ativos, inseridos nas pás, com o objetivo de reduzir as vibrações *edgewise*. Os resultados obtidos para o deslocamento máximo para pá foi reduzida de 1,13 m para 0,39 m.

Outro estudo proposto para a modelagem e o controle de vibrações mecânicas (*edgewise*) foi desenvolvido por Staino e Basu (2013), tendo como referência a mudança da velocidade de rotação do rotor. Um modelo matemático, descrevendo a dinâmica das pás no rotor e sua interação com a torre, foi formulado



e usou uma abordagem de Lagrange que é uma formulação da mecânica clássica que combina a conservação do momento linear com a conservação de energia.

Para a simulação numérica foram utilizados os dados estruturais e aerodinâmicos do NREL offshore de 5 MW, que tem raio do rotor  $L = 63$  m e altura do cubo de 90 m. Resultados da simulação mostram que o esquema de controle proposto foi bem sucedido na melhoria da redução de vibração na turbina.

Para manter uma turbina eólica em operação é necessário implantar um sistema de monitoramento e um sistema de detecção de falha. O autor Liu (2013) desenvolveu um estudo de análises de vibração para aplicar na detecção de falhas, especialmente nas partes rotativas. O sistema de acoplamento das pás no rotor foi analisado.

Primeiramente, foram estabelecidos o sistema de coordenadas e a equação cinética do rotor. A frequência natural da torre foi calculada com base no sistema de coordenadas e na vibração aleatória do vento, no final, a força total do vento sobre o sistema é solucionado.

Os autores Ozbek *et al.* (2013) tiveram como base o desafio de testar e monitorar a vibração de turbinas eólicas de 2,5MW e 80 metros de diâmetro em operação, para análise de desempenho, utilizando modelos analíticos, simulação aeroelástica e medidas de vibração em campo. Chegaram à conclusão que para identificar as características de vibração requer vários fatores a serem levados em conta durante as diferentes etapas da pesquisa, como a medição, análise de dados e avaliação de resultados.

Chou *et al.* (2013) mostraram os projetos e os materiais para a construção das pás, ensaios mecânicos em corpos de prova e simulações com o programa ANSYS. Através do estudo de elementos finitos, fizeram estudos de dados de frequência de vibrações baseados em históricos de falhas provocados por fortes vendavais e tornados. Os autores desenvolveram esse artigo para ser fonte de pesquisas para outros trabalhos que têm como objetivo reduzir falhas estruturais provocadas por vibrações. Os resultados das análises indicaram que as pás podem resistir às forças induzidas à velocidade do vento de 80m/s.

Características de vibrações dinâmicas (*Lagwise*) da pá de uma turbina eólica submetida a cargas aerodinâmicas instáveis foram estudadas. As equações diferenciais parciais que regem a vibração longitudinal e transversal na pá (*Lagwise*) com grande deflexão foram obtidas através da aplicação do princípio de



*Hamilton. Li et al. (2013)* pleitearam sobre as influências da velocidade de rotação, o ângulo de inclinação e as cargas aerodinâmicas em frequências naturais. Como resultados tem-se que as frequências naturais *Lagwise* são crescentes com o aumento da velocidade de rotação. Os efeitos do ângulo de ajuste sobre as frequências naturais dependem da velocidade de rotação, as influências não são significativas à baixa velocidade, segundo eles, é um problema nas frequências de alta velocidade.

*Buckney et al. (2013)* desenvolveram Layouts estruturais alternativos para pás de turbinas eólicas que foram desenvolvidos com o objetivo de melhorar a sua concepção, minimizando o peso e reduzindo os custos da energia eólica. Novos conceitos foram identificados utilizando técnicas de otimização em uma pá de 45m. Além disso, fatores não dimensionais de forma estrutural foram desenvolvidos para seções não simétricas sob flexão para avaliar conceitos estruturais em termos de capacidade de maximizar a rigidez e o estresse. Em resumo, um layout estrutural alternativo para uma pá foi encontrado e os fatores estruturais de forma foram desenvolvidos, o que pode avaliar quantitativamente a eficiência estrutural sob flexão assimétrica.

As pás são os componentes mais importantes da turbina eólica. A fim de aumentar a eficiência energética, o tamanho das pás para turbinas eólicas torna-se maior, variando de diâmetro, que vai 20 m até cerca de 100 m. É necessário o teste, inspeção e monitoramento das pás, a fim de garantir a segurança das turbinas eólicas. Esse artigo, elaborado por *Yang e Sun (2013)*, aborda o teste, a inspeção, o monitoramento de vibração para as pás e algumas sugestões de testes.

## 5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 5.1. Potência eólica

A potência  $P$  é a quantidade de energia que passa através da seção transversal  $A$  por unidade de tempo (HAU, 2006):

$$P = \frac{1}{2} \rho U^3 A(W) \quad (01)$$

Deve-se notar que:

- A densidade do ar ao nível do mar fica em torno de 1,225 kg/m<sup>3</sup>;
- A potência do vento é proporcional à área varrida pelo rotor;
- A densidade energética do vento é proporcional ao cubo da velocidade do vento.

Segundo Manwell *et al.* (2009), a máxima energia extraída do vento, pelas melhores turbinas, fica em torno de 45%. O potencial real de energia produzido em uma turbina deve levar em conta o comportamento do fluido que passa pelo rotor, a aerodinâmica e a eficiência da turbina.

### 5.2. Turbinas eólicas

A potência fornecida pela turbina é dada pela expressão:

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho A U^3 (W) \quad (02)$$

Onde,  $C_p$  é o coeficiente de potência. Burton *et al.* (2001) descrevem que o coeficiente de potência é a fração da energia do vento que pode ser convertida pela turbina eólica em trabalho mecânico e apresenta como valor máximo 0,593 (limite de Betz).

#### 5.2.1. Turbinas com rotores de eixo horizontal

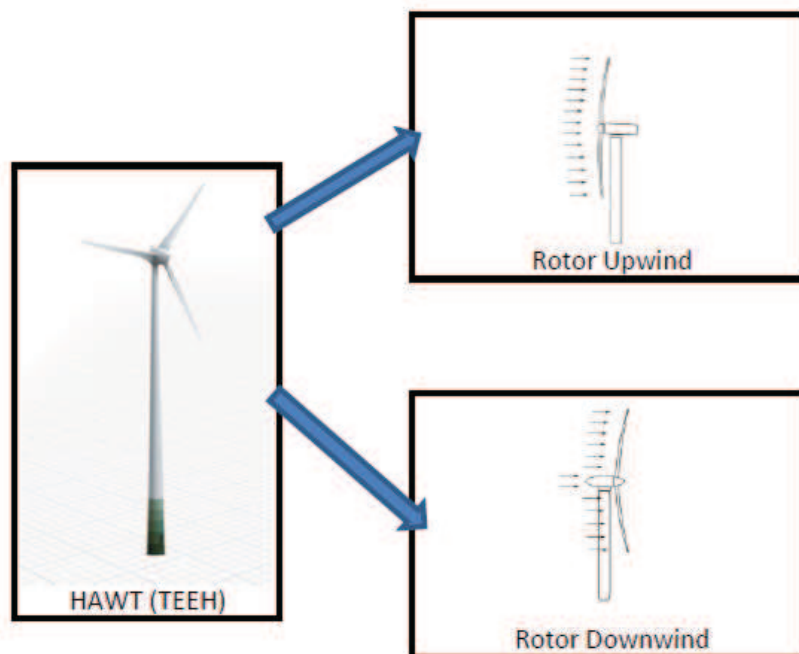
As turbinas com rotores de eixo horizontal são mais conhecidas e as mais utilizadas por apresentar maior eficiência, por essas razões, que este trabalho será todo dedicado a esta configuração de turbina.

Hau (2006) afirma que os rotores ao girarem predominantemente sob o efeito de forças de sustentação permitem liberar mais potência do que aqueles que ao girarem sob o efeito de forças de arrasto para uma mesma velocidade.

Os rotores podem ser construídos de uma pá e contrapeso, duas pás, três pás ou múltiplas pás. As pás podem ter as mais variadas formas e empregarem os mais variados materiais (madeira, alumínio ou compósito).

As turbinas de eixo horizontal são classificadas de acordo com a orientação do rotor que pode ser a jusante do vento (*downwind*) ou a montante do vento (*upwind*), com o formato do cubo rígido ou oscilante, controle de *pitch*, número de pás e de como o rotor se alinha com o vento, de modo livre ou com um sistema de ajuste, segundo Manwell *et al.* (2009). A Figura 1 expõe as configurações de turbinas *upwind* e *downwind*.

Figura 1 - Configurações de rotor

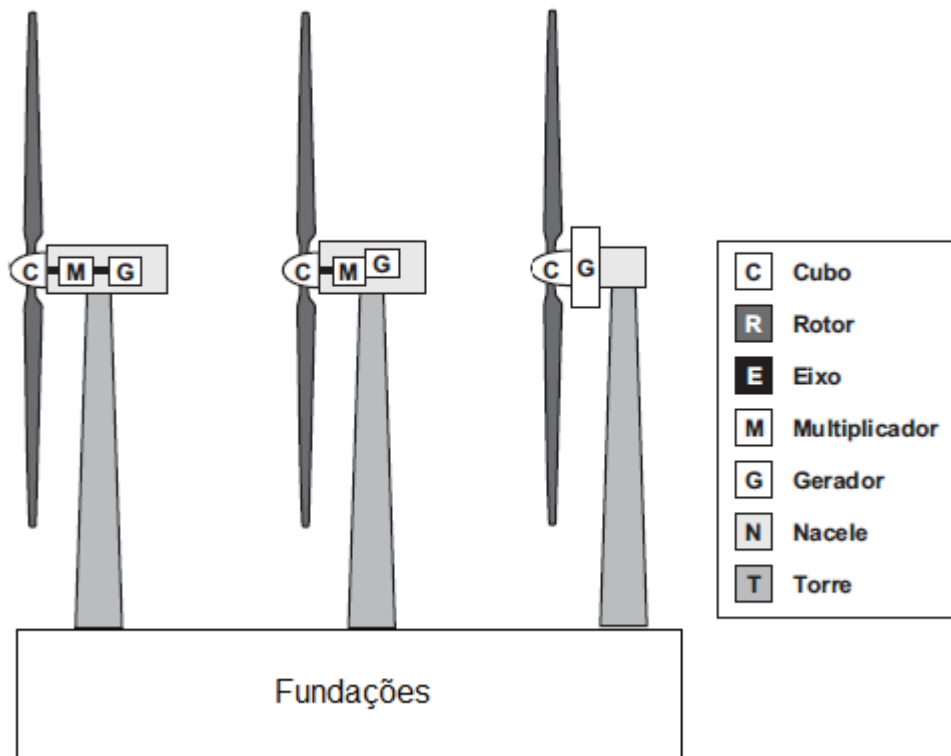


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.2.2. Componentes de uma turbina de eixo horizontal

As configurações básicas de uma turbina de eixo horizontal são apresentadas na Figura 2. Os principais componentes de uma turbina eólica são: as fundações, a torre, a nacelle, a caixa multiplicadora e o rotor.

Figura 2 - Configurações básicas de um aerogerador



Fonte: Adaptado de Dutra (2010).

Os principais projetos de turbina eólica incluem (MANWELL *et al.*, 2009):

- Número de pás (são comuns de 2 ou 3 pás);
- Orientação do rotor: torre *downwind* ou *upwind*;
- Material da pá, método de construção e perfil;
- Tipo de cubo: rígido, oscilante ou articulado;
- Controle de potência via controle aerodinâmico (*stall control*) ou variação no ângulo de *pitch* da pá (*pitch control*);
- Velocidade fixa ou variável do rotor;
- Orientação com sistema de alinhamento livre (*free yaw*) ou controle de direção (*active yaw*);
- Gerador de indução ou síncrono;
- Gerador com acoplamento direto ou com multiplicador.

### 5.3. Aerodinâmica em turbinas de eixo horizontal

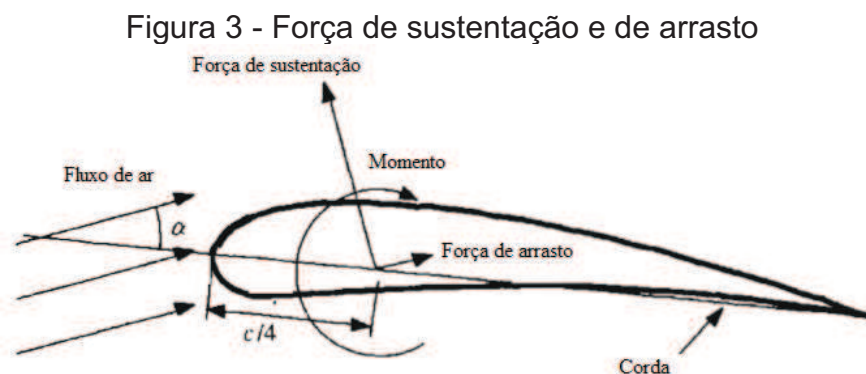
### 5.3.1. Forças aerodinâmicas

Vibrações em turbinas eólicas podem ser de origem aerodinâmica, principalmente por causa de forças que provocam o desbalanceamento do rotor, essa vibração pode ser devida a uma pá ou mais pás que podem estar desbalanceadas aerodinamicamente (apresentam forças de sustentação resultantes diferente de uma pá para outra) ou desbalanceadas por distribuição de massa não uniforme.

As vibrações que têm origem no rotor propagam-se por toda turbina, fazendo com que seus componentes vibrem e essas vibrações podem ser prejudiciais, reduzindo a vida útil do gerador.

Manwell *et al.* (2009) retrataram as forças aerodinâmicas da seguinte forma: o ar ao contornar o perfil produz uma distribuição de forças que tem a velocidade do fluido da superfície superior (ou superfície convexa) maior do que a da superfície inferior (ou superfície côncava), resultando, devido a essa variação de velocidade entorno desse perfil, em uma média de pressão menor na superfície superior do que na superfície inferior.

Segundo Manwell *et al.* (2009) não importa o formato do perfil, pois a resultante de todas as forças de pressão e de atrito é normalmente resumida em duas forças e um momento que age sobre a linha da corda, a uma distância de  $c/4$  a partir da borda de ataque. A Figura 3 apresenta as forças e o momento atuando sobre um perfil.



Fonte: Adaptado de Manwell *et al.* (2009).

- Força de sustentação – resultante do desequilíbrio de pressão entre as superfícies do perfil que atua perpendicularmente ao sentido do fluxo do ar.

- Força de arrasto – resultante paralela à direção do fluido. A força de arrasto é devido às forças de atrito viscoso e pela diferença de pressão na superfície do perfil.
- Momento – resultante dos momentos provocados pelas forças aerodinâmicas sobre o perfil, o momento resultante não é aplicado no centro de massa, mas no centro aerodinâmico do perfil (ANDERSON JR., 2001).

### 5.3.2. Aerodinâmica no rotor

A energia produzida por uma turbina eólica depende da interação entre o rotor e o vento. Experimentos comprovam que os principais fatores de desempenho de uma turbina são determinados pelas forças aerodinâmicas geradas pelo vento constante.

A lei de Betz calcula a potência máxima que pode ser extraída a partir do vento, independentemente da concepção da turbina. A lei é derivada dos princípios de conservação de massa e quantidade de movimento de fluxo de ar que passa através de um "disco atuador" idealizado que extrai energia (MANWELL *et al.*, 2009).

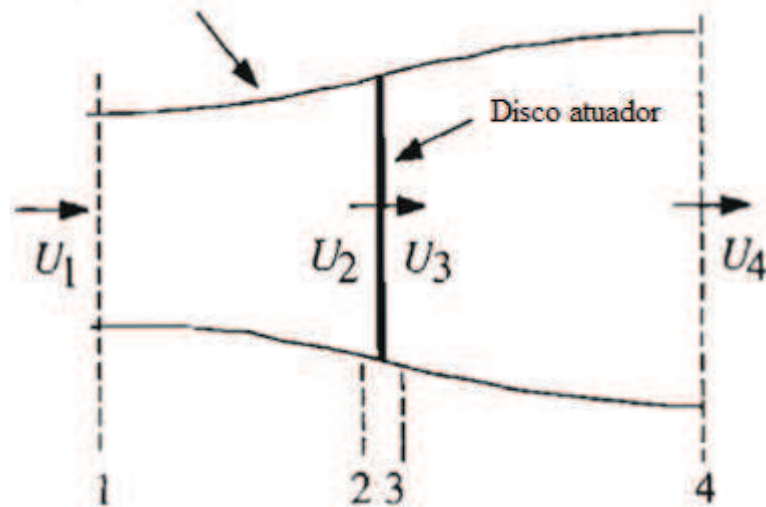
A Figura 4 apresenta o rotor de uma turbina dentro de um volume de controle, cujos contornos dessa superfície de controle são as superfícies do tubo e as duas seções transversais do tubo.

Somente um fluido vai pelo tubo. Esse fluido é o ar que vai pelo tubo e o mesmo não interage com o ar externo ao tubo. A turbina está representada por um disco atuador, onde cria uma descontinuidade de pressão do ar que passa pelo tubo.

Esta análise utiliza as seguintes hipóteses:

- O fluido é homogêneo, incompressível e estável;
- Não há fricção nas pás;
- Possui um número infinito de pás;
- Não ocorre formação de esteira (*Wake rotation*);
- A pressão estática a montante e a jusante do rotor, próximo  $U_1$  e  $U_4$ , é igual à pressão estática ambiente fora do volume de controle.

Figura 4 - Tubo de escoamento no plano  
Contorno do tubo



Fonte: Adaptado de Manwell *et al.*(2009)

### 5.3.3. Teoria do momento

Para o volume de controle, que consiste do rotor e da massa de ar do sistema, é aplicada a conservação do momento linear. A força resultante sobre a superfície do volume de controle é igual e oposta ao empuxo  $T$  que é à força do vento sobre a turbina eólica.

A partir da conservação do momento linear para um fluido que não varia ao longo do tempo, incompressível e unidimensional, o empuxo é igual e oposto à mudança do momento da corrente do ar (MANWELL *et al.*, 2009):

$$T = U_1(\rho AU)_1 - U_4(\rho AU)_4 \quad (03)$$

Para o fluxo em regime permanente  $(\rho AU)_1 = (\rho AU)_4 = \dot{m}$ , onde  $\dot{m}$  é a taxa de variação do fluxo de massa, portanto:

$$T = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (04)$$

O empuxo é positivo quando a velocidade por trás do rotor  $U_4$  é menor que a velocidade de corrente livre  $U_1$ . Não há trabalho em ambos os lados do rotor da turbina. Assim a equação de Bernoulli pode ser usada nos dois volumes de controle em ambos os lados do disco atuador. No fluxo que incide sobre o disco (MANWELL *et al.*, 2009):

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (05)$$

Para o fluxo que sai do disco:

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (06)$$

Admitindo que as pressões na entrada e na saída do tubo são iguais ( $p_1 = p_4$ ) e a velocidade do fluido ao cortar o disco permanece a mesma ( $U_2 = U_3$ ), logo, o empuxo pode ser expresso como a resultante da soma das forças em cada lado do disco atuador:

$$T = A_2(p_2 - p_3) \quad (07)$$

Resolvendo ( $p_2 - p_3$ ) usando as equações 05 e 06 e substituindo na equação 07, obtém-se:

$$T = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2) \quad (08)$$

Igualando os valores do empuxo das equações 04 e 08 e reorganizando a taxa de variação da massa que é  $\rho A_2 U_2$ , obtém-se:

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (09)$$

Desta maneira, Manwell *et al.* (2009) apontam na equação 09 que a velocidade do vento no disco do rotor é a média da velocidade do vento na entrada e na saída do tubo. E na Equação 10 define-se o fator de indução axial,  $a$ , como sendo a velocidade do vento que decresce de maneira fracionada entre a corrente livre e o plano do rotor, portanto:



$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (10)$$

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (11)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (12)$$

À medida que o fator de indução axial cresce a partir de zero a velocidade do vento por trás do rotor diminui cada vez mais. Se  $a = 1/2$  a velocidade do vento reduz para zero por trás do rotor e a teoria simplificada não é aplicada (MANWELL *et al.*, 2009).

#### 5.3.4. Coeficiente de potência

O desempenho da turbina eólica é normalmente caracterizado pelo coeficiente de potência  $C_p$  (MANWELL *et al.*, 2009):

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^3 A} \quad (13)$$

O coeficiente de potência adimensional representa a fração de potência que é extraída do vento pelo rotor. O coeficiente de potência em função do fator de indução axial é:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (14)$$

#### 5.3.5. Limite de Betz

O limite de Betz, que é o coeficiente de potência máxima ( $C_{p_{máx}}$ ), foi determinado pela derivada do coeficiente de potência da equação 14 (BURTON *et al.*, 2001):

$$\frac{dC_p}{da} = 4(1 - a)(1 - 3a) = 0 \quad (15)$$

O valor máximo encontrado para  $a = 1/3$ , então:

$$C_{p_{\max}} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (16)$$

Hau (2006) enfatiza que o coeficiente de potência máxima para as atuais turbinas eólicas de eixo horizontal oscila em torno de 0,45.

O motivo da potência máxima extraída pelas turbinas atuais ser inferior à potência máxima teórica está associado ao fato da existência de um número finito de pás, rotação de esteira, forças de resistência aerodinâmica, perdas mecânicas, etc.

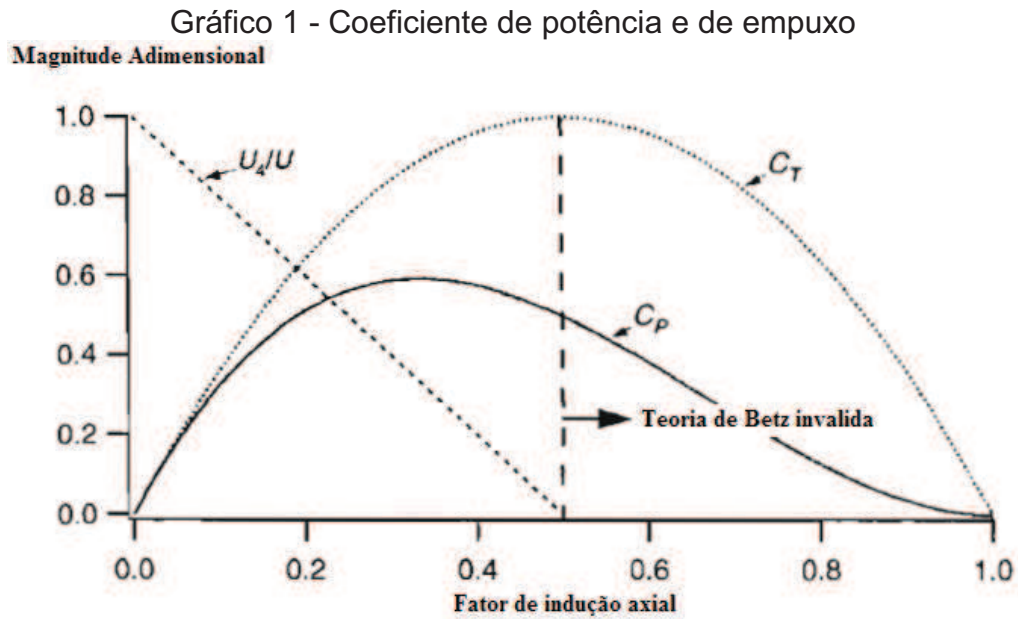
A partir das Equações 08, 11 e 12 chegou-se na expressão para o empuxo em função do fator de indução axial, como pode ser visto a seguir:

$$T = \frac{1}{2} \rho A U^2 [4a(1 - a)] \quad (17)$$

Similarmente para a potência, o empuxo sobre a turbina eólica pode ser caracterizada por um coeficiente de empuxo adimensional:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (18)$$

O coeficiente de empuxo para uma turbina eólica é igual a  $4a(1 - a)$ . O  $C_T$  tem seu máximo igual a 1 quando  $a = 0,5$  e a velocidade depois do disco é zero. A máxima potência extraída ( $a = 1/3$ ), o  $C_T$  tem um valor de  $8/9$ . A potência e o coeficiente de empuxo para uma turbina Betz ideal são ilustrados no Gráfico 1.



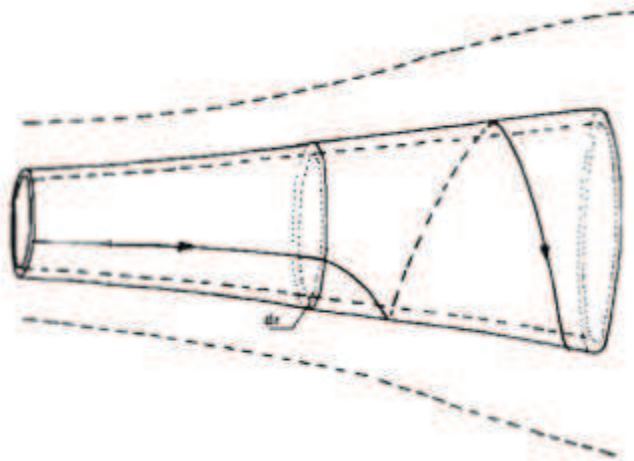
Fonte: Adaptado de Manwell *et al.*, (2009).

### 5.3.6. Rotação de esteira (*Wake rotation*)

Burton *et al.* (2001) elucidaram o fenômeno de formação de esteira da seguinte forma: o ar que passa pelo volume de controle exerce um torque sobre o disco atuador, da mesma forma, o disco atuador exerce um torque de reação igual e oposto sobre o ar. O torque de reação faz com que o ar rode no sentido oposto a do rotor.

E de acordo com Manwell *et al.* (2009), quando ocorre a formação de esteira, parte da energia cinética do vento é extraída pelo rotor e devolvida para o ar como energia cinética rotacional, então a energia absorvida pelo rotor é menor em comparação com a energia extraída por um rotor com formação de esteira desconsiderada. A Figura 5 ilustra a rotação de esteira.

Figura 5 - Rotação de esteira



Fonte: Adaptado de Manwell *et al.*, (2009).

Considerando que a pressão num ponto distante na esteira, depois do rotor, é igual à pressão do fluxo de corrente livre, bem antes do rotor.

Empregando a equação para estimar a energia imediatamente antes e depois do rotor para que seja possível expressar a diferença de pressão através das pás. E posteriormente, resolvendo essa equação de diferenciação de pressão, o fator de indução angular é determinado:

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (19)$$

Outras equações definidas a partir da diferença de pressão através do rotor é a razão de velocidade de ponta de pá,  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U} \quad (20)$$

E a razão de velocidade de ponta de pá,  $\lambda_r$ , em função do raio de referência,  $r$ :

$$\lambda_{r=} = \frac{\Omega r}{U} \quad (21)$$

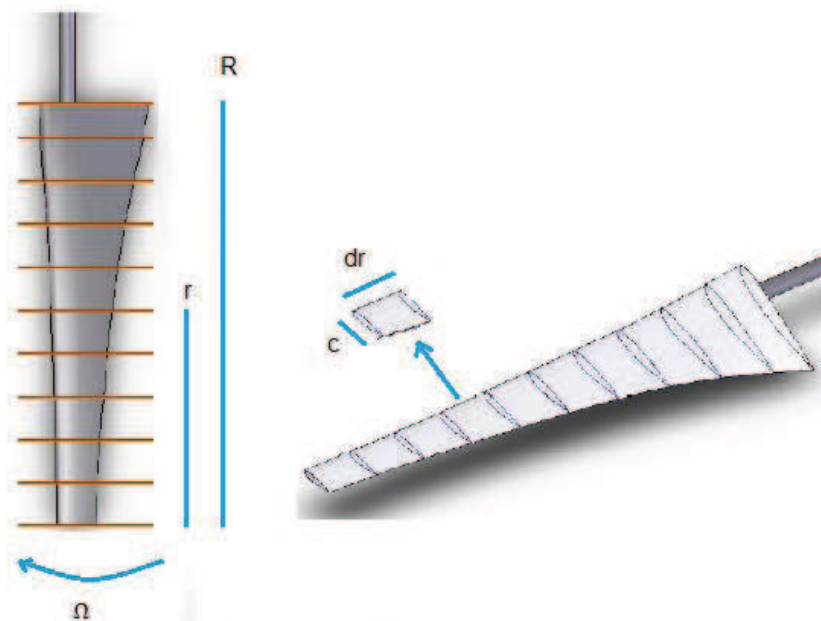
## 5.4. Projeto de pá para turbinas eólicas modernas

### 5.4.1. Teoria do elemento de pá

As forças que ocorrem sobre as pás de uma turbina eólica podem também ser expressas como uma função dos coeficientes de sustentação e de arrasto e o ângulo de ataque. Como mostrado na Figura 6, Manwell *et al.* (2009) explicam a teoria do elemento de pá da seguinte forma: as pás são divididas em um número discreto de seções, onde o comprimento da corda está em função do comprimento da pá para cada seção. Além disso, as seguintes suposições são feitas:

- Não há interação aerodinâmica entre os elementos;
- As forças sobre as pás são determinadas unicamente pelas características de sustentação e de arrasto do formato do perfil da pá.

Figura 6 - Elemento de pá



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em conformidade com Manwell *et al.* (2009), as forças de sustentação e de arrasto são, respectivamente, perpendicular e paralelo em relação ao vento relativo. O vento relativo é o somatório dos vetores da velocidade do vento sobre o rotor,  $U(1 - a)$ , e a velocidade do vento devido à rotação da pá.

Este componente rotacional é o vetor soma da velocidade da seção da pá,  $\Omega r$ , e a velocidade angular induzida nas pás a partir da conservação do momento angular,  $\omega r/2$ . A figura 7 apresenta a geométrica do perfil de uma pá detalhado.



arrasto, com um fator de indução axial de 1/3. Nesta análise, as seguintes premissas são feitas (MANWELL *et al.*, 2009):

- Não há formação de esteira; assim  $\alpha' = 0$ ;
- Não há arrasto; assim  $C_d = 0$ ;
- Não há perdas devido ao número finito de pás;
- Para o rotor Betz ideal para o  $C_{p_{máx}}$ ,  $a = 1/3$ .

Equações do ângulo do vento relativo e a corda da pá de cada seção do rotor ideal:

$$\varphi = \text{tg}^{-1} \left( \frac{2}{3\lambda_r} \right) \quad (25)$$

$$c = \frac{8\pi r \text{ sen } \varphi}{3BC_l\lambda_r} \quad (26)$$

## 5.5. Vibrações

### 5.5.1. Estudo de vibrações

Vibração é definida como um movimento periódico, tal como; a oscilação de uma partícula, um sistema de partículas ou um corpo rígido em torno de uma posição de equilíbrio. A análise de vibração é o processo pelo qual as falhas em componentes móveis de um equipamento, são descobertas pela taxa de variação das forças dinâmicas geradas. Os problemas de vibração geralmente estão ligados ao projeto ou manutenção inadequada (RAO, 2009).

Naturalmente, a estrutura projetada para apoiar máquinas centrífugas pesadas com motores ou turbinas, ou máquinas alternativas como motores a vapor e a gás e bombas recíprocas, também estão sujeitas a vibrações. Em todas essas situações, a estrutura ou componente da máquina sujeito à vibração pode falhar devido à fadiga do material resultante da variação cíclica da tensão induzida.

A vibração causa desgaste mais rápido de peças de máquinas como rolamentos e engrenagens e gera ruído excessivo também. Em máquinas, a vibração pode afrouxar ou soltar elementos de fixação como uma porca (RAO, 2009).

As turbinas eólicas modernas são de construção delgada e elástica, principalmente as pás e a torre. Portanto, esses elementos são as estruturas que estão mais propícias a vibrar com excitações cíclicas. Estas forças podem excitar outros subsistemas ou excitar toda a turbina a vibrar perigosamente. As turbinas devem, portanto, passar por uma análise minuciosa de seus modos de vibração naturais e dos possíveis problemas de ressonância, ainda na fase de projeto.

A análise de vibração tem o objetivo de verificar a estabilidade dinâmica. As frequências naturais de pás de rotor, torres e componentes do sistema de acionamento não devem possuir frequências naturais de ressonância próximas, e não devem ser muito baixas.

Os problemas de vibração em turbinas eólicas são concentrados em quatro áreas essencialmente (HAU, 2006):

- As pás, como são delgadas, são sujeitas a influências aeroelásticas. Para evitar vibrações perigosas, certos critérios de estabilidade devem ser assumidos.
- O sistema de acionamento mecânico-elétrico é propenso a vibrações torcionais que podem ser estimuladas tanto por influências aerodinâmicas e por influências elétricas.
- O sistema de ajuste de direção tem dinâmica própria, que pode também levar a um comportamento de vibração indesejável.
- Toda a turbina eólica. O sistema torre-rotor pode começar a vibrar quando os efeitos dinâmicos da ação da pressão do vento na estrutura causam vibrações.

### **5.5.2. Vibração determinística e aleatória**

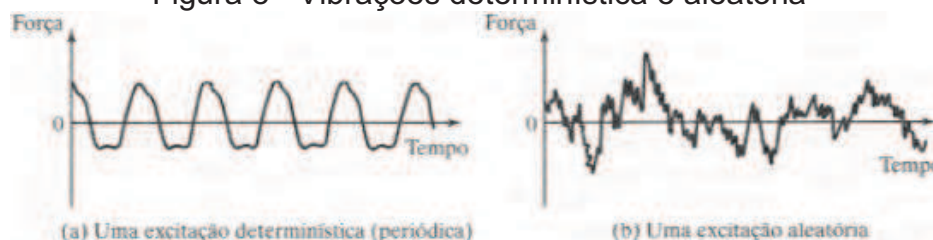
Vibração determinística é aquela em que se pode prever todas as características do movimento vibratório em qualquer instante de tempo. (RAO, 2009).

Em alguns casos, a excitação é aleatória e o valor da excitação, em dado instante, não pode ser previsto. Nesses casos, um grande número de registros da excitação pode exibir alguma regularidade estatística, como no caso dos sinais de vibrações oriundos de uma turbina eólica.



No caso de vibrações aleatórias, a resposta vibratória também é aleatória e só pode ser descrita em termos de quantidades estatísticas. Na Figura 8 mostra um exemplo de excitação determinística e aleatória (RAO, 2009).

Figura 8 - Vibrações determinística e aleatória



Fonte: (RAO, 2009).

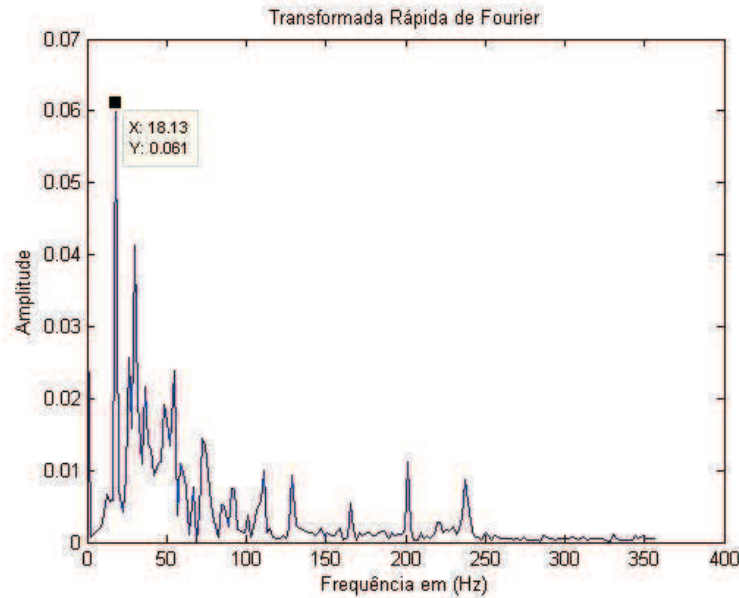
### 5.5.3. Procedimento de análise do espectro de vibração

Um sistema vibratório é um sistema dinâmico para o qual as variáveis como as excitações e respostas são dependentes do tempo. Em geral, a resposta de um sistema vibratório depende das condições iniciais, bem como das excitações externas (RAO, 2009).

Normalmente, a análise de um sistema vibratório envolve modelagem matemática, obtenção de equações governantes, soluções das equações e interpretação dos resultados (RAO, 2009).

Um equipamento quando está em funcionamento sofre com vibrações que estão nas mais diversas frequências, que tem diversas origens, tal como, na própria rotação do equipamento, nos seus componentes e, também, pode ser de fontes externas. Como todas as componentes de vibração ocorrem em um mesmo instante, torna-se inviável analisá-los tendo o tempo como referência.

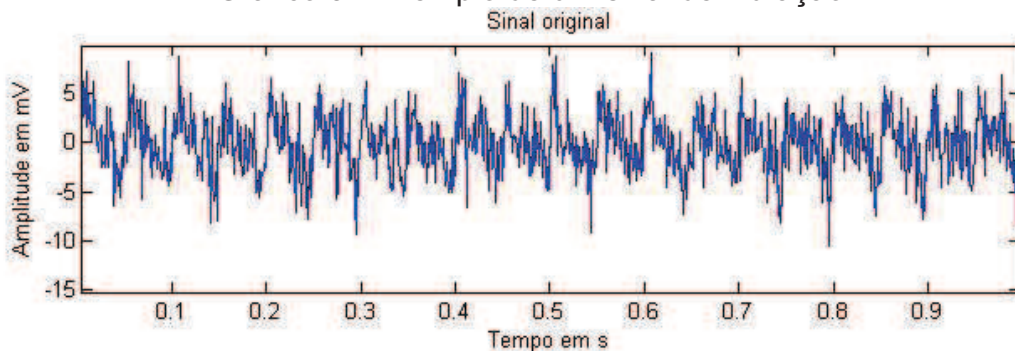
No entanto, se o sinal for avaliado no domínio da frequência, tem-se a separação de cada sinal, desta forma, será possível conhecer e avaliar se um equipamento está funcionando de acordo com o que foi projetado (DIAS, 2009). Então, o sinal no domínio da frequência é mais conhecido como espectro de frequência. O Gráfico 2 apresenta um espectro de frequência de vibração para a pá de  $\lambda = 6$ , o maior pico está em 18,13Hz que é, aproximadamente, 1100 RPM, que é a velocidade de rotação do rotor.

Gráfico 2 - FFT para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$  com rotação de 1100RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

A maioria dos sistemas vibratórios encontrados na prática é de grande complexidade, e é impossível considerar todos os detalhes para uma análise matemática, mas utilizando a transformada rápida de Fourier torna-se possível separar as vibrações de maior amplitude das de menor amplitude e, também, o sinal de ruído artificial (HARCARIK, 2012). Ruídos artificiais são sinais que não pertencem ao sinal de vibração, um exemplo foi criado no Gráfico 3, para ilustrar o comportamento de um sinal de vibração.

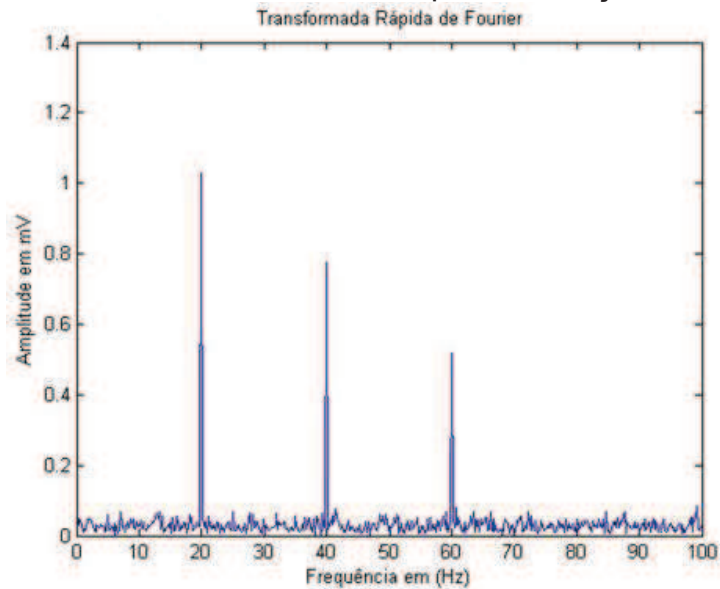
Gráfico 3 - Exemplo de um sinal de vibração



Fonte: Elaborado pelo autor.

Aplicando a transformada rápida de Fourier no exemplo criado, percebe-se a presença de três sinais simultâneos no mesmo intervalo de tempo, que são as amplitudes da vibração. Os outros sinais menores são somente ruídos artificiais. OGráfico 4 apresenta o espectro de frequência do exemplo criado.

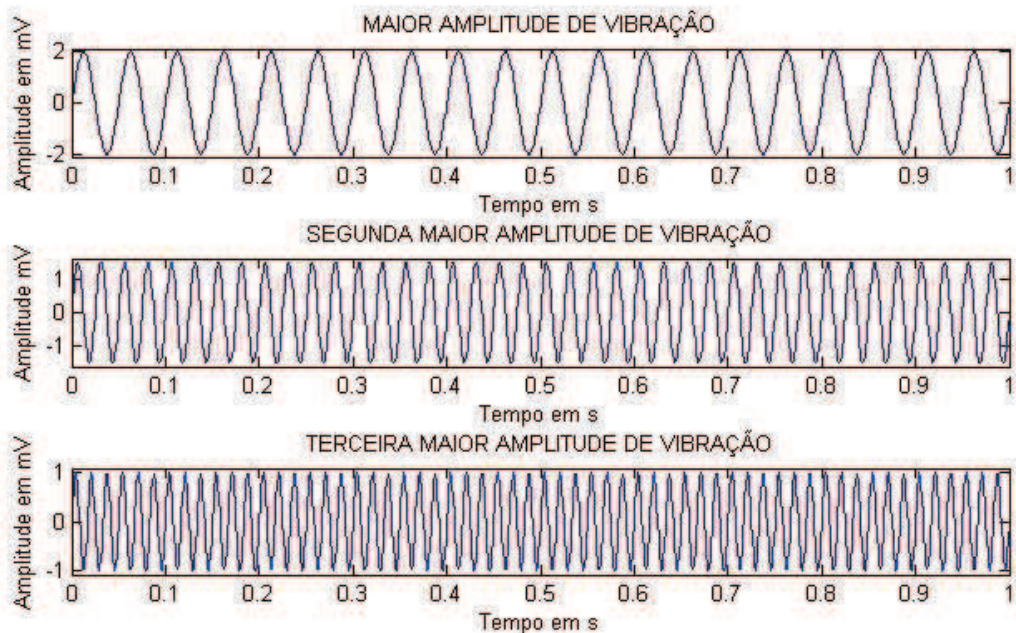
Gráfico 4 - FFT do exemplo de vibração



Fonte: Elaborado pelo autor.

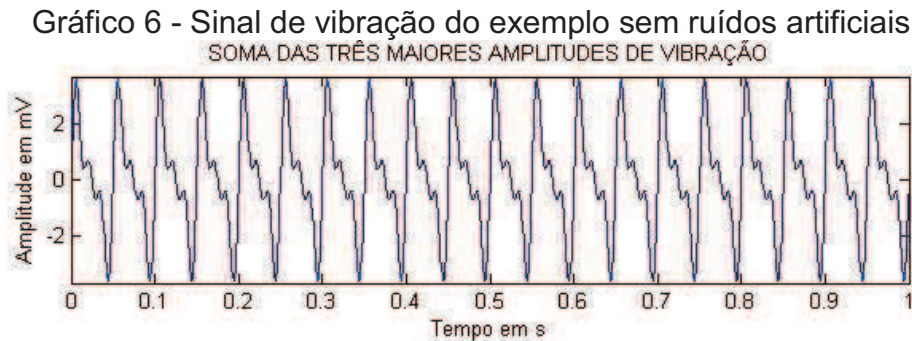
Tem-se no Gráfico 5 as três amplitudes de vibração ocorrendo simultaneamente no intervalo de tempo de um segundo. Observa-se que, no intervalo de tempo de 01s, a maior amplitude se repete 20 vezes, a segunda maior amplitude se repete 40 vezes e na última amplitude 60 vezes. Então, pode ser concluído que estas três amplitudes de vibração são harmônicas entre si, pelo fato que as duas últimas amplitudes são múltiplas da primeira.

Gráfico 5 - Amplitudes de vibração do exemplo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Somando as três amplitudes de vibração, foi possível observar como de fato a vibração se comporta no domínio do tempo, e fica possível constatar que o sinal de vibração é periódico. No Gráfico 6 apresenta o sinal de vibração com as harmônicas, sem a presença de ruído artificial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5.6. Análise Estatística e fractal

### 5.6.1. Método de Hurst (R/S)

O método *Rescaled-range* (R/S) foi desenvolvido por *Hurst* como uma ferramenta para avaliar a persistência ou a antipersistência de uma série temporal. O método consiste em dividir a série em intervalos de um dado tamanho  $\delta$  e calculando a razão média (R/S) da série (a diferença entre os valores máximos e mínimos da série) para o desvio padrão para cada intervalo. Então, o tamanho  $\delta$  fica variando e uma curva (R/S) é obtida (MOURA *et al.*, 2011).

Uma dada série temporal  $\{x_i\}$ , com  $N$  termos, define-se a média em uma janela de largura  $\delta$  como:

$$\langle x \rangle_{\delta} = \frac{1}{\delta} \sum_{i=1}^{\delta} x_i \quad (27)$$

O valor de  $X(t, \delta)$  é a diferença acumulada entre os valores de  $x_i$  e a sua média  $\langle x \rangle_{\delta}$ :

$$X(t, \delta) = \sum_{u=1}^t \{x_u - \langle x \rangle_{\delta}\} \quad (28)$$

Após isto, são obtidas as diferenças entre os valores máximos e mínimos em cada segmento:

$$R(\delta) = \text{máx}X(t, \delta) - \text{mín}X(t, \delta) \quad (29)$$

O desvio padrão correspondente:

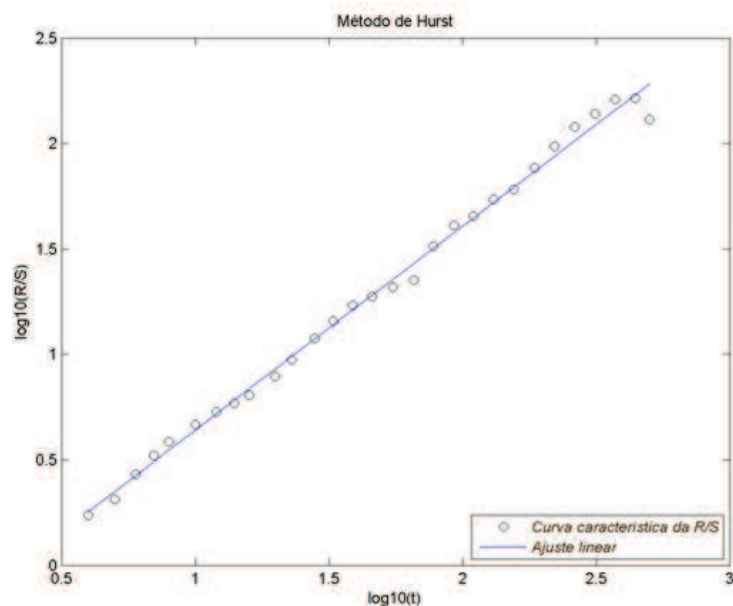
$$S = \sqrt{\frac{1}{\delta} \sum_{t=1}^{\delta} \{x(t) - \langle x \rangle_{\delta}\}^2} \quad (30)$$

Define-se, então, a variação da normalizada de *Hurst* como a razão  $R/S$ , cujo comportamento em longos tempos deve satisfazer a relação.

$$\frac{R(\delta)}{S(\delta)} \approx \delta^h \quad (31)$$

Onde  $h$  é o expoente de *Hurst* e está relacionado com a persistência ( $h > 0,5$ ) ou antipersistência ( $h < 0,5$ ) de uma dada característica da série temporal. Portanto, plotando o gráfico da curva  $\log[R/S]$  por  $\log(\delta)$ , obtém-se o Gráfico 7.

Gráfico 7- Curva característica do método de *Hurst*



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por regressão linear, pode-se ajustar uma reta aos pontos. A linha tem a forma  $y = hx + b$ , onde o expoente de *Hurst* é a inclinação da reta.

### 5.6.2. Método DFA

Várias medidas estatísticas podem ser utilizadas para obter a compreensão da dinâmica de escala de um processo por meio da estimativa do expoente de escalonamento. O método DFA tornou-se uma técnica amplamente utilizada para a determinação de Propriedades de escala (mono)-fractal e a detecção de correlações de longo alcance em ambientes ruidosos, séries temporais não estacionárias.

#### Descrição do método DFA

DFA é um método de análise de séries usado para fornecer um parâmetro quantitativo simples para representar as propriedades de correlação de um sinal. O método DFA elimina tendências sistemáticas de várias ordens causadas por efeitos externos e reduz ruídos causados por medição imperfeita. (PENG *et al.*, 1994). O método DFA é descrito nos passos seguintes:

Passo 1: considere um sinal coletado  $X(k)$ ,  $k = 1, 2, 3, \dots, N$ , onde  $N$  é o comprimento da série, é primeira calculada a média da série para, então, obter a série acumulativa  $y(k)$  da série  $X(k)$  (HU *et al.*, 2001):

$$y(k) = \sum_{j=1}^k (X(j) - X_m) \quad (32)$$

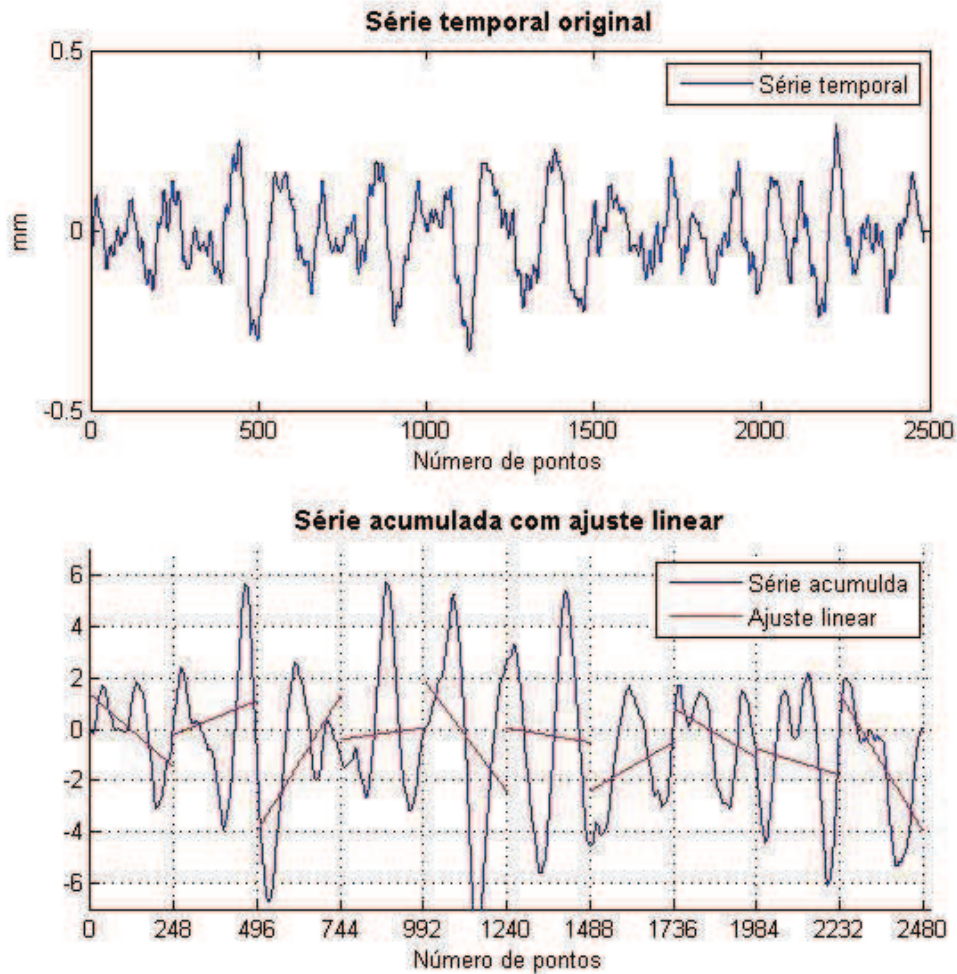
Onde,  $X_m$  é a média de  $X(j)$  dado por:

$$X_m = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X(j) \quad (33)$$

O Gráfico 8 apresenta o sinal de uma série temporal original do rotor de 40 cm de diâmetro balanceado de pás de  $\lambda = 6$  com rotação de 1100 RPM e a série acumulada com o ajuste linear.



Gráfico 8 - Série temporal original e da série acumulada



Fonte: Elaborado pelo autor.

Passo 2: Então a série acumulada  $y(k)$  é dividida em  $n$  subdivisões, também chamada de caixas de comprimento  $l$ , onde  $nl = N$ . Em cada caixa de comprimento  $l$  é realizado o ajuste linear pelo método dos mínimos quadrados  $y_l(k)$ , que representa a tendência em cada caixa (WANG e YANG, 2012).

Passo 3: A tendência é eliminada na integração da série temporal  $y(k)$  pela subtração da tendência local  $y_l(k)$  em cada caixa  $n$ . A flutuação do valor quadrático médio ou RMS (*root mean square*) e a série temporal com tendências eliminadas são calculados da seguinte forma (WANG e YANG, 2012):

$$F(l) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [y(k) - y_l(k)]^2} \quad (34)$$

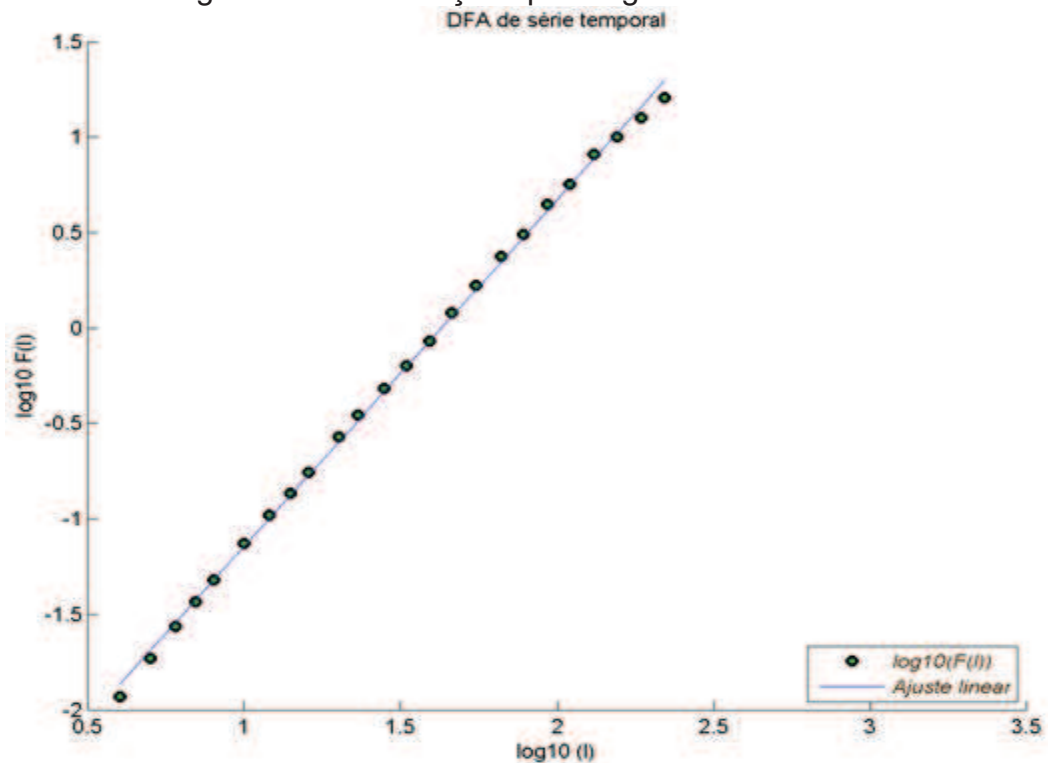
Onde  $F(l)$  representa uma média da flutuação para cada seguimento e  $l$  representa um comprimento da escala temporal de uma determinada subdivisão  $n$ . A flutuação  $F(l)$  aumenta com o tamanho da caixa de tamanho  $l$  (WANG e YANG, 2012).

Passo 4: uma lei de potência que relaciona a flutuação  $F(l)$  e a caixa de tamanho  $l$  é levada em consideração, da seguinte forma:

$$F(l) \sim l^{\alpha} \quad (35)$$

O parâmetro  $\alpha$ , chamado de escala exponencial ou expoente de correlação, pode ser determinado por regressão linear, e pode-se ajustar uma reta aos pontos. A linha tem a forma  $y = (\alpha)x + b$ , onde o expoente é a inclinação da reta. O Gráfico 9 apresenta a reta característica do método DFA.

Gráfico 9-Logaritmo das flutuações pelo logaritmo do número de caixas



Fonte: Elaborado pelo autor.

- Se  $\alpha = 0,5$ , então, o sinal não apresenta correlação de longo alcance (ruído branco), indica que as mudanças nos valores da série temporal são aleatórias (randômico).
- Se  $\alpha < 0,5$ , então, o sinal apresenta correlação negativa ou anti-persistente.



- Se  $\alpha > 0,5$ , então, o sinal apresenta correlação de longo alcance positivo ou persistente positiva.

## **5.7. Análise estatística multivariada**

Análise estatística multivariada é o ramo da estatística direcionada ao estudo das amostras e distribuição multidimensional, ou seja, são os métodos estatísticos indicados para os estudos quando várias variáveis são consideradas simultaneamente.

### **5.7.1. Análise das componentes principais**

A técnica de análise das componentes principais foi originalmente descrita por Karl Pearson, em 1901. Posteriormente, a técnica foi consolidada por Hotelling em 1933 de forma independente.

A PCA trata-se de uma técnica estatística capaz de representar dados multivariados em um subespaço de dimensão reduzido, de modo que a distância entre os pontos, que representam as amostras nesse subespaço, corresponda tanto quanto possível às dissimilaridades entre os pontos no espaço de dimensão original. (SILVA *et al.*, 2001).

Os componentes principais (CPs) apresentam propriedades importantes: cada componente principal é uma combinação linear de todas as variáveis originais, são independentes entre si e estimados com o propósito de reter, em ordem de estimação, o máximo de informação, em termos da variação total contida nos dados. A análise de componentes principais é associada à idéia de redução de massa de dados, com menor perda possível da informação e possa ser avaliada por um complexo bi ou tridimensional de fácil interpretação geométrica (VARELLA, 2008).

Segundo REGAZZI (2000), apesar das técnicas de análises multivariadas terem sido desenvolvidas para resolver problemas específicos, principalmente de Biologia e Psicologia podem ser, também, utilizadas para resolver outros tipos de problemas em diversas áreas do conhecimento, como para reconhecimento de padrões em sinais de vibração, de acordo com o objetivo desse trabalho.

### **5.7.2. Procedimento para análise de componentes principais**

A PCA fundamenta-se na transformação de coordenadas de um conjunto de variáveis primárias correlacionada em um conjunto de variáveis sintéticas descorrelacionadas, ou seja, as chamadas componentes principais (CPs).

Cada componente é uma combinação linear das variáveis primárias. Todas as CPs são ortogonais entre si, portanto não há informações redundantes (MORAIS, 2011).

O método para a construção do PCA é desenvolvido de acordo com cinco passos, que serão descritos a seguir:

O primeiro passo consiste no desenvolvimento de um conjunto de variáveis constituído em forma de matriz de  $m$  número de indivíduos  $X$  (ou número de observações) e para  $n$  número de variáveis independentes. A Figura 9 ilustra a matriz de variáveis. (SILVA *et al.*, 2001).

Figura 9 - Matriz do número de observações por número de variáveis

	$X_1$	$X_2$	•	•	•	$X_m$
1	$x_{11}$	$x_{12}$	•	•	•	$x_{1m}$
2	$x_{21}$	$x_{22}$	•	•	•	$x_{2m}$
•	•	•	•			•
•	•	•		•		•
•	•	•			•	•
$n$	$x_{n1}$	$x_{n2}$	•	•	•	$x_{nm}$

Fonte: Elaborado pelo autor.

O segundo passo consiste na padronização dos dados,  $x_{ij}$ , em torno da média,  $\langle x \rangle_j$ , e é dividido pelo desvio padrão para manter variância 1, de acordo com a seguinte equação (MORAIS, 2011):

$$z_{ij} = \frac{x_{ij} - \langle x \rangle_j}{\sigma(x_j)} \quad (36)$$

A centralização dos dados tem como objetivo evitar que os pontos distantes do centro dos dados consigam influenciar de forma acentuada, resultando na matriz padronizada  $Z$  que é exemplificada na Figura 10.

Figura 10 - Matriz padronizada Z

	$Z_1$	$Z_2$	• • •	$Z_m$
1	$z_{11}$	$z_{12}$	• • •	$z_{1m}$
2	$z_{21}$	$z_{22}$	• • •	$z_{2m}$
•	•	•	•	•
•	•	•	•	•
•	•	•	•	•
n	$z_{n1}$	$z_{n2}$	• • •	$z_{nm}$

Fonte: Elaborado pelo autor.

O terceiro passo consiste no cálculo da matriz de covariância:

$$C_z = z \cdot z^t \quad (37)$$

Onde,  $z^t$  é a transposta de  $z$  que resultará na matriz que está exposta na Figura 11.

Figura 11 - Matriz de covariância

$$C_z = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1p} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2p} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ c_{p1} & c_{p2} & \dots & c_{pp} \end{pmatrix}$$

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os elementos da diagonal principal  $c_{ii}$  desta matriz se referem às variâncias da matriz padronizada  $Z$  e os elementos fora da diagonal  $c_{ij}$  são a covariância da matriz padronizada. Quando a covariância é nula, significa que as variáveis aleatórias são descorrelacionadas (VARELLA, 2008).

É possível encontrar um conjunto de autovalores e os correspondentes autovetores, através da matriz de covariância, que é real e simétrica.

O quarto passo consiste na determinação dos autovalores e os autovetores correspondentes da matriz de covariância. Os autovalores são organizados de modo decrescente de acordo com os valores dos autovetores (SILVA et al., 2001).

Encontrados os autovetores  $v_n$ , estes formarão as colunas de uma matriz

$V$ :

$$V = (v_1 v_2 v_3 \cdots v_n) \quad (38)$$

No PCA, os autovalores da matriz de covariância correspondem à variância das variáveis transformadas. Assim, se um autovetor possui autovalor grande, significa que este fica em uma direção em que há uma grande variância dos padrões. A importância desse fato está na classificação, pois, em geral, é mais fácil distinguir padrões usando uma base em que seus vetores não são correlacionados e que apontam para a direção da maior variância dos dados (MORAIS, 2011).

Os elementos dos autovetores, chamados de *loadings* na terminologia PCA, representam os cossenos diretores, ou seja, a contribuição com que cada um dos eixos originais entra na composição dos novos eixos, as CPs. Os autovalores, por sua vez, representam a quantidade de variância original descrita pelos respectivos autovetores, os *scores*. (SILVA *et al.*, 2001).

Os *scores* são as projeções padronizadas das amostras na direção das componentes principais. Suas coordenadas são obtidas a partir do produto da matriz de dados padronizada pela matriz de autovetores. (SILVA *et al.*, 2001).

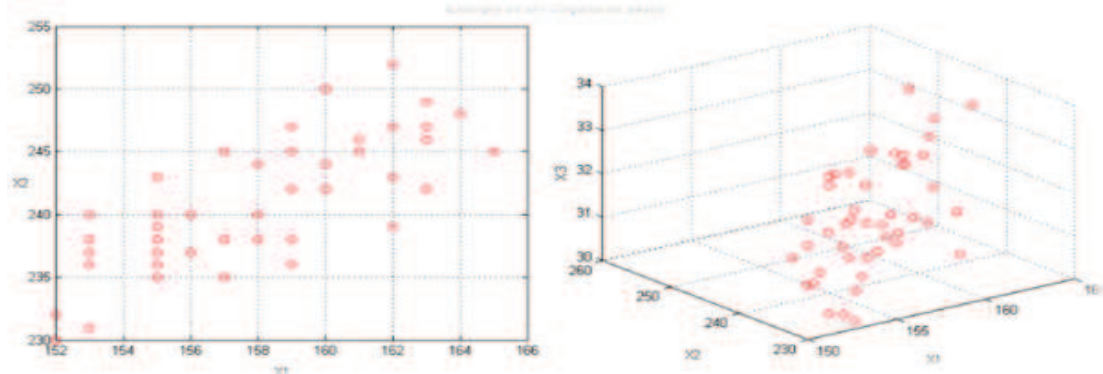
E no último passo é feita a diagonalização, da seguinte forma:

$$D = V^{-1}C_z V \quad (39)$$

Os autovalores são apresentados na diagonal principal da matriz  $D$ , e não apresentam covariância, pois os valores são nulos fora da diagonal principal, então, conseqüentemente não apresentam valor redundante (LUDWIG JR. e MONTGOMERY, 2007 *apud* MORAIS, 2011).

Para entender melhor o método, foi criada uma matriz de dados com 47 linhas e três colunas, similar à matriz na Figura 9, os dados são apresentados no Gráfico 10 no plano e no espaço.

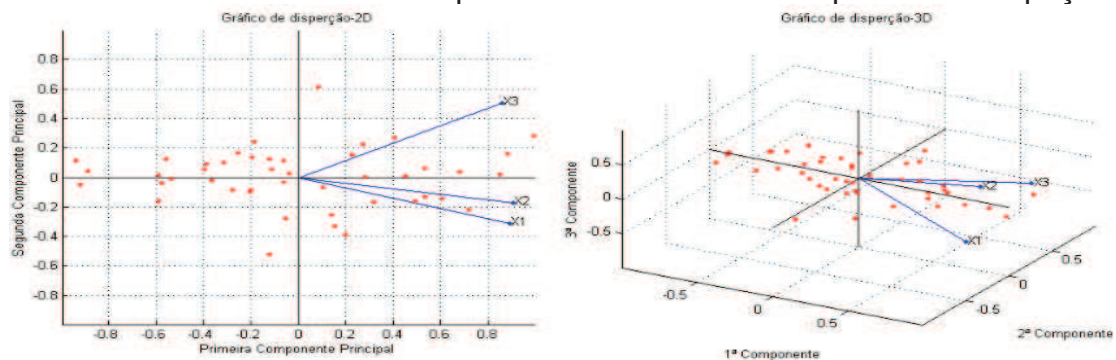
Gráfico 10- Exemplo de matriz de dados no plano e no espaço



Fonte: Elaborado pelo autor.

Depois de ter realizado todos os passos do método PCA os dados são apresentados padronizados já como autovetores e autovalores, com maior variância na primeira componente principal, segunda maior variância na segunda componente e sucessivamente. O Gráfico11 apresenta o novo conjunto de dados padronizados após o método PCA ter sido aplicado.

Gráfico 11 - PCA do exemplo de matriz de dados no plano e no espaço



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com a pesquisa realizada por Moraes (2011), um aspecto crítico no método PCA é na seleção do número de componentes principais. Afirmou existir uma discrepância nos diferentes métodos de análise de variância utilizados em vários trabalhos que utilizaram o PCA, seguem alguns desses trabalhos:

- SŸKRBICĂ, URISŸICĂ-MLADENOVICĂ e CVEJANO (2005); MATTEAU, ASSANI e MESFIOUI (2009) incluíram apenas as CPs com autovalor maior que um;
- RAN, QIAO e YE (2004), SILVA *et al.* (2001) selecionam as CPs suficientes para explicar uma taxa de variância acumulada superior a 90% (JOLLIFFE,

1972; MARDIA *et al.* 1979); VALLE, LI e QIN (1999) dentre os métodos analisados para seleção de CPs, abordaram o procedimento empírico *Scree Plot*, proposto por CATTELL (1966). Este gráfico relaciona cada CP com o autovalor associado. Se essa curva evidenciar uma estabilização dos autovalores, podem-se reter apenas as CPs com números de ordem superiores àqueles que iniciam a estabilização.

- ELSHENAWY *et al.*(2010), GOOD, KOST e CHERRY (2010), KOUTSOGIANNIS e SORAGHAN (2002) utilizam outros critérios estatísticos mais complexos.

Para Jolliffe (1972) o método PCA pode ser definido pelo número de componentes necessários que apresentam o número do autovalor associado maior que 0,7, sendo este considerado por ele como a melhor decisão sobre as principais CPs, e, portanto foi adotado neste estudo (MORAIS, 2011).

## 6. METODOLOGIA

As modernas turbinas eólicas muitas vezes operam em condições ambientais adversas. A carga cíclica da estrutura, devido à rotação das pás pode comprometer o funcionamento seguro da turbina. Vibrações graves não controladas podem levar a falhas estruturais devido ao seu impacto negativo sobre os componentes mecânicos. Estudos com relação ao comportamento da variação de vibração são de fundamental importância para identificar com mais precisão suas causas. Estudos com turbinas balanceadas e desbalanceadas foram realizados para obter suas vibrações características.

A seguir será apresentada a metodologia necessária para projetar e fabricar as pás, e posteriormente, realização da coleta de sinais de vibração, que foi dividida em 4 etapas respectivamente:

- 6.1. Projeto das pás
- 6.2. Fabricação das pás
- 6.3. Montagem do aparato experimental
- 6.4. Captura de sinais de vibração

### 6.1. Projeto de pás

Foram projetados três conjuntos de pás de tamanho iguais e de diferentes valores de razão de velocidade ponta de pá (*tip speed ratio*)  $\lambda$  que é a razão entre a velocidade angular do rotor e a velocidade de corrente livre:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_{\infty}}$$

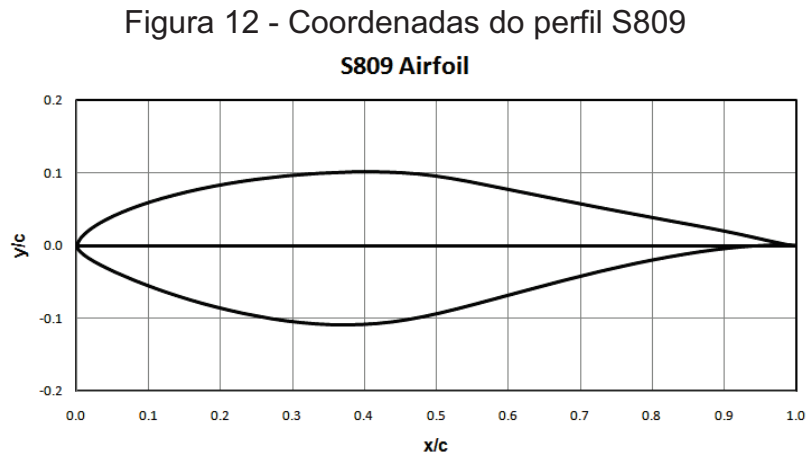
$\Omega$  - velocidade angular;

$R$  - raio do rotor eólico;

$U_{\infty}$  - velocidade de corrente livre.

O raio do rotor (ou o comprimento da pá) foi fixado em 20 cm, tal como os valores de razão de velocidade de ponta de pá que foi fixada em 6 e 7. O perfil aerodinâmico escolhido foi NREL S809, pois é bastante utilizado na confecção de

pás. As coordenadas e o gráfico do perfil NREL S809 são apresentados na Figura 12.



O cálculo para a modelagem de uma pá aerodinâmica pode ser muito complexo, dependendo do número de fatores levado em consideração, tal como a formação de esteira, número finitos de pás, perdas associadas à ponta e raiz de pá, fricção causado pelo arrasto aerodinâmico e etc. Um cálculo simples, mas útil, foi utilizado neste trabalho.

As seguintes premissas foram feitas (MANWELL *et al.*, 2009):

- Não há formação de esteira; assim  $(a') = 0$ ;
- Não há arrasto; assim  $C_d = 0$ ;
- Não há perdas, devido o número finito de pá;
- Para o rotor Betz ideal,  $(a) = 1/3$ .

O perfil NREL S809 que apresenta os coeficientes de sustentação e de arrasto conhecidos como uma função de ângulo de ataque foi escolhida, o ângulo de ataque escolhido  $\alpha = 6,11^\circ$  que apresenta a relação  $C_d/C_l$  mínima, a fim de aproximar mais perto a hipótese de que  $C_d = 0$  (MANWELL *et al.*, 2009).

Coefficientes aerodinâmicos ( $\alpha =$  ângulo de ataque,  $C_l =$  coeficiente de sustentação,  $C_d =$  coeficiente de arrasto e a relação  $C_d/C_l$ ) obtidos no túnel de vento da Universidade do Estado do Colorado, Estados Unidos, com um número de Reynolds de 300.000, são mostrados na Tabela 1 (BUTTERFIELD *et al.*, 1992).



Tabela 1 - Coeficientes aerodinâmicos para o perfil NREL S809

$\alpha$	$C_l$	$C_d$	$C_d/C_l$
0	0,105	0,0117	0,111
1,99	0,307	0,0116	0,038
4,08	0,545	0,0139	0,026
6,11	0,748	0,0135	0,018
8,14	0,88	0,0198	0,023
10,2	0,878	0,036	0,041
11,2	0,87	0,0446	0,051
12,2	0,854	0,046	0,054
13,1	0,877	0,0619	0,071
14,1	0,894	0,0731	0,082
15,2	0,891	0,0865	0,097
16,3	0,745	0,22	0,295
17,2	0,591	0,248	0,420
18,1	0,592	0,265	0,448
19,2	0,58	0,279	0,481
20,2	0,604	0,298	0,493
22,1	0,588	0,323	0,549
26,2	0,669	0,412	0,616
30,2	0,946	0,633	0,669
35,2	1,02	0,799	0,783
40,3	1,08	0,983	0,910
45,2	1,23	1,31	1,065
45,1	1,13	1,21	1,071
50	1,21	1,51	1,248
60	1,05	1,86	1,771
69,9	0,805	2,27	2,820
80	0,456	2,16	4,737
90	0,128	2,24	17,500

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

Primeiramente, foi usada a equação simplificada para o cálculo o ângulo da velocidade do vento relativo (MANWELL *et al.*, 2009);

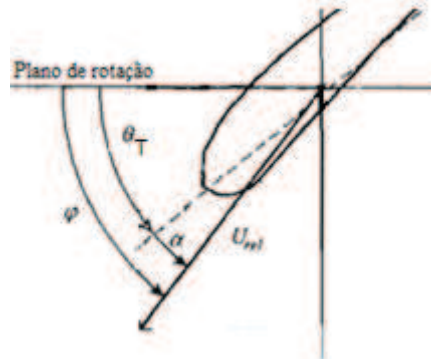
$$\varphi = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{2}{3\lambda_r}\right)$$

Onde

$$\lambda_r = \lambda\left(\frac{r}{R}\right)$$

A pá aerodinâmica foi definida em várias seções ao longo do seu comprimento e a distância da raiz da pá para cada seção é definida como a variável  $r$ . Por exemplo, se for definido 20 seções, então terá vinte  $r$ , e por consequência vinte  $\varphi$  para cada seção. O cálculo da seção do ângulo torção  $\theta_T$ ; A Figura 13 apresenta a relação entre os ângulos citados (MANWELL *et al.*, 2009).

Figura 13 - Relação dos  $\varphi$ ,  $\theta_p$  e  $\alpha$



Fonte: Adaptado de Manwell *et al.*, (2009).

O cálculo da corda  $c$  foi definido pelo método simplificado (MANWELL *et al.*, 2009):

$$c = \frac{8\pi \text{sen} \varphi}{3BC_l \lambda_r}$$

Com os valores da seção do ângulo *pitch* e do comprimento da corda para cada seção foi possível desenhar a pá. Para o desenho das pás foi utilizado o *software* de modelagem com os recursos CAD, CAE, CAM entre outros. A Figura 14 apresenta o desenho de um das pás de  $\lambda = 7$  e 20cm de comprimento.

Com as hipóteses pré-estabelecidas para simplificar o cálculo do projeto, o próximo passo foi definir o ângulo de torção  $\theta_T$ , que foi definido por Burton *et al.*, (2001), como:

$$\theta_T = \varphi - \alpha$$

Figura 14 - Pá NREL S809 de R = 20 cm



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 6.2. Fabricação das pás

Para a fabricação das pás foi utilizada a prototipagem rápida (ou impressora 3D), que é uma tecnologia recente na fabricação de peças, que consiste na adição de material sucessivamente por camadas. A partir do desenho desenvolvido no *software* de modelagem e dos comandos do programador, a impressora 3D calculou a quantidade de material que foi utilizado e o tempo total de fabricação. A Figura 15 apresenta a imagem da impressora 3D utilizada na impressão das pás.

Figura 15 - Impressora 3D de prototipagem rápida



Fonte: (Bezerra, 2014).

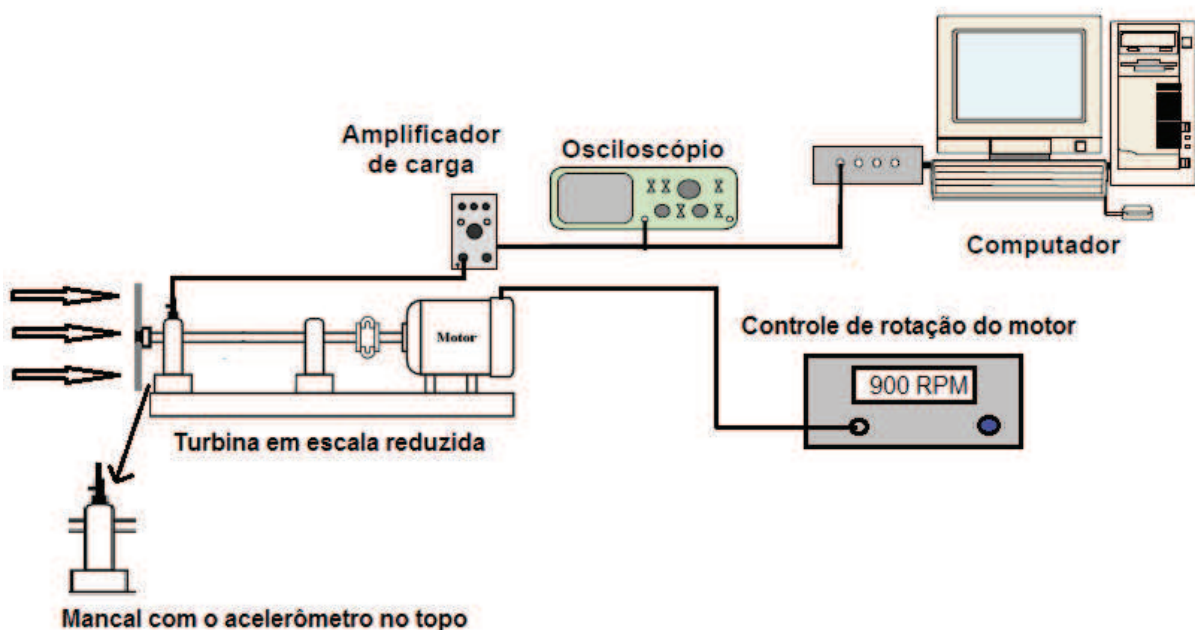
A impressora utiliza a tecnologia SLA (*StereoLitography Aparatus*), onde o processo se baseia na combinação de uma resina fotossensível e um canhão laser para a construção dos modelos. Em cada camada, um disparo laser traça uma seção da peça, onde a exposição desta resina ao laser a faz entrar em processo de cura, solidificando o trajeto que o laser toca.

O material utilizado na fabricação das pás foi o PVC (Cloroeto de Polivinila), as dimensões máximas do modelo para impressão são: 160 mm, 210 mm e 135 mm (X, Y, Z).

### 6.3. Montagens do aparato experimental

A montagem do experimento para realizar a coleta de sinais de vibração foi realizada de acordo com o esquematizado na Figura 16.

Figura 16 - Cadeia de medição de vibração



Fonte: Elaborado pelo autor.

A bancada utilizada foi especialmente construída para testes em escala reduzida de turbinas eólicas. Trata-se de um mecanismo projetado para operar em túneis de vento dos mais variados tamanhos por possuir ajuste de altura de rotor (BEZERRA, 2014).

A bancada foi projetada por Almeida, (2010) como apresentado na Figura 17 e possui uma placa fixa na parte inferior. Esta é à base do conjunto e nela são fixadas seis colunas com altura máxima de 500 mm, colunas estas por onde a placa superior móvel correrá e pode ser fixada em diferentes alturas (BEZERRA, 2014).

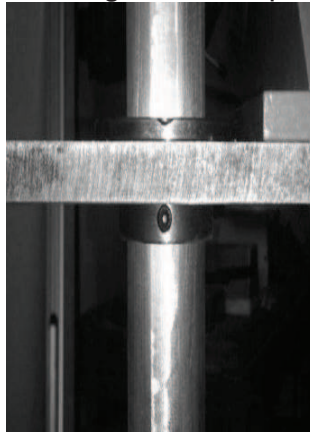
Figura 17 - Bancada de testes



Fonte: Elaborado pelo autor.

A placa superior foi fixada, na altura de testes desejada, pela utilização de guias chanfradas as quais são fixadas na altura desejada através de parafuso como mostrado na Figura 18 (BEZERRA, 2014).

Figura 18 - Detalhe da guia com o parafuso de fixação



Fonte: (BEZERRA, 2014).

O transdutor de torque, modelo T20WN, como apresentado na Figura 19, que está acoplado ao eixo de rotação, que apresenta as seguintes características:

- É capaz de medir o valor do torque em condições estáticas e dinâmicas para qualquer sentido de rotação.
- Faixa de leitura de até 2 Nm, medição de torque com tolerância de  $\pm 0,004$  Nm.

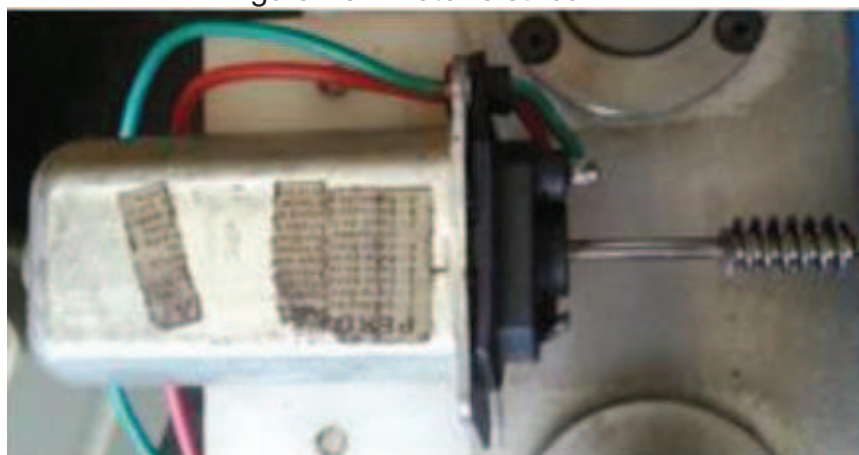
Figura 19 - Transdutor de torque



Fonte: Elaborado por Melo Jr. (2014).

Um motor elétrico 12 V de CC, apresentado na Figura 20, foi usado para controlar a rotação do eixo.

Figura 20 - Motor elétrico 12 V



Fonte: Elaborado por Melo Jr. (2014).

O controle de rotação do motor foi feito por um sistema de controle eletrônico desenvolvido por Uchôa (2014). Na tela do equipamento, como na Figura 21, foi possível ver o valor da rotação do eixo, o valor de rotação desejado (*set point*), o torque oriundo do transdutor e “DC” que representa o percentual de esforço do motor elétrico para manter a rotação no valor desejado.



Figura 21 - Sistema de controle de rotação



Fonte: Elaborado por Melo Jr. (2014).

Para a coleta de sinais de vibração foi utilizado o túnel de vento que se encontra no laboratório LAERO/UFC, que é o laboratório de aerodinâmica e mecânica dos fluidos da Universidade Federal do Ceará. O túnel de vento apresenta uma seção de teste de 500 x 500 mm<sup>2</sup> e um exaustor com potência de 2 HP axial trifásico, modelo E100 T8, de dimensões Ø=100 cm por 46 cm de comprimento e vazão de 422 m<sup>3</sup>/min para movimentar o ar dentro do túnel. A Figura 22 apresenta o Túnel de vento.

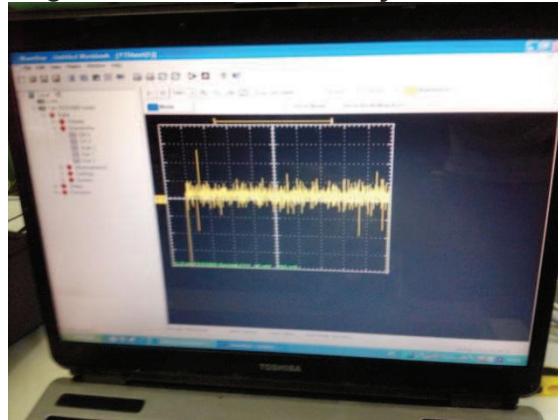
Figura 22 - Túnel de vento



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 23 apresenta o sinal de vibração colhido pelos equipamentos.

Figura 23 - Sinal de vibração coletado



Fonte: Elaborado pelo autor.

Neste trabalho, foi utilizado um acelerômetro da *Brüel & Kjaer*, tipo 4384V de sensibilidade  $1 \text{ pC/ms}^2$ . O componente tem 13,5 mm de diâmetro e 11 g de peso.

O acelerômetro manda o sinal capturado para o amplificador, foi utilizado um amplificador da *Brüel&Kjaer*, tipo 2692. O amplificador apresenta filtros com duplo integrador, com limite mínimo e máximo de 1 Hz a 1 kHz,. Os filtros têm a função de coletar as frequências dentro de uma faixa determinada e rejeitar frequências como ruídos. A Figura 24 mostra o amplificador utilizado.

Figura 24 - Amplificador



Fonte: Elaborado por Melo Jr. (2014).

O sinal filtrado foi então mostrado no osciloscópio, que é um instrumento de medida eletrônico que cria um gráfico bidimensional visível de uma ou mais diferenças de potencial. O eixo horizontal do ecrã (monitor) normalmente representa o tempo, tornando o instrumento útil para mostrar sinais periódicos. O eixo vertical comumente mostra a tensão.



O osciloscópio utilizado, como na Figura 25, foi da marca Tektronix, modelo TBS 1062, com resposta de frequência de 60 MHz e taxa de amostragem máxima de 1 GS/se na Figura 26 apresenta todos os equipamentos citados para a coleta do sinal.

Figura 25 - Osciloscópio



Fonte: Elaborado por Melo Jr. (2014).

Figura 26 - Osciloscópio, amplificador e notebook



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 6.4. Captura de sinais de vibração

Os conjuntos de pás avaliados foram onde  $\lambda = 6$  e  $7$ , cada pá dos dois conjuntos possui comprimento de 20 cm. As situações testadas, tanto para o rotor de  $\lambda = 6$  como para o de  $\lambda = 7$ , foram: condição normal, uma pá desbalanceada e duas pás desbalanceadas.

Os testes foram feitos utilizando as rotações de 700 RPM, 900 RPM e 1100 RPM para o  $\lambda = 6$  para cada situação de teste e as rotações de 600 RPM, 900 RPM e 1200 RPM para o  $\lambda = 7$  para cada situação de teste. E para cada condição foram capturados vinte sinais, totalizando 360 sinais capturados.

A taxa de amostragem foi de 5000 pontos por segundo, e o filtro deixava passar apenas frequências entre 1 e 100 Hz. A janela de dados capturados no osciloscópio foi de meio segundo, totalizando 2500 pontos.

A condição normal simula uma turbina eólica sem defeitos, onde o rotor, as pás e o eixo estão balanceados e alinhados. A condição de normalidade foi garantida pela impressão 3D das pás, onde o conjunto com as três pás é impresso de uma só vez, garantindo assim a similaridade das pás, inclusive com o mesmo peso (MELO JR., 2014).

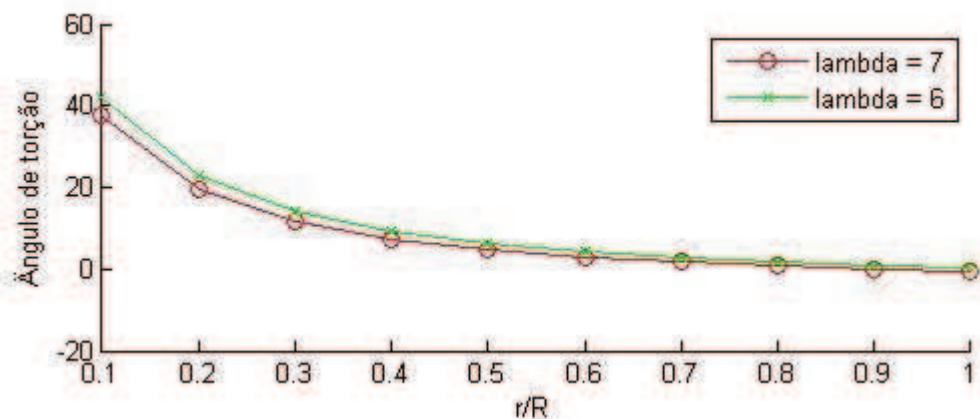
Para a condição de desbalanceamento das pás foi adicionado um peso de 3g no centro da pá, tal peso representa 10% do peso da pá, aproximadamente, capaz de deixar o rotor desbalanceado.

## 7. RESULTADOS E DISCURSÃO

### 7.1. Projeto das pás

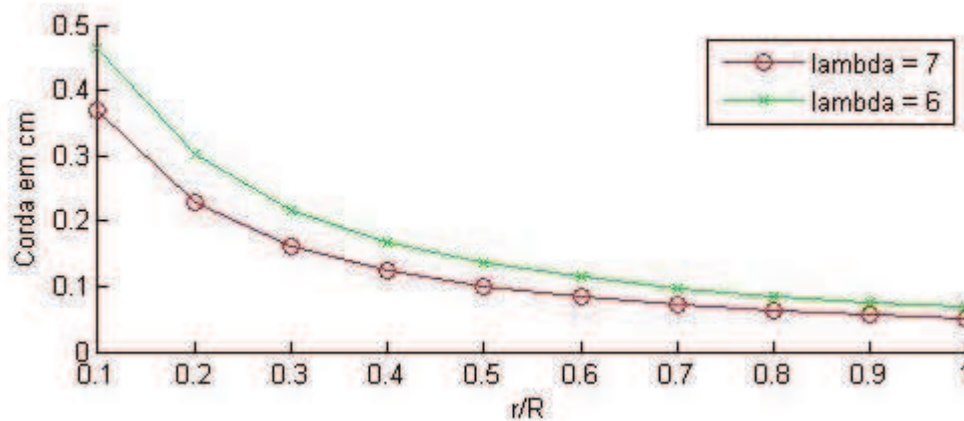
A geometria das pás, para os valores de  $\lambda$  de projeto 6 e 7, foi descrita a partir da dependência da corda do perfil e do ângulo de torção como função da dimensão radial ao longo da pá. Os Gráficos 12 e 13 mostram as curvas de afilamento e torção das pás, respectivamente, utilizadas nos testes.

Gráfico 12 - Curvas de torção das pás



Fonte: Elaborado pelo autor.

Gráfico 13 - Curvas de afilamento das pás

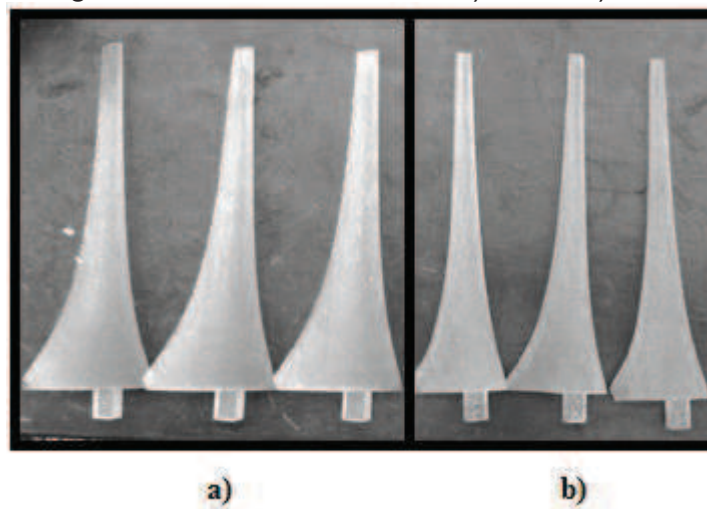


Fonte: Elaborado pelo autor.

### 7.2. Fabricação das pás

Após o projeto das pás de  $\lambda = 6$  e  $7$ , iniciou-se a fabricação. A Figura 27 apresenta os dois conjuntos de pás fabricadas pela impressora 3D.

Figura 27 - Pás construídas: a)  $\lambda = 6$ ; b)  $\lambda = 7$



Fonte: Elaborado por Bezerra (2014).

### 7.3. Resultados da análise de vibração

Todos os métodos utilizados para realizar as análises dos sinais de vibração foram desenvolvidos no MATLAB. Todos os algoritmos dos métodos estão disponíveis nos apêndices A, B, C e D.

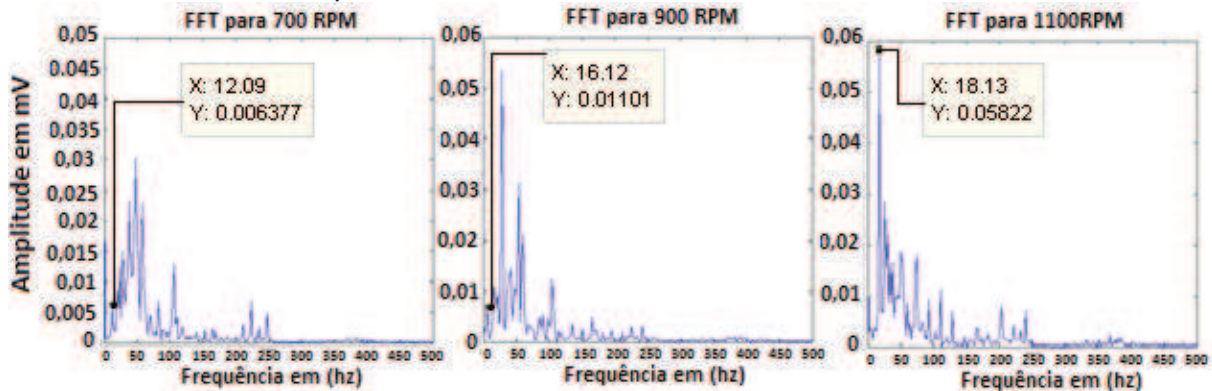
Avaliação dos dados de vibração com rotor balanceado, usando o conjunto de pás de  $\lambda = 6$  nas rotações, aproximadamente, de 700, 900 e 1100 RPM.

No Gráfico 14, através da FFT, constatou-se que as amplitudes de vibração são de origem da rotação do rotor acoplado ao eixo, do motor elétrico, de outros componentes da turbina ou, até mesmo, da interação do vento com o acelerômetro provocando ruídos no espectro frequência.

Foi feita a análise da variação da amplitude somente na frequência do eixo para todos os sinais coletados, conforme com um dos objetivos propostos, que foi de entender o comportamento de vibração no eixo do rotor balanceado e desbalanceado, as demais amplitudes de vibração são desconsideradas na análise pelo método FFT .

A amplitude de vibração referente à rotação do eixo, para as rotações de 700 e 900RPM, não é expressiva em relação às outras amplitudes como observado no espectro de frequência, no Gráfico 14.

Para os sinais coletados para a rotação de 1100RPM observou-se que os sinais de vibração apresentaram uma amplitude mais acentuada na frequência de rotação do eixo do rotor, possuindo maior amplitude que as demais.

Gráfico 14 - FFT para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 2 apresenta à média e o desvio padrão no método FFT para cada rotação com o conjunto de pás de  $\lambda = 6$  e rotor balanceado.

Tabela 2 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$ 

Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
700	0,0055557	0,001354119
900	0,0077254	0,001978195
1100	0,053286	0,008485856

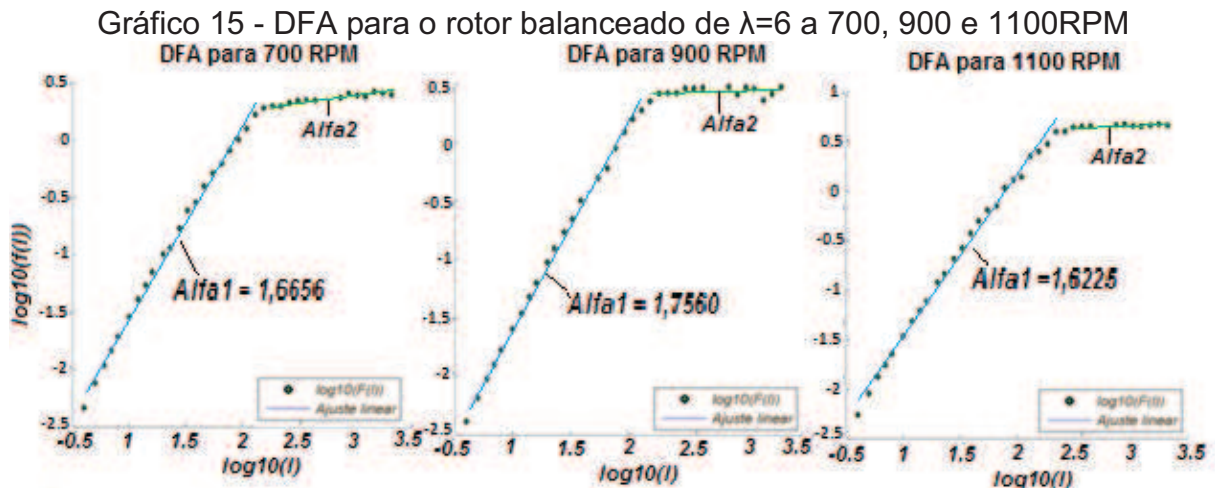
Fonte: Elaborado pelo autor.

Constatou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na amplitude de vibração média de quase 40%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM a amplitude aumentou quase que 7 vezes, observou-se que acima de 1000RPM o eixo do rotor começou a vibrar com maior intensidade.

No Gráfico 15 foram plotados os resultados do método DFA para o conjunto de pás balanceadas de  $\lambda = 6$  com rotações de 700, 900 e 1100 RPM. As inclinações das retas determinaram as escalas dos expoentes, Pôde-se observar que o sinal da vibração apresentou persistência positiva (autossimilaridade) até certo tamanho de amostra, chamado de Alfa1, e depois apresentou uma mudança na autossimilaridade do sinal, chegando a ser descorrelacionada em Alfa2, toda a parte descorrelacionada foi desconsiderada.

A persistência positiva em um sinal de vibração representa uma amplitude de vibração que se repete em intervalos iguais de tempo para todo o sinal. A anti-persistência representa a amplitude de vibração que perde a periodicidade rapidamente.

Para Alfa2 não ocorre perda de periodicidade na amplitude de vibração, mas por apresentar uma quantidade de elementos por caixa acima o suficiente para acarretar em erro no ajuste linear, por isso que foi desconsiderado.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 3 apresenta à média do alfa1 e o desvio padrão no método DFA para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$  para cada rotação.

Tabela 3 – Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$

Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
700	1,6897	0,0401
900	1,7398	0,0246
1100	1,611	0,0255

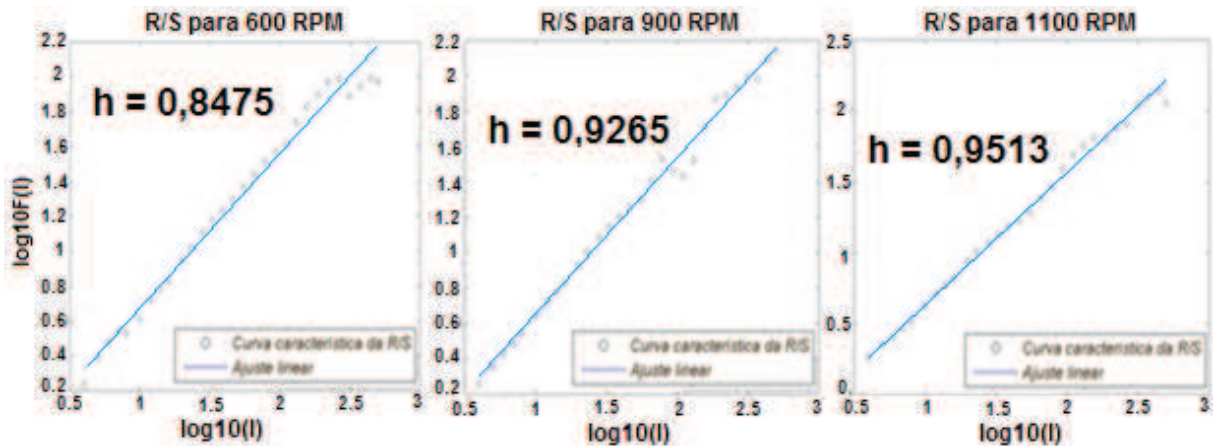
Fonte: Elaborado pelo autor.

Foi possível observar que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento no valor do expoente alfa1 médio de quase 3%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM ocorreu uma queda no valor do expoente de quase que 7,5%, como o método DFA analisou toda a vibração capturada, diferente do FFT que possibilitou analisar somente a amplitude da oscilação na rotação do eixo, notou-se que as vibrações fora do eixo do rotor influenciam significativamente no expoente das duas rotações mais baixas.

No Gráfico 16 foram plotados os resultados do método de *Hurst* para o rotor de pás balanceadas de  $\lambda=6$  nas rotações de 700, 900 e 1100 RPM. As inclinações das retas determinam o expoente de *Hurst*, Constatou-se que os sinais de vibração apresentam persistência positiva (autossimilaridade).



Gráfico 16- Método de *Hurst* para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 4 apresenta à média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação, notou-se que o valor médio dos expoentes de *Hurst* aumenta de acordo com o aumento da velocidade da rotação.

Tabela 4 - Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o rotor balanceado de  $\lambda = 6$

Rotação em RPM	Média da amplitude	Desvio Padrão
700	0,8783	0,0237
900	0,8908	0,0235
1100	0,9191	0,0183

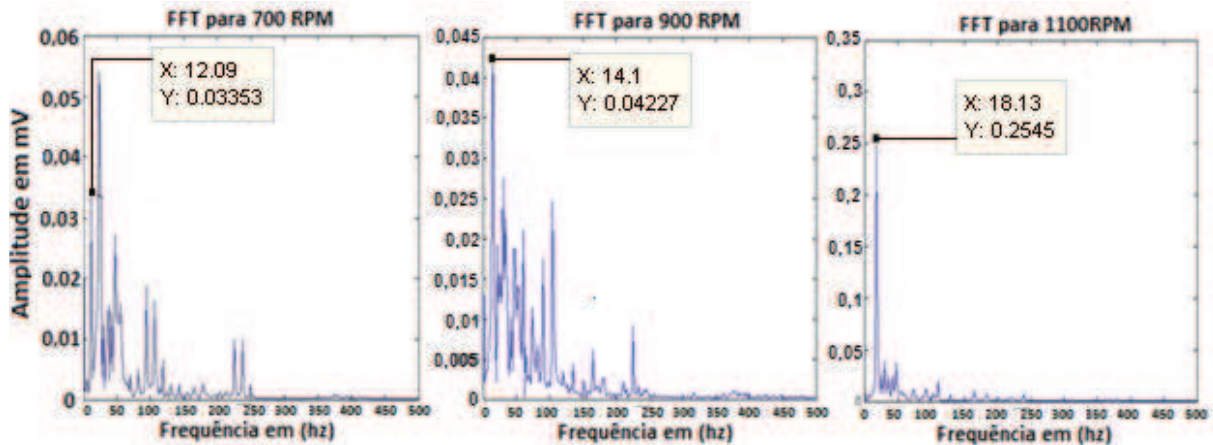
Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento no expoente de *Hurst* de 1,5% aproximadamente, e da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM o expoente de *Hurst* aumentou para 3,1%, os ruídos de vibração capturados pelo acelerômetro influenciam, também, no método de *Hurst*.

Avaliação dos dados do sistema com rotor desbalanceado em uma pá, usando o conjunto de pás de  $\lambda = 6$  nas rotações, aproximadamente, de 700, 900 e 1100 RPM.

No Gráfico 17 percebeu-se que a amplitude de vibração na rotação de 700 RPM não é a origem da maior vibração, mas para as rotações de 900 e 1100 RPM a oscilação no eixo foi a maior.

Gráfico 17 -FFT para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 5 apresenta a média e o desvio padrão no método FFT para cada rotação com o conjunto de pás de  $\lambda = 6$  e rotor desbalanceado em uma pá.

Tabela 5 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$

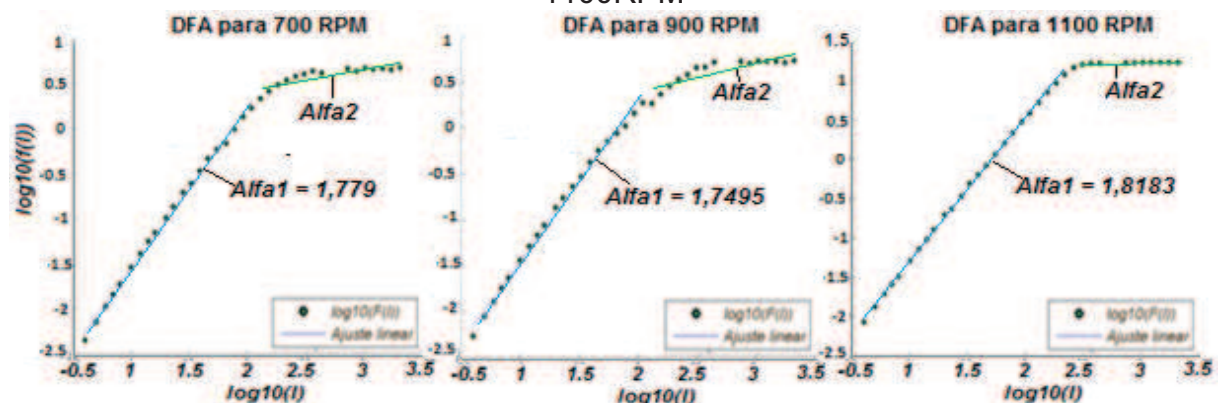
Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
700	0,0256775	0,003336891
900	0,044267	0,002621131
1100	0,258855	0,002713606

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na amplitude de vibração média de 72,4%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM a amplitude de vibração média aumenta quase que 6 vezes.

No Gráfico 18 foram plotados os gráficos do método DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$  e rotações de 700, 900 e 1100 RPM.

Gráfico 18 - DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$  a 700,900 e 1100RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.



A Tabela 6 apresenta a média do alfa1 e o desvio padrão no método DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$  para cada rotação.

Tabela 6 - Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$

Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
700	1,7673	0,0300
900	1,7217	0,0187
1100	1,8063	0,0075

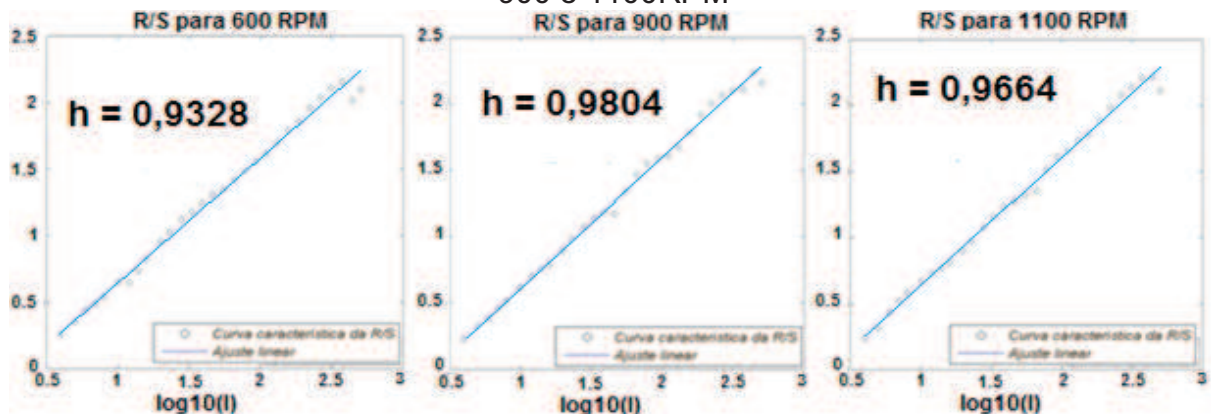
Fonte: Elaborado pelo autor.

Constatou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900 RPM ocorreu uma queda no valor do expoente médio alfa1 de quase 2,5%, da rotação de 900 RPM para a rotação de 1100 RPM ocorreu um aumento no valor do expoente de quase 5%. Os ruídos continuam influenciando nos resultados para 700 e 900 RPM.

A redução do valor do expoente médio alfa1 da rotação de 700 RPM para 900 RPM ocorreu pelo fato do método DFA ter analisado a complexidade do sinal, ao invés de ter analisado somente a rotação do eixo. O método DFA não analisa uma amplitude específica, como a amplitude de vibração no eixo, quando outras amplitudes de intensidade igual ou maior competem, mas para a rotação de 1100 RPM o método DFA obteve exceto na análise da vibração, pois a amplitude de vibração do eixo se destaca em relação às outras, o método DFA entendeu que as outras vibrações são tendências e foram desconsideradas pelo próprio método DFA automaticamente, a complexidade dos sinais foi observada no espectro de frequência no Gráfico 17, tal análise se repete para as demais situações.

No Gráfico 19 foram plotados os resultados do método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda=6$  com rotações de 700, 900 e 1100 RPM.

Gráfico 19 - Método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 7 apresenta à média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação, notou-se que o valor médio dos expoentes de *Hurst* aumenta de acordo com o aumento da velocidade da rotação.

Tabela 7-Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 6$

Rotação em RPM	Média de $h$	Desvio Padrão
700	0,9317	0,0201
900	0,9454	0,0234
1100	0,9748	0,0204

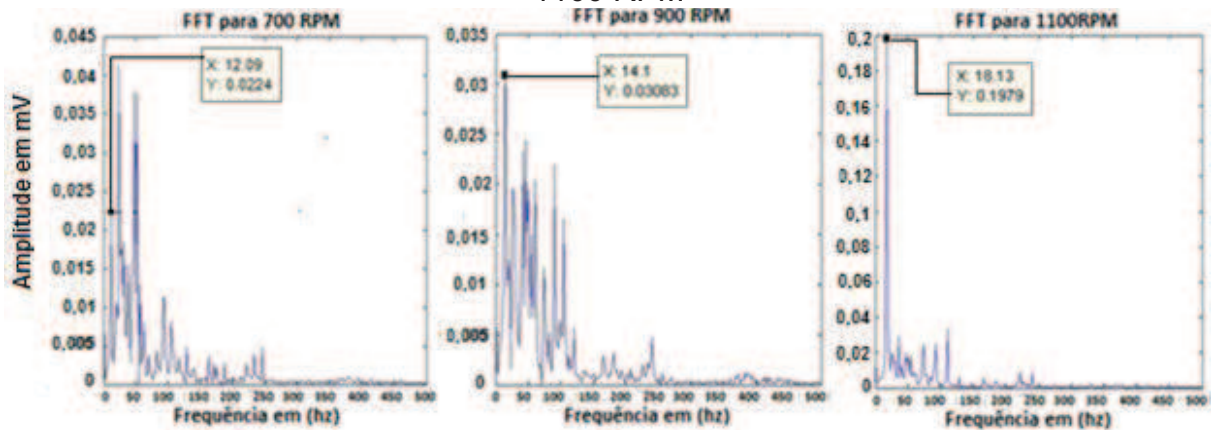
Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento no expoente de *Hurst* de 0,8% aproximadamente, da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM o expoente de *Hurst* aumentou em torno de 3,1%.

Avaliação dos dados do sistema com o rotor desbalanceado em duas pás, usando o conjunto de pás de  $\lambda=6$ .

No Gráfico 20 notou-se que a amplitude de vibração em relação à rotação do eixo não foi a origem da maior vibração reconhecida na rotação 700RPM, a amplitude da oscilação na rotação 900RPM foi a maior e a 1100RPM a amplitude de vibração foi intensa.

Gráfico 20 - FFT para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 8 apresenta a média e o desvio padrão no método FFT para cada rotação com o conjunto de pás de  $\lambda = 6$  e rotor desbalanceado em duas pás.

Tabela 8 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$

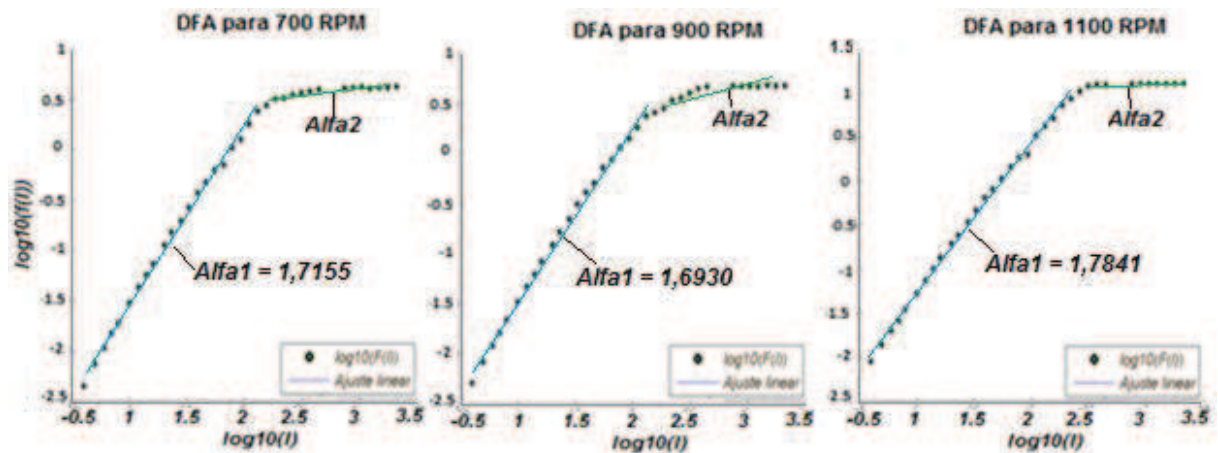
Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
700	0,020235	0,002192404
900	0,032446	0,0018684
1100	0,200405	0,002832235

Fonte: Elaborado pelo autor.

Foi possível observar que da rotação de 700 RPM para a de 900 RPM ocorreu um aumento na amplitude de vibração média de quase 60%, na rotação de 900 RPM para a rotação de 1100 RPM a amplitude de vibração aumenta mais que 6 vezes.

No Gráfico 21 apresenta os resultados do método DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$  e nas rotações de 700, 900 e 1100 RPM.

Gráfico 21 - DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda=6$  a 700, 900 e 1100RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 9 apresenta à média do alfa1 e o desvio padrão no método DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$  para cada rotação.

Tabela 9 - Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$

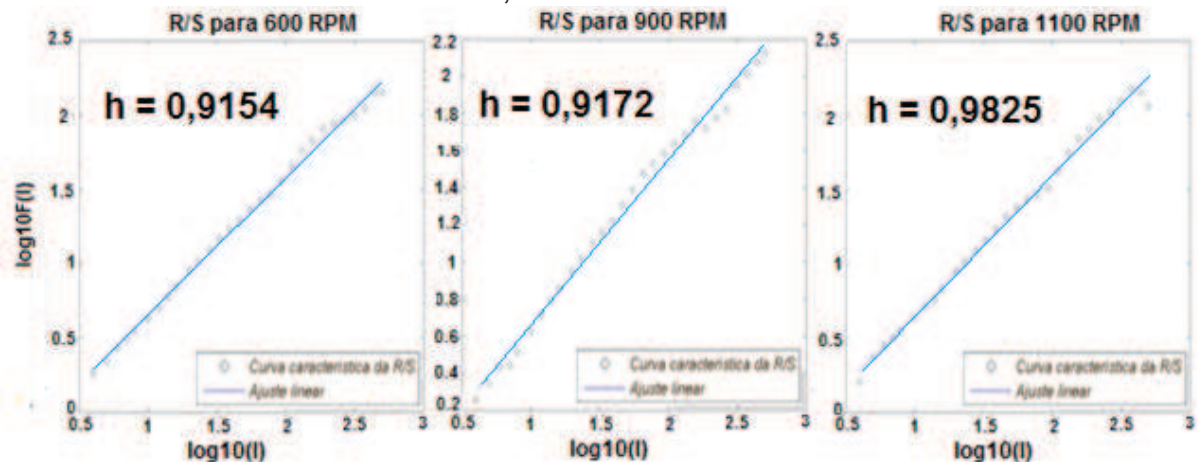
Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
700	1,7790	0,0249
900	1,7136	0,0243
1100	1,7278	0,0055

Fonte: Elaborado pelo autor.

Atentou-se que da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu uma redução no valor do expoente médio alfa1 de 3,6%, na transição da rotação de 900RPM para a de 1100 RPM sucedeu-se em um aumento no valor do expoente de quase que 1%%. Os ruídos continuam influenciando nos resultados para 700 e 900 RPM como já citado anteriormente.

No Gráfico 22 apresenta os resultados do método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda=6$  nas rotações de 700, 900 e 1100RPM.

Gráfico 22 - Método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$  a 700, 900 e 1100 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 10 apresenta à média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação.

Tabela 10-Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 6$

Rotação em RPM	Média de h	Desvio Padrão
700	0,9203	0,0168
900	0,9247	0,0274
1100	0,9755	0,0269

Fonte: Elaborado pelo autor.

Da rotação de 700 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento no expoente de *Hurst* de 0,4%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1100 RPM o expoente de *Hurst* aumentou 5,4%%. Os ruídos continuam influenciando nos resultados para 700 e 900 RPM.

A partir dos dados obtidos para a pá de  $\lambda = 6$ , foi realizada a análise de vibração para cada rotação, então, considerou-se a variação do balanceamento do rotor em uma determinada rotação.

Obteve-se no método FFT para a rotação de 700 RPM a amplitude de oscilação média aumentada em 4,6 vezes da situação normal para a desbalanceada em uma pá e a amplitude diminuiu quase 21% da situação desbalanceada em uma pá para a situação desbalanceada em duas pás.

Para a rotação de 900 RPM a amplitude de oscilação média aumenta em 5,7 vezes da situação normal para a desbalanceada em uma pá e a amplitude diminuiu quase 27% da situação desbalanceada em uma pá para a situação desbalanceada em duas pás.

Para a rotação de 1100 RPM a amplitude de oscilação média aumenta em 4,8 vezes da situação normal para a desbalanceada em uma pá e a amplitude diminuiu quase 23% da situação desbalanceada em uma pá para a situação desbalanceada em duas pás.

Pelo método FFT, notou-se que a amplitude de vibração média no eixo do rotor para a pá de  $\lambda = 6$  aumentou intensamente da situação balanceada para a desbalanceada em uma pá para todas as rotações e, depois, diminuiu da situação desbalanceada em uma pá para duas pás desbalanceadas, também, em todas as três velocidades de rotação.

Foi feito as mesmas análises para as mesmas rotações em situações diferentes, tal como foi feito para o FFT, mas agora para o método DFA.

Tem-se, no método DFA para a rotação de 700 RPM, que o expoente alfa1 médio aumentou 4,6 % da situação normal para a desbalanceada em uma pá e o expoente alfa1 médio diminuiu 0,7% da situação desbalanceada em uma pá para a situação desbalanceada em duas pás.

Para a rotação de 900 RPM o expoente alfa1 médio diminuiu em cerca de 1% da situação normal para a desbalanceada em uma pá e diminuiu, aproximadamente, 0,5% da situação desbalanceada em uma pá para a desbalanceada em duas pás.

Para a rotação de 1100 RPM o expoente alfa1 médio aumentou, aproximadamente, 12% da situação normal para a desbalanceada em uma pá e diminuiu quase 4,3% da situação desbalanceada em uma pá para a situação desbalanceada em duas pás.

Pelo método DFA para a pá de  $\lambda = 6$ , notou-se que o expoente alfa1 médio aumentou pouco, se comparado com o método FFT, da situação balanceada para a desbalanceada em uma pá para todas as rotações e, depois, diminuiu levemente da situação desbalanceada em uma pá para a com duas pás desbalanceadas. Para a rotação de 1100 RPM o método DFA conseguiu analisar a vibração no eixo como o método FFT, comparando os resultados na Tabela 13.

Tal como mencionado anteriormente, o método DFA analisa todas as amplitudes de vibração, e não somente a amplitude de rotação do eixo, mas quando a amplitude de vibração do eixo do rotor é mais intensa que as demais vibrações o DFA entende que as demais vibrações são tendências e são eliminadas automaticamente, analisando somente a vibração emitida pelo eixo do rotor.



Para as rotações de 700 e 900 RPM foi possível perceber que o método DFA analisou todas as amplitudes. Notou-se, pois, para a rotação de 1100 RPM que o método DFA observou a amplitude de vibração no eixo e as demais amplitudes foram desconsideradas, tal constatação foi possível analisando os Gráficos 14, 17 e 20 da FFT, analisando os dados obtidos com o método DFA e a variação de comportamento no PCA do método DFA nas Tabelas 11, 12 e 13. Logo o método DFA obteve êxito somente para a rotação de 1100 RPM para a análise de vibração no eixo.

Foi feito a mesma análise para as mesmas velocidades rotação em situações diferentes, tal como foi feito para o FFT e DFA, mas agora para o método *Hurst*.

Tem-se no método *Hurst* para a rotação de 700 RPM o expoente  $h$  médio aumentou em cerca de 6 % da situação normal para a desbalanceada em uma pá e diminuiu quase 1,2% da situação desbalanceada em uma pá para a desbalanceada em duas pás.

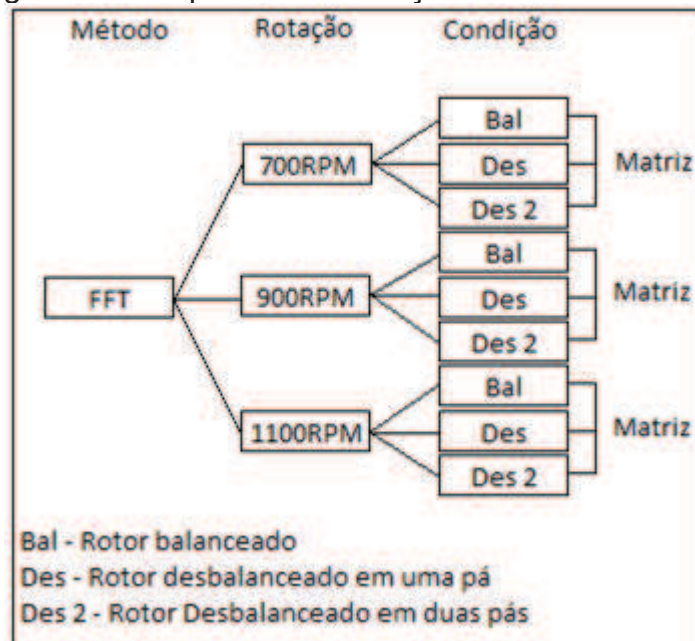
Para a rotação de 900 RPM o expoente  $h$  médio aumentou em cerca de 6% da situação normal para a desbalanceada em uma pá e diminuiu, aproximadamente, 2,2% da situação desbalanceada em uma pá para a desbalanceada em duas pás.

Para a rotação de 1100 RPM o expoente  $h$  médio aumentou em cerca de 6% da situação normal para a desbalanceada e uma pequena redução de 0,05%, sendo praticamente constante da situação desbalanceada em uma pá e desbalanceada em uma pá para a desbalanceada em duas pás.

O método de *Hurst* não obteve êxito na análise de vibração do eixo em nenhuma situação para o conjunto de pás de  $\lambda = 6$ , o método observou todas as amplitudes de vibração, tal constatação foi possível analisando os dados obtidos com o método *Hurst* e a variação de comportamento no PCA do método de *Hurst* nas Tabelas 11, 12 e 13.

Análise dos resultados obtidos nos métodos FFT, DFA e R/S da pá de  $\lambda = 6$  nas rotações de 700, 900 e 1100RPM no PCA, onde a matriz de dados de entrada no PCA foi rotor balanceado, desbalanceado em uma pá e desbalanceado em duas pás, respectivamente. O esquema para ilustrar como foram obtidas as matrizes de dados foi apresentado na Figura 28, nove matrizes foram obtidas no total para o  $\lambda = 6$ .

Figura 28 - Esquema da obtenção da matriz de dados



Fonte: Elaborado pelo autor.

Através das tabelas 11, 12 e 13 observou-se a variância em cada componente. O método PCA obteve os melhores resultados para a rotação de 1100 RPM nos métodos FFT e DFA, pois apresentaram maior variância nas duas primeiras componentes.

De acordo com o que foi estabelecido na análise de resultado para o método PCA, todas componentes que tiverem valor da variância abaixo de 0,7 serão desconsideradas.

Então, o método que apresenta a maior variação de padrão no PCA com o menor número possível de componentes, melhor explica a mudança de padrões de comportamento de vibração de tal método.

Nas Tabelas 11 e 12, o método FFT obteve melhores resultados, pois, precisou de duas componentes para explicar maior mudança de comportamento, a terceira componente foi desconsiderada por que apresentou variância menor que 0,7.

Os outros dois métodos apresentaram variância maior que 0,7 em todas as três componentes, levando a entender que os dados estão dispersos nas 3 componentes, sem uma variação padrão de comportamento.



Tabela 11 - Variância para pá de  $\lambda = 6$  a 700RPM

Lambda 6 - 700RPM									
Componentes Principais	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,302	1,1478	1,3043	43,40	38,26	43,48	43,40	38,26	43,48
PC2	1,0353	1,0069	0,9808	34,51	33,56	32,69	77,91	71,82	76,17
PC3	0,6627	0,8453	0,715	22,09	28,18	23,83	100	100	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 12 - Variância para pá de  $\lambda = 6$  a 900RPM

Lambda 6 - 900RPM									
Componentes Principais	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,3864	1,3268	1,1596	46,21	44,23	38,65	46,21	44,23	38,65
PC2	0,9195	0,8812	0,999	30,65	29,37	33,30	76,86	73,60	71,95
PC3	0,6941	0,792	0,8414	23,14	26,40	28,05	100	100	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nas Tabelas 13, os métodos FFT e DFA obtiveram os melhores resultados, pois, precisaram de duas componentes para explicar maior mudança de comportamento, a terceira componente foi desconsiderada por que apresentou variância menor que 0,7.

O método de *Hurst* apresentou variância maior que 0,7 em todas as três componentes, levando a entender que os dados estão dispersos nas 3 componentes, sem uma variação padrão de comportamento.

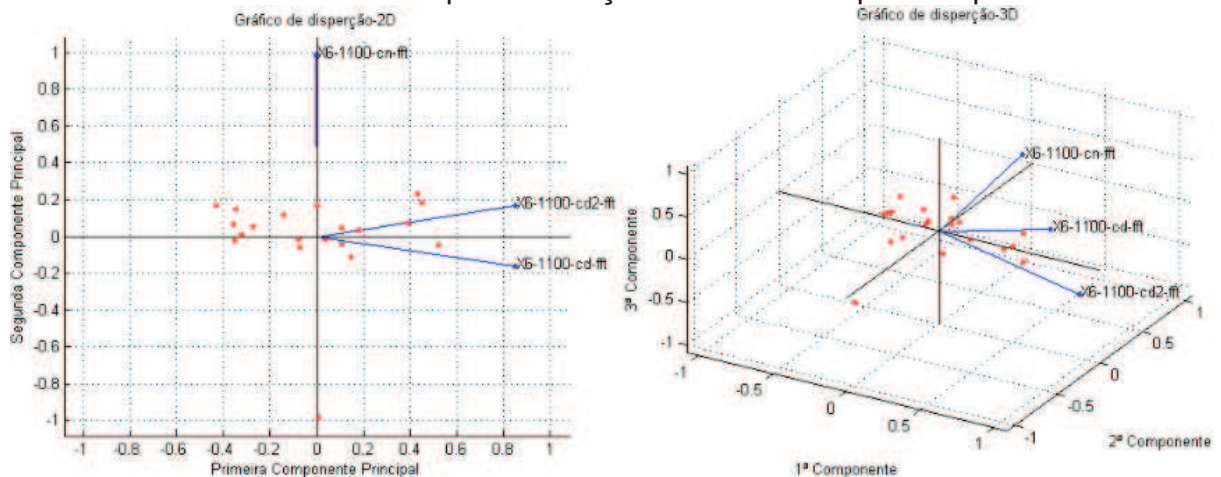
Então, foi possível analisar através dos resultados que para a rotação de 1100 RPM que o método DFA obteve resultados próximo ao método FFT no PCA, concluiu-se, através do PCA, que o método DFA foi eficaz, tão quanto o método FFT, na análise de vibração no conjunto de pás de  $\lambda = 6$  a 1100 RPM.

Tabela 13 - Variância para pá de  $\lambda = 6$  a 1100RPM

Lambda 6 - 1100RPM									
Componentes Principais	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,4452	1,4664	1,2555	48,17	48,88	41,85	48,17	48,88	41,85
PC2	1,0265	1,0038	0,9364	34,22	33,46	31,21	82,39	82,34	73,06
PC3	0,5283	0,5298	0,8081	17,61	17,66	26,94	100	100	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os Gráficos 23 e 24 relacionam os *scores* e *loads* dos métodos FFT e DFA no PCA para a rotação de 1100RPM nas três situações de vibração, vista no plano e no espaço. Notou-se como os dados apresentam maior distribuição nas duas primeiras componentes.

Gráfico 23 - PCA da FFT para a rotação de 1100RPM para as pás de  $\lambda = 6$ 

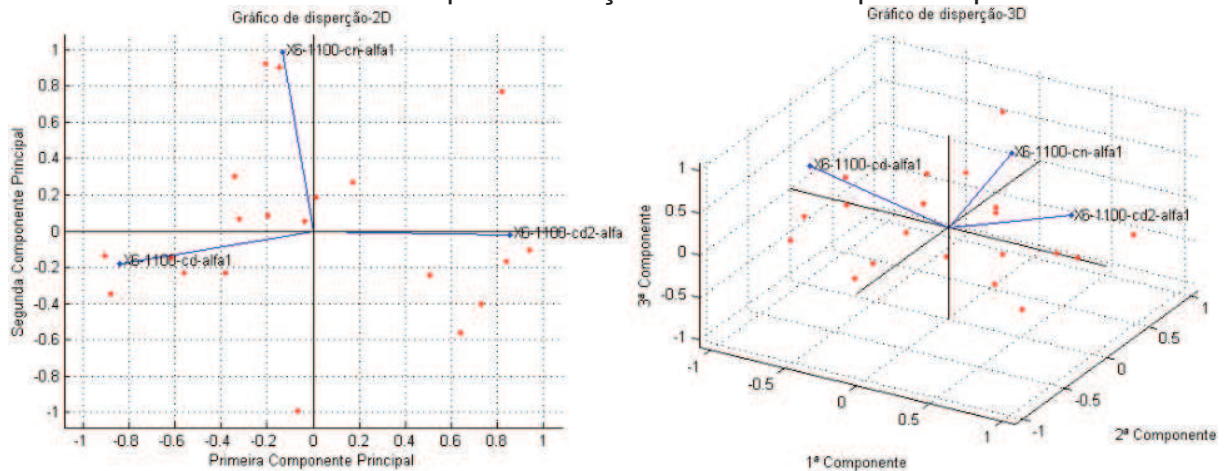
Fonte: Elaborado pelo autor.

No Gráfico 23 os *loads* são os traços azuis que saem da origem, e representam as 3 situações:

- X6-1100-cn-fft: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor balanceado, método FFT.
- X6-1100-cd-fft: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método FFT.
- X6-1100-cd2-fft: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor desbalanceado em duas pás, método FFT.

Os *loads* têm como função analisar a similaridade entre cada situação, quanto mais próximo uma situação da outra, mais parecido é o comportamento vibratório. A similaridade entre as situações não foi analisado neste trabalho.

Os *scores* são os pontos vermelhos no Gráfico 23, observou-se como os *scores* estavam agrupados ao longo da primeira componente, foi possível perceber, através do método FFT no PCA, que as amplitudes de vibração no eixo eram estáveis de um sinal para outro em cada situação.

Gráfico 24 - PCA da DFA para a rotação de 1100RPM para as pás de  $\lambda = 6$ 

Fonte: Elaborado pelo autor.

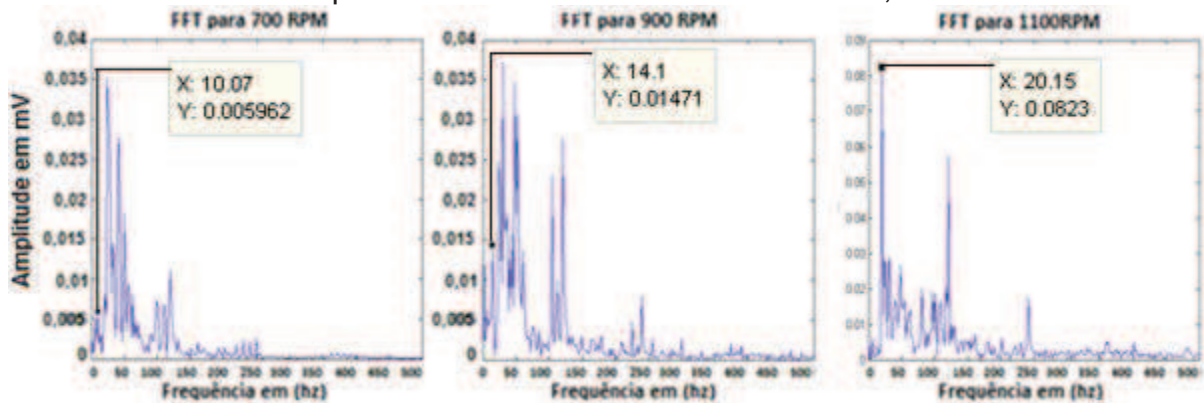
De acordo com o Gráfico 24 têm-se as 3 situações:

- X6-1100-cn-dfa: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor balanceado, método DFA.
- X6-1100-cd-dfa: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método DFA.
- X6-1100-cd2-dfa: pás de  $\lambda = 6$ , 1100 RPM, rotor desbalanceado em duas pás, método DFA.

Nos Gráficos 23 e 24 observou-se como os *scores* no método DFA estavam mais dispersos ao longo da primeira componente do que no método FFT, mas de acordo com a tabela 13 foi possível constatar que o método DFA obteve resultado similar com o FFT.

Avaliação dos dados do sistema com rotor balanceado, usando o conjunto de pás de  $\lambda = 7$  nas rotações, aproximadamente, de 600, 900 e 1200 RPM.

Tal como ocorreu para o  $\lambda = 6$ , também foi possível constatar para o  $\lambda = 7$  nas rotações de 600 e 900RPM as amplitudes de vibração no eixo do rotor não foram as maiores, porém foi predominante para a rotação de 1200RPM, como observado no espectro de frequência no Gráfico 25.

Gráfico 25 - FFT para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$  a 600, 900 e 1200RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 14 apresenta a média da oscilação e o desvio padrão para cada rotação de  $\lambda = 7$  e rotor balanceado.

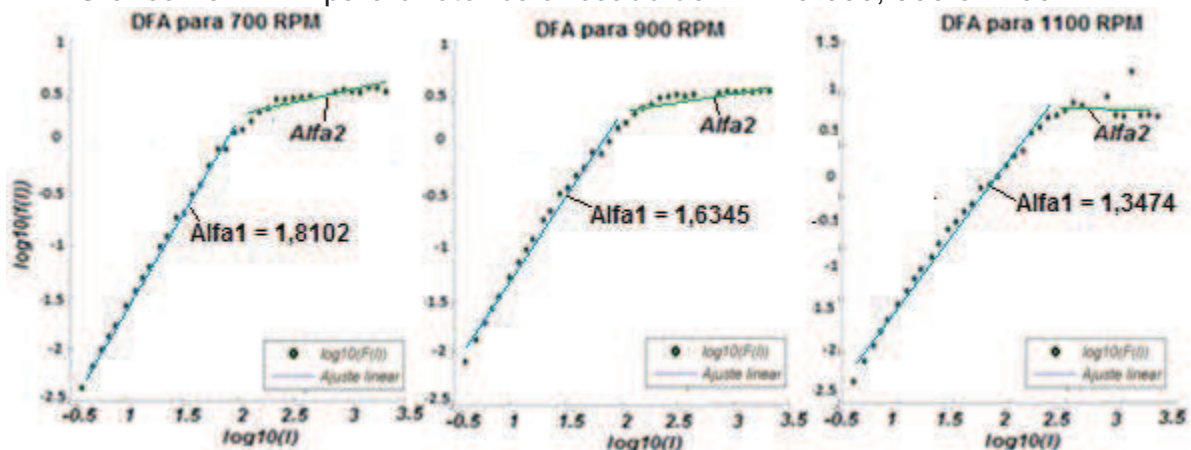
Tabela 14 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$ 

Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
600	0,004611575	0,001498343
900	0,0115611	0,00271083
1200	0,085617	0,005551934

Fonte: Elaborado pelo autor.

Notou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na amplitude de rotação média de 2,5 vezes, da rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM a amplitude aumentou 7,4 vezes.

No Gráfico 26 foram plotados os resultados do método DFA para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$  nas rotações de 600, 900 e 1200 RPM.

Gráfico 26 - DFA para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$  a 600, 900 e 1200 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.



Na Tabela 15 apresenta à média do alfa1 e o desvio padrão no método DFA para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$  para cada rotação.

Tabela 15 - Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor balanceado de  $\lambda = 7$

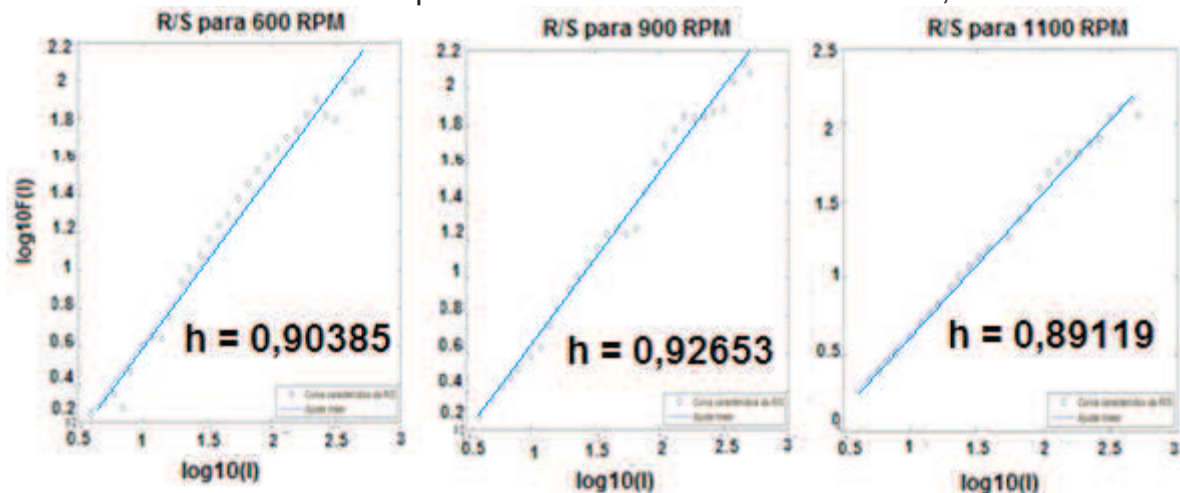
Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
600	1,7503	0,0348
900	1,6149	0,0417
1200	1,3687	0,0272

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu uma redução no valor médio do expoente alfa1 médio de 7,7%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM ocorreu uma queda de quase 15%, como o método DFA analisou toda a vibração capturada, diferente do FFT que possibilitou analisar somente a amplitude da oscilação na rotação do eixo, notou-se que as vibrações fora do eixo do rotor influenciam significativamente no expoente das duas rotações mais baixas.

O Gráfico 27 apresenta os resultados do método de *Hurst* para o rotor de pás balanceadas de  $\lambda=7$  com rotações de 600, 900 e 1200 RPM.

Gráfico 27 - Método de *Hurst* para o rotor balanceado de  $\lambda=7$  a 600, 900 e 1200 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 16 apresenta a média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação.

Tabela 16 - Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o  $\lambda = 7$  com o rotor balanceado

Rotação em RPM	Média de h	Desvio Padrão
600	0,8700	0,0266
900	0,8908	0,0235
1200	0,8959	0,0406

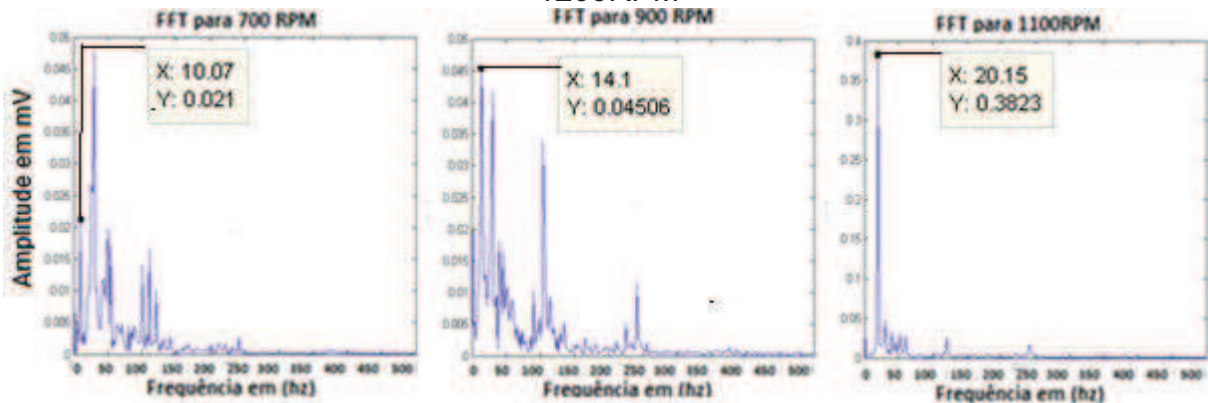
Fonte: Elaborado pelo autor.

Notou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na média do expoente de *Hurst* de 2,3% aproximadamente, da rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM ocorreu aumentou 0,5%, os ruídos de vibração capturados pelo acelerômetro influenciam, também, no método de *Hurst*.

Avaliação dos dados do sistema com rotor desbalanceado em uma pá, usando o conjunto de pás de  $\lambda=7$  nas rotações, aproximadamente, de 600, 900 e 1200 RPM.

No Gráfico 28 percebeu-se que a amplitude de vibração em relação à rotação de 600RPM no eixo não foi a origem da maior vibração, em 900RPM foi a maior, mas as outras amplitudes de vibração ainda podem influenciar nos resultados do DFA e no R/S e para 1200RPM a oscilação no eixo foi intensa.

Gráfico 28 - FFT para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$  a 600, 900 e 1200RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 17 apresenta à média e o desvio padrão para cada rotação com  $\lambda = 7$  e desbalanceado em uma pá.

Tabela 17 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$

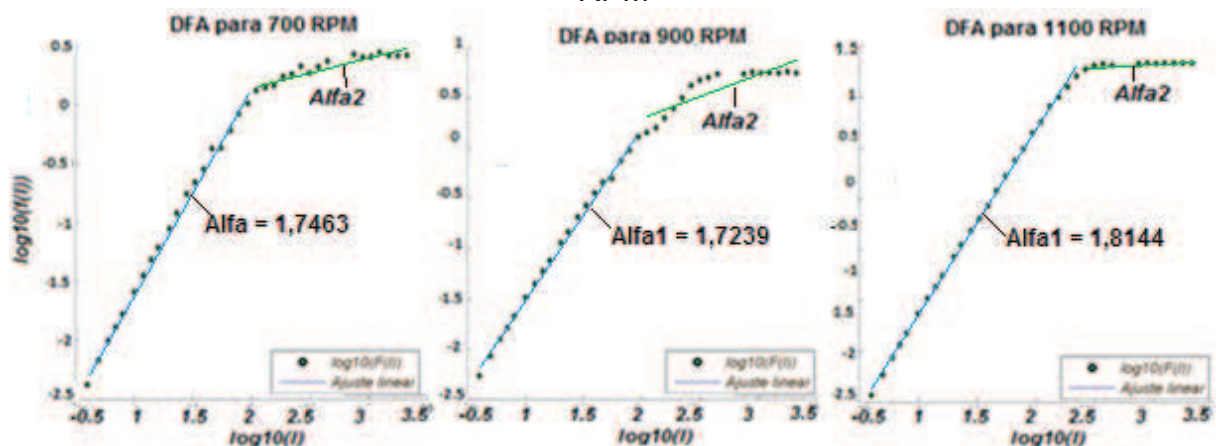
Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
600	0,0196095	0,00207017
900	0,0448565	0,003442185
1200	0,388935	0,006981349

Fonte: Elaborado pelo autor.

Da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na amplitude de vibração média de quase 2,3 vezes, na rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM a amplitude de vibração média aumenta 8,7 vezes.

No Gráfico 29 apresenta os resultados do método DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$  nas rotações de 600, 900 e 1200 RPM.

Gráfico 29 - DFA para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda=7$  e 600, 900 e 1200 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 18 apresenta a média do alfa1 e o desvio padrão para cada rotação para o rotor desbalanceado em uma pá.

Tabela 18 - Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$

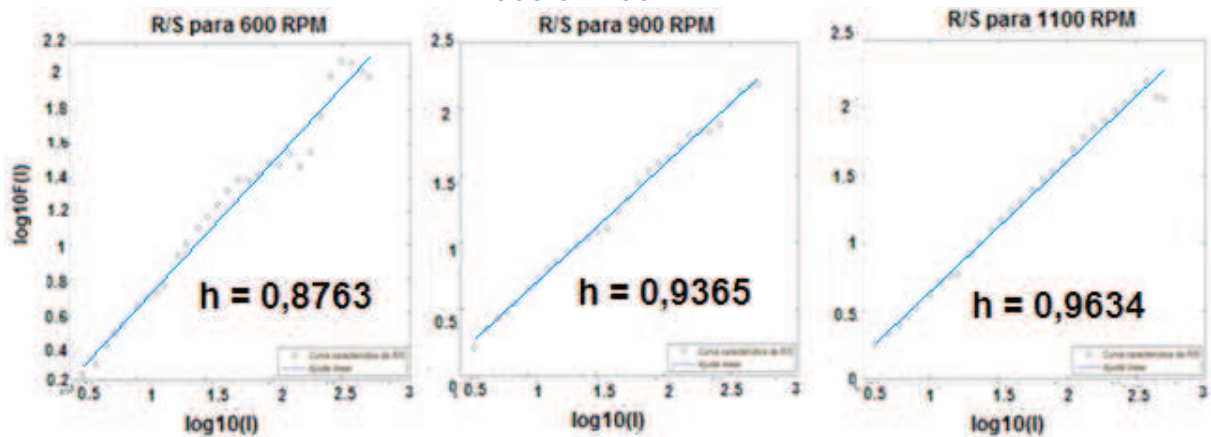
Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
600	1,7685	0,0338
900	1,6894	0,0220
1200	1,8088	0,0104

Fonte: Elaborado pelo autor.

Notou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu uma queda no valor do expoente alfa1 médio de quase 4,5%, da rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM ocorreu um aumento médio de 7%. Os ruídos continuam influenciando nos resultados para 600 e 900 RPM.

No Gráfico 30 apresenta o método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$  nas rotações de 600, 900 e 1200 RPM.

Gráfico 30 - Método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda=7$  a 600, 900 e 1200RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 19 apresenta a média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação.

Tabela 19-Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em uma pá de  $\lambda = 7$

Rotação em RPM	Média de h	Desvio Padrão
600	0,8978	0,0305
900	0,9345	0,0320
1200	0,9674	0,0162

Fonte: Elaborado pelo autor.

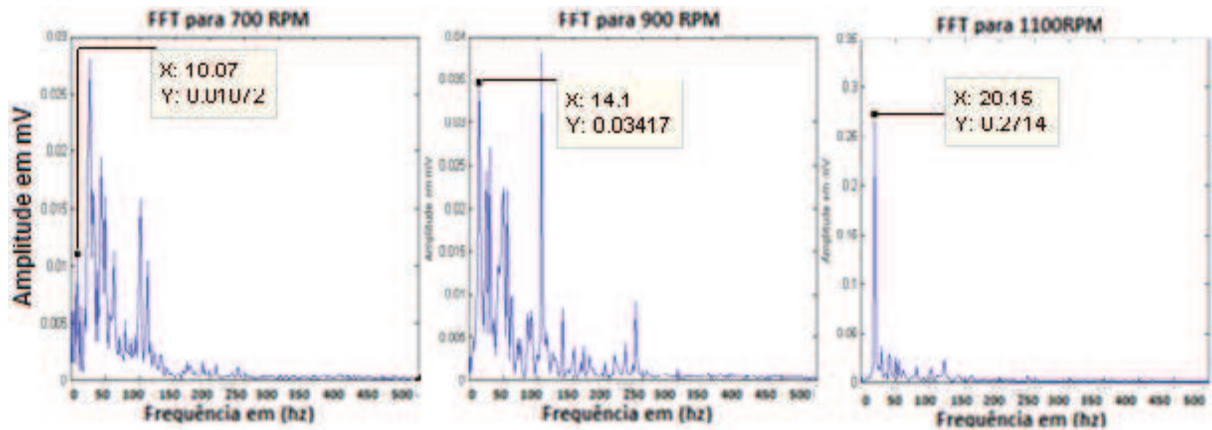
Foi possível analisar que da rotação de 600 RPM para a de 900 RPM ocorreu um acréscimo no expoente de *Hurst* médio de 4%%, e na rotação de 900 RPM para a rotação de 1200 RPM aumentou, aproximadamente, 3,5%.

A avaliação dos dados do sistema com o rotor desbalanceado em duas pás, usando o conjunto de pás de  $\lambda=7$ .

No Gráfico 31 percebeu-se que a amplitude de vibração em relação à rotação do eixo não foi a origem da maior vibração para as rotações de 600 e 900 RPM e no eixo a uma rotação de 1200 RPM a oscilação foi intensa o suficiente para que os ruídos externos influenciem muito pouco.



Gráfico 31 - FFT para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 7$  a 600, 900 e 1200 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 20, apresenta à média e o desvio padrão para cada rotação de  $\lambda = 7$  e desbalanceado em duas pás.

Tabela 20 - Média e o desvio padrão das oscilações para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 7$

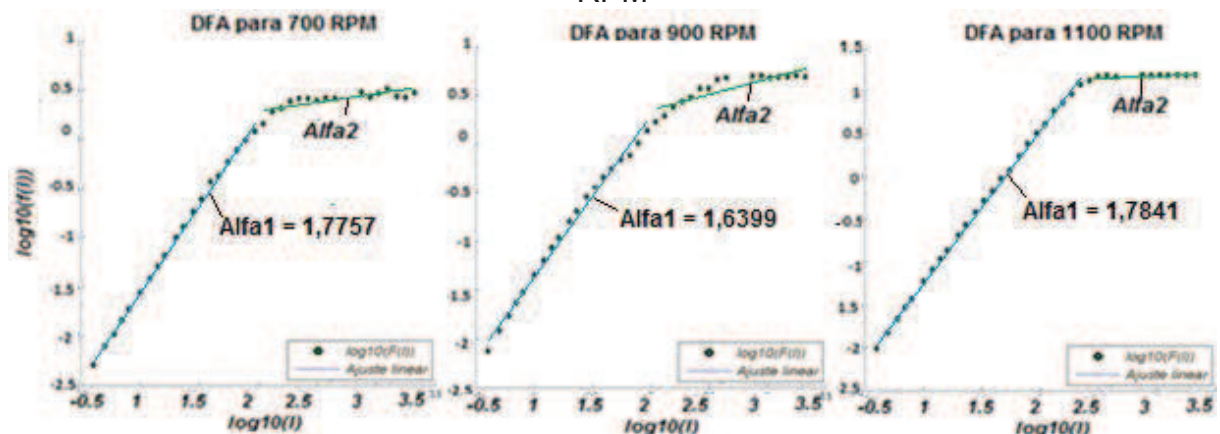
Rotação em RPM	Média da oscilação	Desvio Padrão da oscilação
600	0,01305525	0,001924893
900	0,0362755	0,002490773
1200	0,27143	0,006237754

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900RPM ocorreu um aumento na amplitude de rotação de quase 2,8 vezes, da rotação de 900RPM para a rotação de 1200 RPM o acréscimo foi de quase 7,5 vezes.

No Gráfico 32 apresenta o método DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 7$  nas rotações de 600, 900 e 1200 RPM.

Gráfico 32 - DFA para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda=7$  a 600, 900 e 1200 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 21 apresenta à média do alfa1 e o desvio padrão para cada rotação.

Tabela 21 - Média e desvio padrão do alfa1 para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 7$

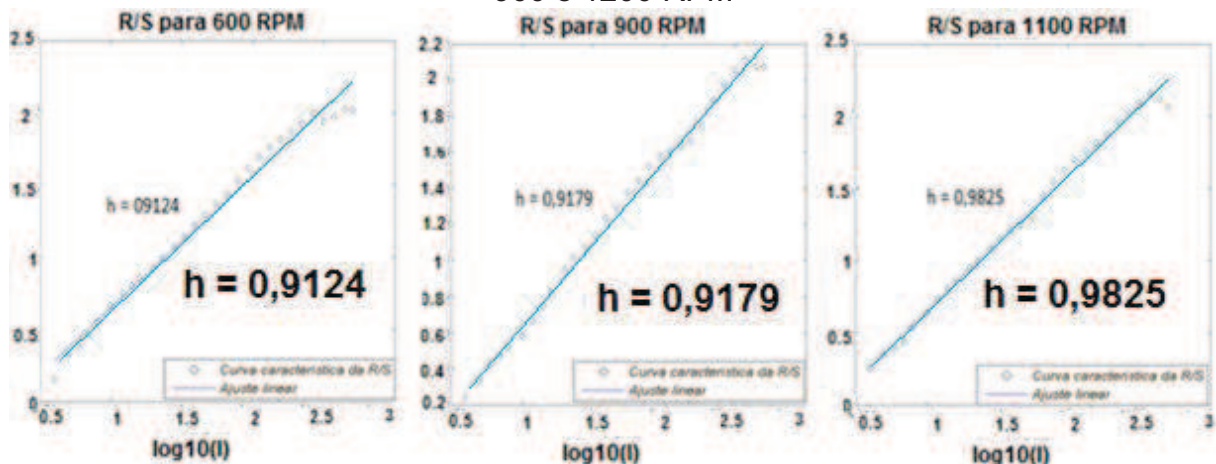
Rotação em RPM	Média do alfa1	Desvio Padrão do alfa1
600	1,7441	0,0189
900	1,6476	0,0202
1200	1,7819	0,0108

Fonte: Elaborado pelo autor.

Da rotação de 600 RPM para a de 900 RPM ocorreu uma queda no valor do expoente alfa1 médio de quase 5,5% do seu valor, na rotação de 900 RPM para a rotação de 1200 RPM ocorreu um aumento no valor do expoente de 8%.

No Gráfico 33 apresenta o método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda=7$  nas rotações de 600, 900 e 1200 RPM

Gráfico 33 - Método de *Hurst* para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda=7$  a 600, 900 e 1200 RPM



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 22 apresenta a média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para cada rotação.

Tabela 22–Média dos expoentes de *Hurst* e o desvio padrão para o rotor desbalanceado em duas pás de  $\lambda = 7$

Rotação em RPM	Média de h	Desvio Padrão
600	0,8837	0,0321
900	0,9140	0,0204
1200	0,9592	0,0154

Fonte: Elaborado pelo autor.

Notou-se que da rotação de 600 RPM para a de 900 RPM ocorreu um aumento na média do expoente de *Hurst* de 3,5% aproximadamente, na rotação de 900 RPM para a rotação de 1200 RPM, o aumento ficou em torno de 5%.

De acordo com a rotação para a pá de  $\lambda = 7$ , obteve-se no método FFT para a rotação de 600 RPM, que a amplitude de oscilação aumentou em 4,3 vezes da situação normal para a desbalanceada e a amplitude diminuiu 33,5% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 900 RPM a amplitude de oscilação aumentou em 3,9 vezes da situação normal para a desbalanceada e a amplitude diminuiu 19% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 1200 RPM a amplitude de oscilação aumentou em 4,5 vezes da situação normal para a desbalanceada e a amplitude diminuiu 30% da situação desbalanceada em uma pá para a situação em duas pás.

Pelo método FFT, notou-se que a amplitude de vibração médio no eixo do rotor para a pá de  $\lambda = 7$  aumentou intensamente da situação balanceada para a desbalanceada em uma pá para todas as rotações e, depois, diminuiu da situação desbalanceada em uma pá para duas pás desbalanceadas.

Feito as mesmas análises para as mesmas rotações em situações diferentes para o  $\lambda = 7$ , tal como foi feito para o FFT, mas agora para o método DFA.

No método DFA para a rotação de 600 RPM o expoente alfa1 médio aumentou 1,8% da situação normal para a desbalanceada e diminuiu quase 1,4% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 900 RPM o expoente alfa1 médio aumentou em 4,6% da situação normal para a desbalanceada e diminuiu, aproximadamente, 2,5% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 1200 RPM o expoente alfa1 médio aumentou 32% da situação normal para a desbalanceada e diminuiu quase 1,5% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Pelo método DFA para a pá de  $\lambda = 7$ , observou-se que o expoente alfa1 médio aumentou pouco da situação balanceada para a desbalanceada em uma pá para todas as rotações e, depois, diminuiu levemente da situação desbalanceada em uma pá para duas pás desbalanceadas. Para a rotação de 1200 RPM o método DFA conseguiu analisar a vibração no eixo como o método FFT, comparando os

resultados na Tabela 25.

Foi feito as mesmas análises para as mesmas rotações em situações diferentes, tal como foi feito para o FFT e DFA, mas agora para o método *Hurst*,

No método *Hurst* para a rotação de 600 RPM o expoente  $h$  médio aumentou 3,2 % da situação normal para a desbalanceada e diminuiu quase 1,5% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 900 RPM o expoente  $h$  médio aumentou em cerca de 5% da situação normal para a desbalanceada e diminuiu, aproximadamente, 2,2% da situação desbalanceada em uma pá para a em duas pás.

Para a rotação de 1200 RPM o expoente  $h$  médio aumentou em cerca de 8% da situação normal para a desbalanceada e sofre uma pequena queda de 0,85%, sendo praticamente constante da situação desbalanceada em uma pá para a situação em duas pás.

O método de *Hurst* não obteve êxito na análise de vibração do eixo em nenhuma situação para o conjunto de pás de  $\lambda = 7$ , o método observou todas as amplitudes de vibração, tal constatação foi possível analisando os dados obtidos com o método *Hurst* e a variação de comportamento no PCA do método de *Hurst* nas Tabelas 23, 24 e 25.

Na análise dos resultados obtidos nos métodos FFT, DFA e R/S da pá de  $\lambda = 7$  nas rotações de 600, 900 e 1200RPM no PCA, a matriz de dados foi organizado da mesma forma que a apresentada para o  $\lambda = 6$ .

Constatou-se através das tabelas 23, 24 e 25, que explicam a variância em cada componente, que o PCA obteve melhores resultados para a rotação de 600 e 900RPM no método FFT e 1200RPM nos métodos FFT e DFA, pois apresentaram maior variância nas primeiras componentes.

Tabela 23 - Variância para pá de  $\lambda = 7$  a 600RPM

Componentes Principais	Lambda 7 - 600RPM								
	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,7113	1,1352	1,2191	57,042	37,8396	40,6382	57,042	37,8396	40,6382
PC2	0,7231	1,017	0,9937	24,1027	33,9003	33,1226	81,1447	71,7399	73,7608
PC3	0,5657	0,8478	0,7872	18,8553	28,2601	26,2392	100	100	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 24 - Variância para pá de  $\lambda = 7$  a 900RPM

Lambda 7 - 900RPM									
Componentes Principais	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,4391	1,1131	1,1922	47,9688	37,1019	39,7402	47,9688	37,1019	39,7402
PC2	1,0829	1,0228	0,9997	36,0978	34,0921	33,3228	84,0666	71,194	73,063
PC3	0,478	0,8642	0,8081	15,9334	28,806	26,937	100	100	100

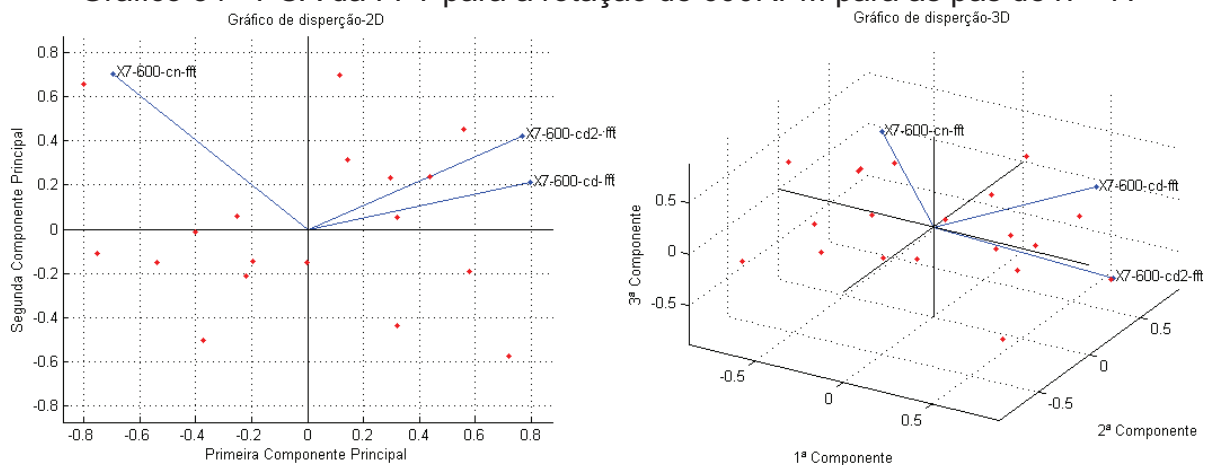
Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 25 - Variância para pá de  $\lambda = 7$  a 1200RPM

Lambda 7 - 1200RPM									
Componentes Principais	Variância			Variância explicada (%)			Variância acumulada (%)		
	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S	FFT	DFA	R/S
PC1	1,4876	1,4634	1,2548	49,5872	48,7795	41,8252	49,5872	48,7795	41,8252
PC2	1,0087	0,9949	1,0021	33,6243	33,163	33,4025	83,2115	81,9425	75,2277
PC3	0,5037	0,5417	0,7432	16,7885	18,0575	24,7723	100	100	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os Gráficos 34, 35, 36 e 37 relacionam os *scores* e *loads* do método FFT no PCA para as rotações de 600 e 900RPM, depois, FFT e DFA no PCA para a rotação de 1200RPM nas três situações, vistas no plano e no espaço.

Gráfico 34 - PCA da FFT para a rotação de 600RPM para as pás de  $\lambda = 7$ .

Fonte: Elaborado pelo autor.

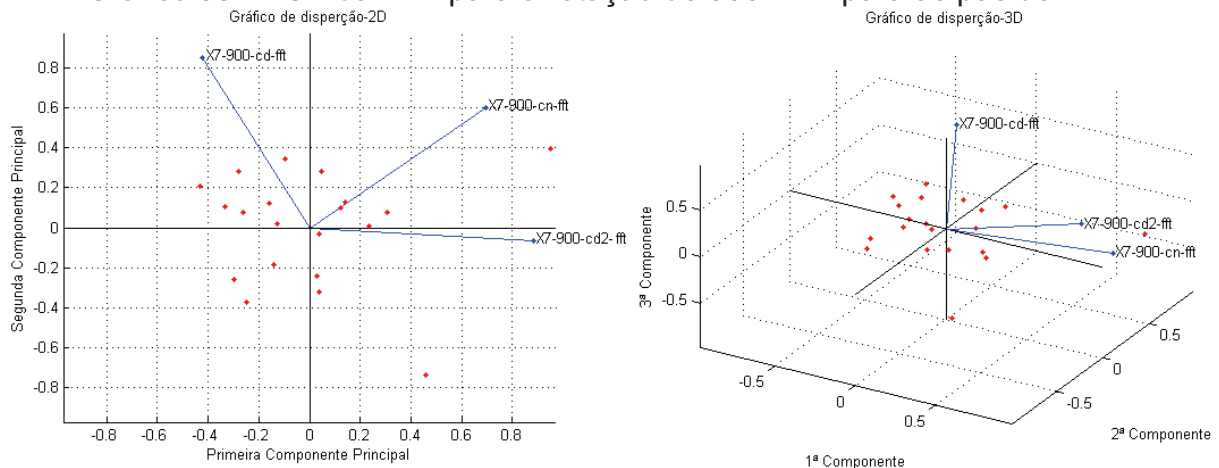
De acordo com o Gráfico 34 tem-se as 3 situações:

- X7-600-cn-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 600 RPM, rotor balanceado, método FFT.
- X7-600-cd-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 600 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método FFT.
- X7-600-cd2-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 600 RPM, rotor desbalanceado em duas pás, método FFT.

Para a rotação de 600 RPM, somente o método FFT foi possível observar maior variância nas duas primeiras componentes do PCA.



Gráfico 35 - PCA da FFT para a rotação de 900RPM para as pás de  $\lambda = 7$ .



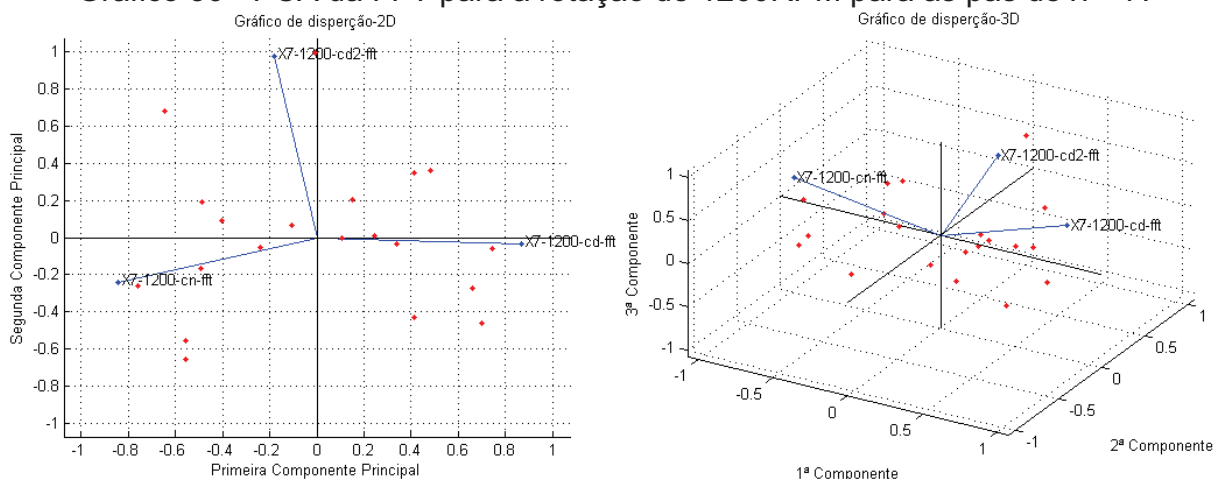
Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o Gráfico 35 têm-se as 3 situações:

- X7-900-cn-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 900 RPM, rotor balanceado, método FFT.
- X7-900-cd-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 900 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método FFT.
- X7-900-cd2-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 900 RPM, rotor desbalanceado em duas pás, método FFT.

Para a rotação de 900 RPM, somente o método FFT foi possível observar maior variância nas duas primeiras componentes do PCA.

Gráfico 36 - PCA da FFT para a rotação de 1200RPM para as pás de  $\lambda = 7$ .



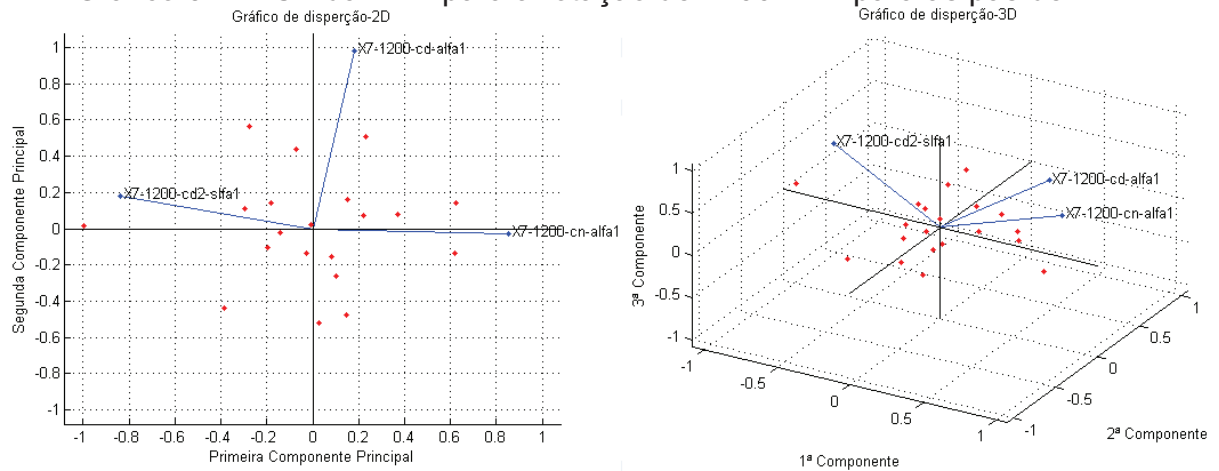
Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o Gráfico 36 tem-se as 3 situações:

- X7-1200-cn-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor balanceado, método FFT.
- X7-1200-cd-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método FFT.
- X7-1200-cd2-fft: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor desbalanceado em duas pás,

método FFT.

Gráfico 37 - PCA da DFA para a rotação de 1200RPM para as pás de  $\lambda = 7$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o Gráfico 37 tem-se as 3 situações:

- X6-1200-cn-dfa: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor balanceado, método DFA.
- X6-1200-cd-dfa: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor desbalanceado em uma pá, método DFA.
- X6-1200-cd2-dfa: pás de  $\lambda = 7$ , 1200 RPM, rotor desbalanceado em duas pás, método DFA.

Nos Gráficos 36 e 37 observou-se como os *scores* no método FFT estavam mais dispersos ao longo da primeira componente do que no método DFA, mas de acordo com a tabela 25 foi possível constatar que o método DFA obteve resultado similar com o FFT.

## 8. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi projetado e construído dois conjuntos de pás de perfil NREL S809 através da estereolitografia (impressão 3D) para que fossem testadas e usadas em ensaios de vibração. As pás produzidas mostraram uma boa qualidade e adequadas para a realização dos ensaios no túnel de vento.

Os ensaios foram realizados em várias condições de operação diferentes, com o objetivo de simular as adversidades que as turbinas eólicas enfrentam ao longo dos dias. Para induzir vibrações durante a operação dessas turbinas, foi feito o desbalanceamento das pás, utilizando uma massa que corresponde a 10% do peso da pá.

A FFT foi usada para fazer uma análise espectral, e as ferramentas DFA e R/S foram usadas para analisar as flutuações geradas pelas séries temporais, e o classificador de padrão PCA.

Feita a análise os resultados no PCA dos três métodos para  $\lambda = 6$ , observou-se que todos apresentaram dispersão dos *scores* nos três componentes principais de forma proporcional nas rotações de 700 e 900RPM, que caracteriza menor variação de padrões, mas o FFT obteve melhores resultados.

Para a rotação de 1100RPM, tanto o método FFT e DFA apresentarão variação de padrão similar, com variância maior de 80% concentrado nas duas primeiras componentes principais, mas o FFT apresentou maior padronização dos *scores*. O método PCA não obteve mudança de padrão significativa para o método de *Hurst*.

Os resultados no PCA para DFA e R/S para o conjunto de pás de  $\lambda = 7$ , foi possíveis observar que os dois métodos apresentaram dispersão dos *scores* nos três componentes principais de forma proporcional nas rotações de 600 e 900RPM. Para o método FFT, o PCA apresentou variância maior de 80% concentrados nas duas primeiras componentes, para as duas rotações citadas, o que representa uma maior mudança de padrão.

Para a rotação de 1200RPM, tanto o método FFT e DFA apresentarão variação de padrão similar, com variância maior de 80% concentrado nas duas primeiras componentes principais. O método PCA não obteve mudança de padrão significativa para o método de *Hurst*.

Em resumo, o método que obteve melhores resultados para análise de



vibração em turbina eólica em escala reduzida foi o FFT para os dois conjuntos de pás, mas o método DFA obteve resultados equivalentes ao método FFT para maiores rotações e, por fim, o método de *Hurst* obteve padronização do comportamento vibratório em nenhuma rotação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABOUHNIK, A.; ALBARBAR, A. **Wind turbine blades condition assessment based on vibration measurements and the level of an empirically decomposed feature**. Energy Conversion and Management 64 (2012) 606–613.
- ANDERSON Jr, J. D. **Fundamentals of aerodynamics**, 3ªed. New York: McGraw-Hill, 2001.
- BEZERRA, Jr. (2014). **Análise de Flutuações Aplicada ao Diagnóstico de Falhas em uma Turbina Eólica em Escala**. Dissertação. Universidade Federal do Ceará. Fortaleza. 2014.
- BURTON, T.; SHARPE, D.; JENKINS, N.; BOSSANYI, E. **Wind energy handbook**, 1ª ed. Inglaterra: John Wiley & Sons Ltd., 2001. 608p.
- BUCKNEY, N.;PIRRERA, A.;GREEN, S. D.;WEAVER,P. M. **Structural efficiency of a wind turbine blade** Thin-Walled Structures 67 (2013) 144–154.
- BUTTERFIELD, C.P.; MUSIAL, W.P.; SCOTT, G.N.;SIMMS, D.A. **NREL Combined Experimental Final Report—Phase II**. National Renewable Energy Laboratory. Golden, Colorado. A national laboratory of the U.S. Department of Energy Managed by Midwest Research Institute. August 1992.
- CHOU, Jui-Sheng; CHIU, Chien-Kuo; HUANG,I-Kui; CHI, Kai-Ning; **Failure analysis of wind turbine blade under critical wind loads**. Engineering Failure Analysis 27 (2013) 99–118.
- DA SILVA, F. E. **Reconhecimento de padrões através de análises estatísticas e fractais aplicados a dados de ensaios não-destrutivos**. 2011. 131f. Tese (Doutorado em Engenharia e Ciências de Materiais). Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Ceará. Fortaleza, 2011.
- DIAS, A. S.; RODRIGUES, J. C.; RAMAIHO, G. L. B. **Detecção de falhas em máquinas rotativas através da análise de vibração**. IV Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte e Nordeste de Educação e Tecnologia. Belém – PA – 2009

DUTRA, R., **Energia Eólica: Princípios e Tecnologia. Centro de Referência para Energia Solar e Eólica** Sérgio de Salvo Brito, CRESESB, Brasília. 2010.

GOLIŃSKA, A. K. **Detrended Fluctuation Analysis (DFA) in biomedical signal processing: selected examples.** Studies in logic, grammar and rhetoric 29 (42) 2012.

HARCARICK, T.; BOCKO, J.; MASLÁKOVÁ, k. **Frequency analysis of acoustic signal using the Fast Fourier Transformation in MATLAB.** Procedia Engineering 48 ( 2012) 199 – 204

HAU, E. **Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics.** 2<sup>nd</sup> Edition. Springer, 2006.

HU, K.;IVANOV, P. Ch.;CHEN, Z.;CARPENA, P.;STANLEY, H. E. **Effect of trends on detrended fluctuation analysis.** PHYSICAL REVIEW E, VOLUME 64, 011114. Published 26, June, 2001.

JABŁONSKI, Adam; BARSZCZ, Tomaz; BIELECKA, Marzena. **Automatic validation of vibration signals in wind farm distributed monitoring systems.** Measurement 44 (2011) 1954–1967.

JELAVIĆ, M.;PERIĆ,N.;PETROVIĆ, I. **Damping of Wind Turbine Tower Oscillations through Rotor Speed Control** International Conference on Ecologic Vehicles & Renewable Energies 10 (2007).

KUSIAK, A.; ZHANG, Z. **Control of wind turbine power and vibration with a data-driven approach.** Renewable Energy 43 (2012) 73-82.

LACZKOWSKI, I.M; LACZKOWSKI, M.S. **Aplicação do método DFA na identificação de correlações e fractalidades em séries temporais sonoras,** viii Encontro de produção científica e tecnológica (2013)

LI, Y.; LI, L.; LIU, Q.; Lv, H. **Dynamic characteristics of lag vibration Of a wind turbine blade.** Act a Mechanica Solida Sinica, Vol. 26, No. 6, December, 2013.

LIU, W. Y. **The vibration analysis of wind turbine blade–cabin–tower coupling system**; Engineering Structures 56 (2013) 954–957.

MALHOTRA, P.; HYERS, R.W.; MANWELL, J.F.; MCGOWAN, J.G. **A review and design study of blade testing systems for utility-scale wind turbines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 284– 292.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J.G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**. 1<sup>a</sup> ed. Estados Unidos: John Wiley & Sons Ltd, 2009. 567 p.

MELO JR, F. E. A. **Identificação de defeitos de uma turbina eólica em escala por análise de vibração**. TCC. Universidade Federal do Ceará. Fortaleza. 2014.

MORAIS, J. T. G. **Análise de componentes principais integrada a Redes neurais artificiais para predição de matéria orgânica**. M8027. 67f. Dissertação. Universidade Federal da Bahia. Salvador. 2011.

MOURA, E. P.; VIEIRA, A. P.; IRMÃO, M.A. S.; SILVA, A.A. **Applications of detrended-fluctuation analysis to gearbox fault diagnosis** Mechanical Systems and Signal Processing 23 (2009) 682– 689

MOURA, E.P.; SOUTO, C. R.; SILVA, A. A.; IRMÃO, M. A. S. **Evaluation of principal component analysis and neural network performance for bearing fault diagnosis from vibration signal processed by RS and DF analyses**. Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011) 1765–1772

OZBEK, M.; MENG, F.; RIXEN, D. J. **Challenges in testing and monitoring the in-operation vibration characteristics of wind turbines**. Mechanical Systems and Signal Processing 41(2013) 649–666.

PARK, Jung-Hun; PARK, Hyun-Yong; JEONG, Seok-Yong; LEE, Sang-Il; SHIN, Young-Ho; PARK, Jong-Po. **Linear vibration analysis of rotating wind-turbine blade**. Current Applied Physics 10 (2010) S332–S334.

PENG, C. K.; BULDYREV, S. V.; HAVLIN, S.; SIMONS, M.; STANLEY, H. E.; GOLDBERGER, A. L. **Mosaic organization of DNA nucleotides**. Physical Review E, v. 49, p. 1685-1689, 1994.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª ed. São Paulo: Pearson Prentice hall. 2009.

REGAZZI, A.J. **Análise multivariada, notas de aula INF 766**. Departamento de Informática da Universidade Federal de Viçosa, v.2, 2000.

SANTOS, M. O. (2010) **Correlações de longo alcance em séries temporais da velocidade e da direção do vento**. Fortaleza.

SILVA, A.P.D., 2001. **Efficient Variable Screening for Multivariate Analysis**. *Journal of Multivariate Analysis*, v. 76, pp. 35-62.

STAINO, A.; BASU B. **Dynamics and control of vibrations in wind turbines with variable rotor speed**. Engineering Structures 56 (2013) 58–67.

STAINO A.; BASU, B.; NIELSEN, S.R.K. **Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades**. Journal of Sound and Vibration 331 (2012) 1233–1256.

VARELLA, C. A. A. **Análise Multivariada Aplicada as Ciências Agrárias. Análise de Componentes Principais**. Pós-graduação em agronomia – cpga-cs. 2008.

WANG, C; YANG, W. **Using Detrended fluctuation analysis (DFA) to analyze whether vibratory insoles enhance balance stability for elderly fallers**. Archives of Gerontology and Geriatrics 55 (2012) 673–676

YANG, B.; SUN, D. **Testing, inspecting and monitoring technologies for wind turbine blades: A survey** Renewable and Sustainable Energy Reviews 22 (2013) 515–526.

ZACARIAS, H. M. J; MARQUES, J. A. L; CORTEZ, P. C; MADEIRO, J. P. V; E CAVALCANTE, C. C. **Detrended fluctuation analysis como ferramenta para avaliação do comportamento da frequência cardíaca fetal em exames cardiotocográficos**. XXIV Congresso Brasileiro de Engenharia Biomédica – CBEB 2014.

**APÊNDICE A – ALGORITMO DO MÉTODO FFT NO MATLAB**

```
% PROGRAMA DA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER
```

```
function [X,freq]=fftf(sinal)
```

```
close all;
```

```
for i = 11:length(sinal(1,:));
```

```
x=sinal(:,i);
```

```
%% TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER
```

```
N=length(x);
```

```
T = 0.5038 - 0.0074;% CÁLCULO DO PERÍODO (TEMPO FINAL – TEMPO INICIAL  
EM SEGUNDOS DA SÉRIE TEMPORAL)
```

```
k=0:N-1;
```

```
freq=k/T;
```

```
X=fftn(x)/N;
```

```
a=ceil(N/10);
```

```
figure(i);
```

```
plot(freq(1:a),abs(X(1:a)));
```

```
title('Transformada Rápida de Fourier');
```

```
xlabel('Frequência em (Hz)');
```

```
ylabel('Amplitude em mV');
```

```
pause
```

```
end
```

## APÊNDICE B – ALGORITMO DO MÉTODO DFA NO MATLAB

```
% PROGRAMA DO DFA
```

```
% A = Matriz de dados, onde cada coluna é um sinal de vibração, alfa1 e alfa2 como resultados do programa para cada sinal de vibração.
```

```
function [alfa1,alfa2]=dfa1(A)
```

```
close all;
```

```
for i=1:2
```

```
    X=A(:,i);
```

```
    clc;
```

```
    disp('Calculando o alfa e a tabela de dados ... espere um momento');
```

```
    l = [4 5 6 7 8 10 12 14 16 20 23 28 33 39 46 55 66 78 93 110 131 156 186 221 263  
313 372 442 743 884 1051 1240 1487 1768 2102];
```

```
    C1=length(l);% Comprimento do verto de elemento por caixa;
```

```
    G1=C1-22;%
```

```
    G2=G1+1; % Controle para o número de pontos no gráfico para de alfa1 e alfa2.
```

```
    G3=C1; %
```

```
    F_l=zeros(C1,1);%criar o vetor F(N) de zeros;
```

```
    for j=1:C1%chamada para subprograma;
```

```
        F_l(j)=dfa2(X,l(j),1);
```

```
    End
```

```
    l=l';
```

```
    logl=log10(l);
```

```
    %% PLOTAGEM DO GRÁFICO LOF(F(l)) VS LOG(l)
```

```
    h1=figure;
```

```
    hold all
```

```
    plot(log10(l),log10(F_l),'ro','LineWidth',2,'MarkerEdgeColor','k',...
```

```
        'MarkerFaceColor','g','MarkerSize',5);
```

```
    title('DFA de série temporal');
```

```
    xlabel('log10 (l)');
```

```
    ylabel('log10 F(l)');
```

```
    %% AJUSTE LINEAR ALFA1
```

```
    a1=polyfit(log10(l(1:G1)),log10(F_l(1:G1)),1);
```

```
    clc;
```

```

disp('cálculo do DFA finalizado:');
alfa1(i)=a1(1);
a1=a1';
y1=polyval(a1,log10(I(1:G1)));
%% PLOTAGEM DO GRÁFICO DO AJUSTE LINEAR ALFA1
plot(log10(I(1:G1)),y1);
%% AJUSTE LINEAR ALFA2
a2=polyfit(log10(I(G2:G3)),log10(F_I(G2:G3)),1);
alfa2(i)=a2(1);
a2=a2';
y2=polyval(a2,log10(I(G2:G3)));
%% PLOTAGEM DO GRÁFICO DO AJUSTE LINEAR ALFA2
plot(log10(I(G2:G3)),y2);
hleg =legend('log10(F(I))','Ajuste linear','Location','southeast');
set(hleg,'FontAngle','italic','TextColor',[.3,.2,.1]);
saveas(h1,sprintf('Gráfico%d.png',i))
%% TABELA PARA O ALFA1
f1= figure('Position',[0 0 490 700]);
tabelap = [(1:G1) log10(I(1:G1)) log10(F_I(1:G1)) y1 y1-log10(F_I(1:G1))];
format shortG
cnames1 = {'I','log10(I)','log10(F(I))','ajuste linear','ajuste linear - log10(F(I))'};
t = uitable('Parent',f1,'Data',tabelap,'ColumnName',cnames1,...
'Position',[0 0 485 700]);
tabp(:,i)=y1-log10(F_I(1:G1));
%% TABELA PARA O ALFA2
f2= figure('Position',[0 0 490 700]);
tabelas = [(G2:G3) log10(I(G2:G3)) log10(F_I(G2:G3)) y2 y2-log10(F_I(G2:G3))];
format shortG
cnames2 = {'I','log10(I)','log10(F(I))','ajuste linear','ajuste linear - log10(F(I))'};
t = uitable('Parent',f2,'Data',tabelas,'ColumnName',cnames2,...
'Position',[0 0 485 698]);
tabs(:,i)=y2-log10(F_I(G2:G3));
end
return

```



```

%CHAMADA DE DADOS, COMPRIMENTO DA CAIXA E ORDEM NO
SUBPROGRAMA;
function f_n=dfa2(X,l,ordem)
%% CHAMADA DE VARIÁVEIS;
N=length(X);% Tamanho do vetor de dados da série;
n=floor(N/l);% Cálculo do numero de caixas inteiro no sentido negativo;
N1=n*I;% Tamanho da nova série;
%% CRIAR VETORES
y=zeros(N1,1); %Criar vetor de zeros da série acumulada;
Yl=zeros(N1,1);%Criação do vetor do ajuste linear;
coef_ajustelinear=zeros(n,ordem+1);%Criação vetor de zeros do coeficiente do
ajuste linear;
%% CÁLCULO DA MÉDIA
Xm=mean(X(1:N1));%Cálculo da média
%% CÁLCULO DA SÉRIE ACUMULADA;
for i=1:N1
    y(i)=sum(X(1:i)-Xm);
end
y=y';
for j=1:n %cálculo do ajuste linear;
    coef_ajustelinear(j,:)=polyfit(1:l,y(((j-1)*I+1):j*I),ordem);
    % Retorna os coeficientes das retas em cada caixa, exemplo: A = Bx+C, Retorna
    B e C.
    Yl(((j-1)*I+1):j*I)=polyval(coef_ajustelinear(j,:),1:l);
    % Retorna todos os Pontos do ajuste linear em todas as caixas.
end
f=sqrt(sum((y'-Yl).^2)/N1);%cálculo do F(l).
f_n=f; % Retorna o valor de f(l) para o programa.

```

## APÊNDICE C – ALGORITMO DO MÉTODO DE *HURST* NO MATLAB

```

%PROGRAMA DO MÉTODO DE HURST.
% A = Matriz de dados, onde cada coluna é um sinal de vibração,
% h como resultado do programa para cada sinal de vibração.
function [h] = RS2(A)
close all;
for k=1:length(A(1,:))
    dados=A(:,k);
clc;
l = [4 5 6 7 8 10 12 14 16 20 23 28 33 39 46 55 66 78 93 110 131 156 ...
    186 221 263 313 372 442 500];
c = length(l);
Xmed=zeros(c,1);
X = zeros(c,1);
R = zeros(c,1);
S = zeros(c,1);
x = zeros(c,1);
y = zeros(c,1);
for i=(l(1:end))
    Xmed(i) = mean(dados(1:i));
    for j = 1:i
        X(j) = sum(dados(1:j))-Xmed(i);
    end
    R = max(X) - min(X);
    S = std(dados(1:i),1);
    x(i)=log10(i);
    y(i)=log10(R/S);
end
Xmed(Xmed==0)=[];
x(x==0)=[];
y(y==0)=[];
%% AJUSTE LINEAR
hold on

```

```
ajust=polyfit(x(1:29),y(1:29),1);
h(k) = ajust(1);
h=h';
y2=polyval(ajust,x(1:29));
%%GRÁFICO
h1 = figure;
plot(x,y,'ko',x(1:29),y2,'b-')
title('Método de Hurst');
xlabel('log10(t)'), ylabel('log10(R/S)')
hleg =legend('Curva característica da R/S','Ajuste linear','Location','southeast');
set(hleg,'FontAngle','italic','TextColor',[.3,.2,.1]);
saveas(h1,sprintf('Gráfico%d.png',k))
```

## APÊNDICE D – ALGORITMO DO MÉTODO PCA NO MATLAB

```

%% PROGRAMA DO MÉTODO PCA.
%% Matriz de resultados como entrada do programa e a média, desvio padrão,
centralização dos dados, matriz de covariância, autovetor e autovalor e score na
saída.
function [Xmed,desvp,cent,covariancia,ve,va,vap,Y]= acp2(matriz,cond)
X=matriz;
[l c] = size(X);
%% CENTRALIZAÇÃO DOS DADOS EM TORNO DA MÉDIA.
Xmed=mean(X);
desvp=std(X);
for j = 1:c
    for i = 1:l
        cent(i,j)=((X(i,j)-Xmed(j))/desvp(1,j));
    end
end
%% MATRIZ DE COVARIANCIA.
covariancia=cov(cent);
%% DETERMINAÇÃO DOS AUTOVETORES (LOADS) E AUTOVALORES DA
MATRIZ DE COVARIANCIA(SCORE).
[ve,va] = eigs(covariancia);
%% CALCULO DA VARIÂNCIA.
vap=((va*100)/c);
vap=diag(vap);
figure(1);
bar(vap(1:length(vap)));
xlabel('Componente Principal')
ylabel('Variância em (%)')
[l c]=size(va);
for i = 1:c
    v(:,i)=sqrt(va(i,i))*ve(:,i);
end
%% PLOTAGEM DOS GRÁFICOS.

```

```
figure(2);
hold on
Y=(cent*ve);
[l c]=size(Y)
plot(Y(:,1),Y(:,2),'r+')
title('Gráfico de dispersão');
xlabel('Primeira Componente Principal');
ylabel('Segunda Componente Principal');
gname
grid on
figure(3)
biplot(v(:,1:2),'score',Y(:,1:2),'varlabels',cond);
title('Gráfico de dispersão-2D');
xlabel('Primeira Componente Principal');
ylabel('Segunda Componente Principal');
figure(4)
grid on
biplot(v(:,1:3),'score',Y(:,1:3),'varlabels',cond);
title('Gráfico de dispersão-3D');
xlabel('1ª Componente');
ylabel('2ª Componente');
zlabel('3ª Componente');
view([30 40]);
return
```