



## DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE EM LABVIEW PARA BALANCEAMENTO DINÂMICO DE ROTORES

André de Souza Mendes

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.-Ing.

Rio de Janeiro  
Agosto de 2013

DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE EM LABVIEW PARA BALANCEAMENTO  
DINÂMICO DE ROTORES

André de Souza Mendes

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS  
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinado por:

---

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro  
Pinto, Dr.-Ing.

---

Prof. Fernando Pereira Duda, D.Sc

---

Prof. Thiago Gamboa Ritto, D.Sc

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2013

Mendes, André de Souza

Desenvolvimento de Software em LabVIEW para Balanceamento Dinâmico de Rotores/ André de Souza Mendes. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

XI, 71 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 71.

1. Software de Balanceamento 2. Balanceamento Dinâmico 3. Método de Coeficientes de Influência 4. Instrumentação 5. LabVIEW I. Pinto, Fernando Augusto de Noronha Castro II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecimentos aos colegas e responsáveis pelo Laboratório de Acústica e Vibração – COPPE/UFRJ pelo companheirismo e acolhimento desde o início da graduação.

Agradecimentos aos técnicos e responsáveis pelo Laboratório de Tecnologia Mecânica – COPPE/UFRJ pelos serviços de usinagem prestados.

Agradeço ao meu orientador Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto pela presença marcante na minha formação, pelo tema sugerido, orientação e pela confiança depositada em mim.

Agradecimentos à estudante de mestrado Daniela Cruz e ao estudante de graduação Vinícius Guedes pelo apoio técnico durante este projeto.

Agradecimentos aos meus familiares, amigos, namorada e à todos que direta ou indiretamente me deram suporte para que fosse possível superar os desafios ao longo do curso de Engenharia Mecânica.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Desenvolvimento de Software em LabVIEW para Balanceamento Dinâmico de Rotores

André de Souza Mendes

Agosto/2013

Orientadores: Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto.

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho propõe o desenvolvimento de um software em LabVIEW para balanceamento dinâmico de rotores através do método de coeficientes de influência. Rotores desbalanceados submetem seus mancais à esforços e vibrações indesejados que podem acarretar em falhas mecânicas no sistema. Para diminuir esses efeitos de vibração o rotor é submetido ao processo de balanceamento, que visa minimizar a não uniformidade de distribuição de massa em torno de seu eixo de rotação. Para isso o software adquire os dados dos sensores, processa o sinal e extrai as variáveis que serão então inseridas no algoritmo de determinação dos coeficientes de influência que serão usados para a obtenção da massa corretora final. Através deste método é possível reduzir consideravelmente os efeitos de vibração até níveis aceitáveis de operação.

*Palavras-chave:* Software de Balanceamento, Balanceamento Dinâmico, Método de Coeficientes de Influência, Instrumentação, Labview

# Índice

Lista de Figuras .....	vii
Nomenclatura.....	x
Capítulo 1 - Introdução.....	1
1.1. Motivação .....	1
1.2. Objetivo .....	2
Capítulo 2 - Bancada de Balanceamento .....	3
2.1. Descrição .....	3
2.2. Equipamentos .....	4
2.2.1. Motor Elétrico .....	4
2.2.2. Mancais.....	5
2.2.3. Acoplamento.....	5
2.2.4. Transmissão .....	5
Capítulo 3 - Teoria de Balanceamento .....	6
3.1. Introdução.....	6
3.2. Definição de desbalanceamento .....	6
3.3. Causas de Desbalanceamento .....	7
3.4. Tipos de Desbalanceamento .....	8
3.4.1. Desbalanceamento Estático .....	8
3.4.2. Binário de Desbalanceamento .....	9
3.4.3. Desbalanceamento Quase-Estático.....	10
3.4.4. Desbalanceamento Dinâmico .....	12
3.5. Rotores Rígidos e Flexíveis.....	12

3.6. Balanceamento pelo método de Coeficientes de Influência.....	13
3.6.1. Balanceamento Estático.....	14
3.6.2. Balanceamento Dinâmico.....	17
3.7. Estimativa da massa de teste .....	22
3.8. Transposição de planos e diâmetros .....	22
Capítulo 4 - Instrumentação e Aquisição de Dados .....	26
4.1. Introdução .....	26
4.2. Sensores.....	26
4.2.1. Detector de volta.....	26
4.2.2. Acelerômetros.....	27
4.3. National Instruments .....	27
4.3.1. Descrição .....	27
4.3.2. Placa de aquisição – NI 9234 .....	28
4.3.3. Chassis – NI cDAQ-9174.....	29
4.4. LabVIEW .....	29
4.4.1. Descrição .....	29
4.4.2. Virtual Instruments.....	30
4.4.3. SubVIs .....	30
Capítulo 5 - Processamento do Sinal.....	31
5.1. Descrição .....	31
5.2. Filtros passa Banda.....	31
5.3. Média Síncrona.....	34
5.4. Fast Fourier Transform - FFT.....	36
5.5. Integração no domínio da frequência .....	37
5.6. Amplitude e Fase.....	38

Capítulo 6 - Interface e Programação .....	40
6.1. Introdução .....	40
6.2. VI Principal .....	40
6.3. Dados de Entrada.....	41
6.4. Primeira Aquisição .....	45
6.5. Segunda Aquisição .....	48
6.6. Terceira Aquisição.....	49
6.7. Cálculos .....	50
6.8. Validação .....	53
6.9. Resultados.....	54
Capítulo 7 - Exemplo e Resultados Gerais .....	56
7.1. Descrição .....	56
7.2. Dados de entrada .....	57
7.3. Primeira Aquisição .....	58
7.4. Segunda Aquisição .....	61
7.5. Terceira Aquisição.....	63
7.6. Cálculos .....	64
7.7. Validação .....	66
7.8. Resultados.....	67
Capítulo 8 - Conclusão .....	69
8.1. Resultados e conclusões .....	69
8.2. Sugestões para trabalhos futuros .....	69
Referências Bibliográficas.....	71



## Lista de Figuras

Figura 2.1 - Descrição da bancada de balanceamento.....	3
Figura 2.2 - Detalhe dos mancais, rotor e acelerômetros .....	4
Figura 3.1 – Força centrífuga $F_{cent}$ gerada pela rotação $\omega$ da massa $m$ deslocada de $e$ (retirada de SOUSA [5]).....	7
Figura 3.2 - Modelo de desbalanceamento estático com uma massa de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5]).....	8
Figura 3.3 - Modelo de desbalanceamento estático com duas massas de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5]).....	9
Figura 3.4 - Modelo de binário de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5]) .....	10
Figura 3.5 - Modelo de desbalanceamento quase-estático com uma massa de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5]) .....	11
Figura 3.6 - Modelo de desbalanceamento quase-estático com três massas de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5]) .....	11
Figura 3.7 - Modelo de desbalanceamento dinâmico com duas massas (retirada de SOUSA [5]) .....	12
Figura 3.8 – Deformação de rotores flexíveis (retirada de SOUSA [5]).....	13
Figura 3.9 - Sinal de desbalanceamento estático e marcação de volta do rotor .....	14
Figura 3.10 - Procedimento de balanceamento estático (retirada de SOUSA [5]).....	17
Figura 3.11 - Sinais de desbalanceamento dinâmico e marcação de volta do rotor .....	18
Figura 3.12 - Procedimento de balanceamento dinâmico (retirada de SOUSA [5]) .....	21
Figura 3.13 - Planos de inserção de massa do rotor .....	23
Figura 3.14 – Distâncias em duas configurações de montagem.....	23
Figura 3.15 - Diâmetros de inserção da massa de teste e massa corretora.....	25
Figura 4.1 - Acelerômetro PCB PIEZOTRONICS - 353M197.....	27
Figura 4.2 - Placa de aquisição NI 9234.....	28
Figura 4.3 - Chassis NI cDAQ .....	29
Figura 5.1 - Amplitude - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshev 1; Vermelho – Chebshev 2; Verde - Elliptic .....	32

Figura 5.2 - Detalhe da Amplitude - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshev 1; Vermelho – Chebshev 2; Verde - Elliptic.....	33
Figura 5.3 - Fase - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshev 1; Vermelho – Chebshev 2; Verde - Elliptic .....	33
Figura 5.4 - Detalhe da Fase - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshev 1; Vermelho – Chebshev 2; Verde - Elliptic .....	34
Figura 5.5 - Evolução da média de um sinal senoidal com o aumento do número de amostras na média síncrona .....	35
Figura 5.6 - <i>Fast Fourier Transform - FFT</i> de uma amostra senoidal .....	36
Figura 6.1 – VI Principal - Dados de Entrada .....	42
Figura 6.2 - Configurações e referências .....	43
Figura 6.3 - Visualização inicial do programa com janela de abas e ilustração das configurações e referências .....	43
Figura 6.4 - SubVI de Informações do Programa.....	44
Figura 6.5 –VI Principal – Primeira Aquisição .....	45
Figura 6.6 – Diagrama de blocos da primeira aquisição do VI Principal.....	46
Figura 6.7 – Gráficos do SubVI de Aquisição: 1: Sinal de entrada; 2: Sinal Filtrado; 3: Sinal Adquirido; 4: Média do sinal; 5: FFT; 6: Velocidade; 7: Deslocamento; 8: Amostra do Deslocamento. ....	47
Figura 6.8 – Diagrama de blocos do SubVI de Amplitude e Fase .....	48
Figura 6.9 - SubVI de Massa de Teste .....	48
Figura 6.10 – VI Principal – Segunda Aquisição .....	49
Figura 6.11 – VI Principal – Terceira Aquisição .....	50
Figura 6.12 - Painel Frontal do SubVI de Cálculo .....	51
Figura 6.13 - Diagrama de blocos do SubVI de Cálculo.....	52
Figura 6.14 - VI Principal - Validação .....	53
Figura 6.15 - VI Principal - Resultados.....	54
Figura 7.1 – Exemplo – Dados de Entrada.....	57
Figura 7.2 – Exemplo - SubVI de Informações.....	58
Figura 7.3 – Gráfico do sinal adquirido (Esquerda) e gráfico do mesmo sinal filtrado (Direita) .....	59

Figura 7.4 Sinal adquirido para média síncrona (Esquerda) e resultado final da média (Direita) .....	59
Figura 7.5 – Gráfico da oscilação no domínio da frequência após a FFT .....	60
Figura 7.6 – Gráfico da velocidade do mancal (Esquerda) e gráfico do deslocamento do mancal (Direita) .....	60
Figura 7.7 – Exemplo – Primeira Aquisição .....	61
Figura 7.8 – Exemplo - Segunda Aquisição .....	62
Figura 7.9 – Exemplo – Estimativa da massa de teste.....	62
Figura 7.10 – Exemplo – Terceira Aquisição.....	63
Figura 7.11 – Exemplo - Cálculos .....	64
Figura 7.12 – Exemplo – SubVI de Cálculo (primeira parte) .....	65
Figura 7.13 – Exemplo - SubVI de Cálculo (segunda parte).....	66
Figura 7.14 – Exemplo - Validação .....	67
Figura 7.15 – Exemplo - Resultados .....	68

# Nomenclatura

$ A $	Matriz complexa dos coeficientes de influência [ $g^{-1}$ ]
$a$	Aceleração [ $m/s^2$ ]
$A_i$	Amplitude da posição $i$ do vetor de deslocamento [ $\mu m$ ]
$A_{m\acute{a}x}$	Amplitude máxima [ $\mu m$ ]
$C_i$	Distância entre M1 e o PCi [mm]
$D_c$	Diâmetro de inserção da massa de correção [mm]
$D_t$	Diâmetro de inserção da massa de teste [mm]
$e$	Excentricidade [mm]
$F$	Angulo de fase [rad]
$f$	Fase do sinal [rad]
$F_{cent}$	Forca centrífuga [N]
$I$	Index de posição do valor máximo do vetor
$l$	Distância entre planos de colocação de massas [mm]
$M$	Distância entre os mancais [mm]
$m$	Massa desbalanceadora [g]
$\vec{m}$	Vetor complexo da massa de teste [g]
$\vec{M}_c$	Vetor complexo da massa de correção [g]
$M_{D_c}$	Massa de correção posicionada em $D_c$ [g]
$M_{D_t}$	Massa de correção posicionada em $D_t$ [g]
$M\acute{e}dia_i$	Média das amplitudes na posição $i$ [ $\mu m$ ]
$M_i$	Plano dos mancais
$M_i$	Massas de inserção [g]
$mt$	Massa de teste [g]
$N$	Número de posição do vetor de deslocamento
$P$	Massa do rotor [kg]
$PC_i$	Plano de inserção da massa de correção
$PT_i$	Plano de inserção da massa de teste
$R$	Raio de fixação da massa de teste [mm]

$rpm$	Velocidade de rotação do rotor [rpm]
$s$	Deslocamento [ $\mu\text{m}$ ]
$\vec{s}$	Vetor de deslocamento [ $\mu\text{m}$ ]
$T$	Período de oscilação [s]
$T_i$	Distância entre o plano M1 e PTi [mm]
$\vec{U}$	Vetor complexo de desbalanceamento [g.mm]
$u$	Desbalanceamento [g.mm]
$U_m$	Desbalanceamento em binário [g.mm <sup>2</sup> ]
$\vec{V}$	Vetor complexo de vibração [ $\mu\text{m}$ ]
$v$	Velocidade de deslocamento [m/s]
$\vec{\alpha}$	Vetor de coeficientes de influência [ $\text{g}^{-1}$ ]
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]

# Capítulo 1 - Introdução

## 1.1. Motivação

Vibração é um fenômeno inerente em diversos equipamentos industriais em que elementos girantes compõem os mecanismos para o seu funcionamento. Esses mecanismos são encontrados em máquinas rotativas de diferentes portes como motores, turbinas, compressores e bombas. Ao girar, esses componentes atuam como fontes de vibração e são objetos de estudo devido às suas consequências negativas como falhas mecânicas, estruturais e o aumento considerável da frequência e custo de manutenção.

As vibrações geradas por rotores podem estar associadas à assimetrias de projeto ocasionadas por exemplo por furos ou rasgos de chaveta. Além disso a própria precisão de fabricação implicará em um certo grau de imperfeição nas dimensões da peça o que acarretará em distribuições de massa não uniformes em torno de seu eixo de rotação e por consequência resultará em efeitos de vibração nos mancais.

A presença de vibração geralmente conduz a efeitos indesejados numa máquina em que haja elementos rotativos. O desbalanceamento caracteriza uma força radial que é então resistida pelos mancais. Com o aumento da rotação os esforços assumem valores elevados podendo atingir limites de resistência do conjunto. Desta forma os efeitos de vibração podem comprometer a integridade e o funcionamento da máquina.

Esse fenômeno de vibração pode ser reduzido numa etapa preliminar onde o projetista leva em conta a modelagem e o processo de fabricação visando estreitar ao máximo as tolerâncias geométricas da peça, para que no fim ela exerça sua função sem produzir oscilações prejudiciais ao funcionamento do conjunto. Porém existe um compromisso, que deve ser analisado, entre o custo dessas medidas em relação à uma quantidade aceitável de vibração.

Uma das formas de contornar esse problema é elaborar soluções posteriores ao processo de desenvolvimento e fabricação, que apresentem vantagens econômicas para o fabricante. Técnicas de balanceamento vão resultar na redução da amplitude de vibração até limites aceitáveis à um custo mais acessível se tornando uma solução atraente para indústria.

## 1.2. Objetivo

O objetivo deste projeto consiste no desenvolvimento de um software em LabVIEW para balanceamento dinâmico de rotores apoiados sobre uma bancada inercial instrumentada.

A bancada é composta por uma carcaça rígida que exerce a função de acomodar o motor elétrico, inversor de frequência, transmissão e dois mancais ajustáveis. Sobre os mancais serão apoiados os rotores que serão analisados a fim de reduzir o desbalanceamento e por consequência os efeitos de vibração.

A instrumentação é feita por meio de acelerômetros presos aos mancais e um detector de volta eletromecânico que é usado para determinar a referência angular do rotor. O software tem como base os sinais provenientes destes sensores e os dados inseridos pelo usuário durante as etapas de balanceamento. Estas informações são armazenadas e posteriormente usadas para a realização do algoritmo de resolução e dedução da massa corretora.

O software é implementado em LabVIEW, um aplicativo de programação em linguagem de diagrama de blocos que possui drivers de comunicação com as placas e berços de aquisição da NATIONAL INSTRUMENTS que serão responsáveis pela comunicação dos dados dos sensores com o computador onde existe a interface com o usuário.

Ao adquirir o sinal pelos sensores, conectá-los ao computador por meio das placas de aquisição e processá-los por meio de algoritmos implementados em Labview, o procedimento de balanceamento do rotor se torna possível tendo como consequência a redução significativa da amplitude de vibração nos mancais.

## Capítulo 2 - Bancada de Balanceamento

### 2.1. Descrição

A máquina de balanceamento consiste em uma bancada inercial robusta apoiada sobre uma base de concreto. A carcaça acomoda um motor elétrico trifásico com inversor de frequência responsável pelo seu acionamento, mancais ajustáveis, acoplamento e transmissão.

Para a aquisição dos sinais de vibração são utilizados acelerômetros de um único eixo do fabricante PCB PIEZOTRONICS e um detector de volta eletromecânico. Esses sensores vão fornecer os dados necessários para a determinação das variáveis que serão usadas no algoritmo de balanceamento.

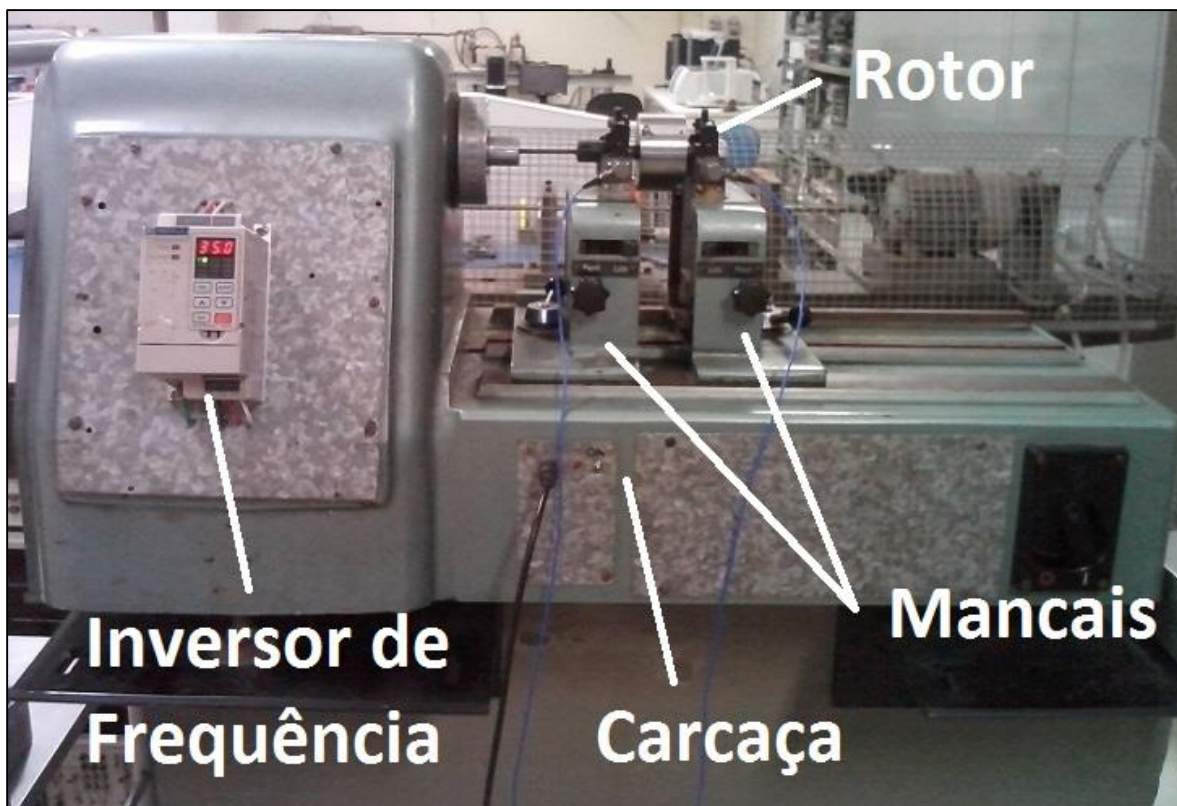


Figura 2.1 - Descrição da bancada de balanceamento



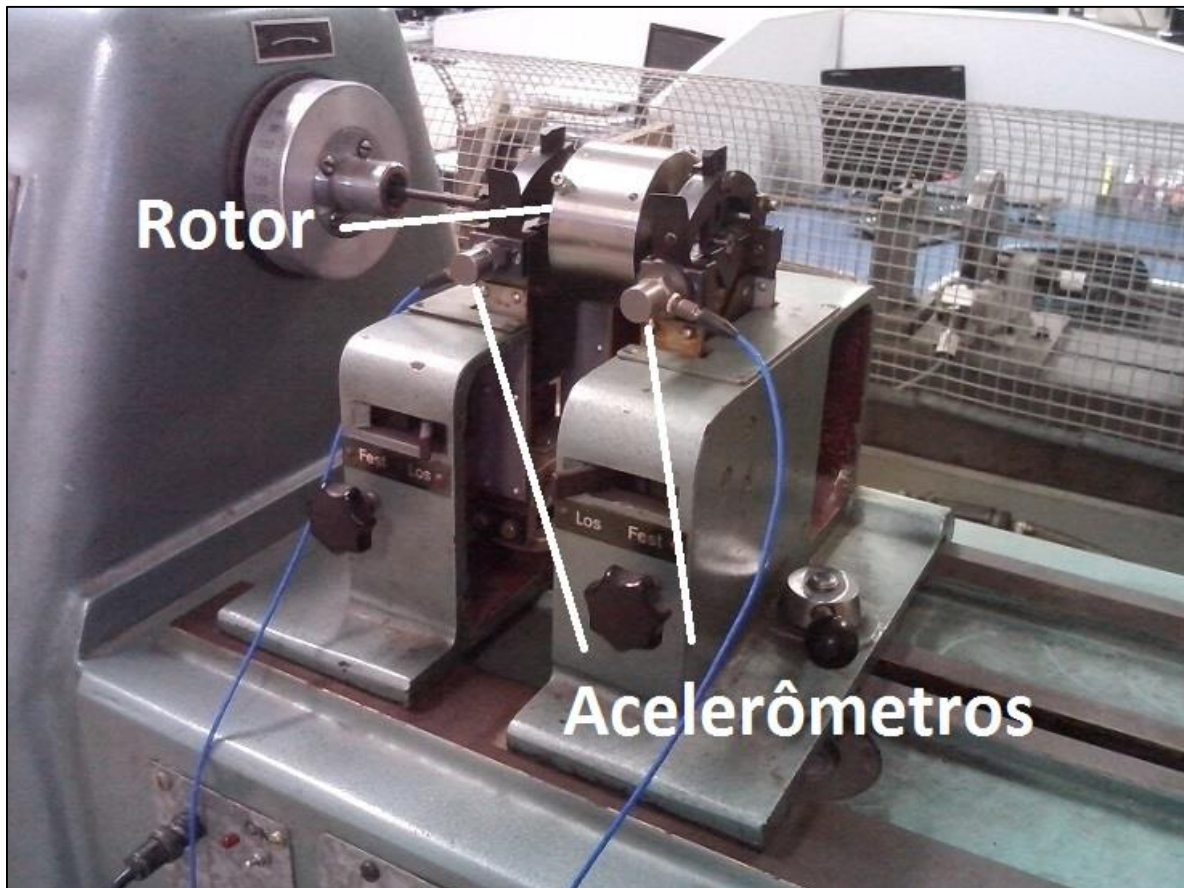


Figura 2.2 - Detalhe dos mancais, rotor e acelerômetros

## 2.2. Equipamentos

### 2.2.1. Motor Elétrico

O motor elétrico é responsável por acionar um conjunto de polias que será então conectado ao rotor a ser balanceado. O modelo do motor utilizado é um motor VEB Elektromotorenwerk trifásico, 220 / 380 V, 2,4 / 1,4 A, 300 W, 60 Hz e 3420 RPM. Ele será acionado por um inversor de frequência com um display programável fixado à carcaça. Desta forma é possível controlar a velocidade de rotação, rampa de aceleração e desaceleração e outros parâmetros referentes à operação do motor.

### **2.2.2. Mancais**

O conjunto de sustentação do rotor é composto por dois mancais com apoios de deslizamento. A peça de desgaste do mancal é substituível e é presa sobre duas lâminas verticais que são responsáveis por sustentar verticalmente o rotor e admitir um grau de liberdade na direção horizontal perpendicularmente ao eixo de rotação. Este grau de liberdade pode ser restringido através de um mecanismo de travamento por alavanca. Além disso, o mancal também possui um parafuso de acionamento que permite o ajuste de altura dos apoios para o nivelamento correto do rotor.

Os mancais se encontram sobre trilhos, sendo, portanto, possível o deslocamento deles entre si e em relação à ponta de eixo proveniente da transmissão. Desta forma pode-se apoiar o rotor entre os mancais ou até mesmo em balanço além dos limites da bancada. Essa flexibilidade permite a acomodação de diversos tipos de rotores com ampla margem de comprimentos e diâmetros.

### **2.2.3. Acoplamento**

O acoplamento é feito por meio de duas peças. A primeira é um cilindro vazado posicionado coaxialmente ao eixo de rotação e presa por meio de parafusos ao eixo do rotor. A segunda é uma peça em forma de disco posicionada na ponta de eixo de acionamento. Um pino transversal garante o movimento solidário das duas peças.

### **2.2.4. Transmissão**

A transmissão permite o ajuste da relação de velocidade do rotor em relação ao motor elétrico de acionamento. Duas polias e uma correia fazem o papel de transmissão. Cada polia possui dois diâmetros de operação sendo a primeira de 33 mm e 57 mm e a segunda de 53 mm e 77 mm tendo as seguintes relações de transmissão possíveis: 1,075:1 e 0,429:1 .

## Capítulo 3 - Teoria de Balanceamento

### 3.1. Introdução

O desbalanceamento apresenta consequências negativas ao equipamento podendo, de acordo com a intensidade, danificar os mancais, rolamentos e até mesmo o próprio rotor. Logo, para preservar a integridade e o funcionamento adequado da máquina utiliza-se técnicas de balanceamento para contornar distribuições de massa não uniformes em torno do eixo de rotação. Essas não uniformidades podem ser ocasionadas por simples assimetria da peça ou por processos de fabricação de baixa precisão.

O balanceamento de rotores faz uso da técnica de coeficientes de influência para a determinação dos efeitos de vibração causados por uma massa excêntrica ao eixo de giro do rotor. Para a realização do algoritmo utiliza-se a informação da amplitude de oscilação e a posição angular do pico de deslocamento medido em relação a um ponto de referência. Esses valores são então usados para os cálculos de quantidade e posição da massa corretora que deve ser inserida nos planos de inserção de massa. A seguir será descrita a teoria de implementação do método de balanceamento.

### 3.2. Definição de desbalanceamento

RAO [4] define desbalanceamento como a presença de uma massa excêntrica ou assimétrica em relação ao eixo de rotação do rotor, ou seja, um componente desbalanceado é aquele que apresenta uma massa em excesso posicionada de maneira a deslocar o centro de gravidade ao longo de sua seção perpendicular.

A ausência de desbalanceamento é uma condição teórica e idealizada devido ao fato de que independentemente do tamanho da imperfeição haverá um desvio do eixo de rotação em relação ao eixo principal de inércia, o que resultará em esforços perceptíveis de vibração.

Para caracterizar essa excentricidade podemos estipular uma massa numa seção transversal do rotor concentrada em um ponto, porém deslocada de uma distância  $e$  em relação ao eixo de rotação. A massa  $m$  ao girar com uma velocidade angular  $\omega$  gera uma

força centrífuga que será a causadora da força de desbalanceamento. Esta força centrífuga pode ser avaliada da seguinte forma:

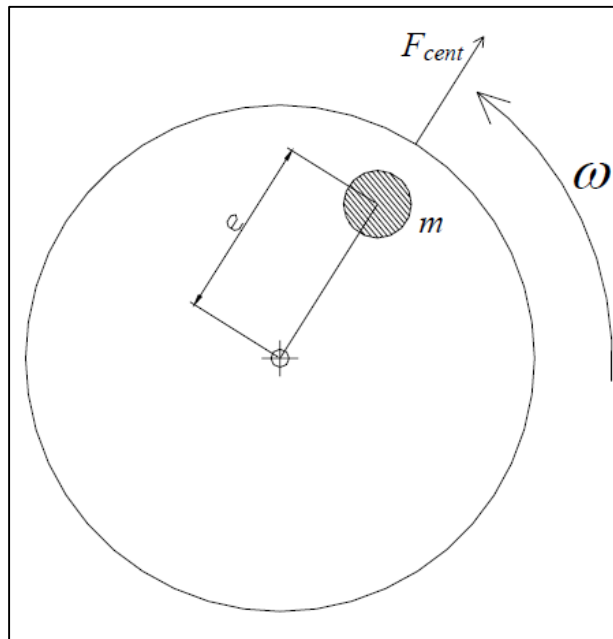


Figura 3.1 – Força centrífuga  $F_{cent}$  gerada pela rotação  $\omega$  da massa  $m$  deslocada de  $e$  (retirada de SOUSA [5])

$$F_{cent} = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (1)$$

### 3.3. Causas de Desbalanceamento

O desbalanceamento pode ser ocasionado por diversos motivos, porém todos causam o efeito de deslocamento do eixo principal de inércia em relação ao eixo de rotação do rotor como descrito no item acima. Segue abaixo uma listagem de eventos que podem gerar um desbalanceamento de massa em peças:

- Configurações assimétricas
- Mancais e acoplamentos não concêntricos
- Incrustações, corrosão ou desgaste
- Distorções devido à efeitos térmicos ou a esforços
- Cavitação em bombas

### 3.4. Tipos de Desbalanceamento

O desbalanceamento pode ser caracterizado de diversas formas de acordo com o tipo de deslocamento que o eixo principal de inércia tem em relação ao eixo de rotação da peça. Para definir os tipos de desbalanceamento é primeiramente estipulado um rotor teórico perfeitamente balanceado, no qual são inseridas massas de desbalanceamento que dependendo da posição irão implicar num determinado tipo de balanceamento

#### 3.4.1. Desbalanceamento Estático

O desbalanceamento estático é definido como o deslocamento radial do eixo principal de inércia mantendo a orientação paralelamente ao eixo de rotação. Este tipo de desbalanceamento é comum em rotores curtos em que os sinais de oscilação dos mancais se apresentam em fase.

A modelagem equivalente deste desbalanceamento consiste em uma massa desbalanceadora posicionada sobre o plano médio do rotor ou duas massas posicionadas em planos transversais afastados simetricamente em relação ao plano médio.

Para corrigir este desbalanceamento, o excesso de massa deve ser compensado removendo ou adicionando massas de forma a anular a não uniformidade causada pela excesso de massa presente. Segue abaixo uma ilustração deste tipo de desbalanceamento:

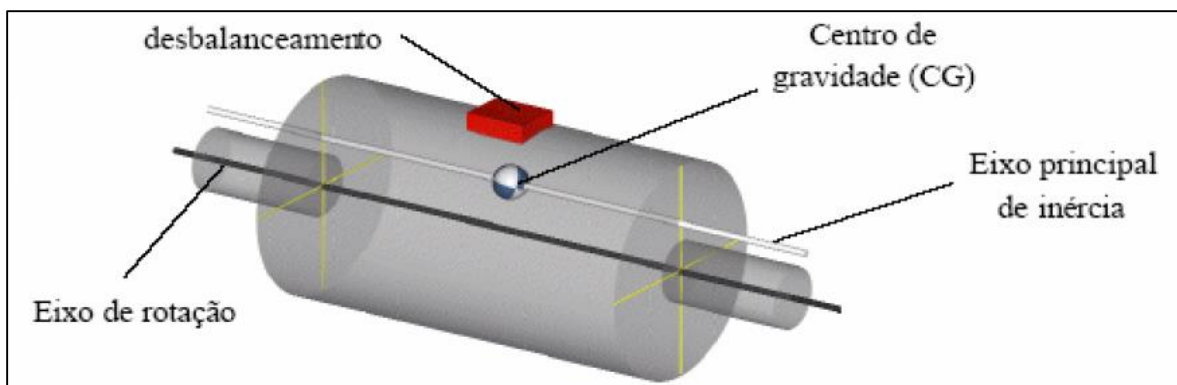


Figura 3.2 - Modelo de desbalanceamento estático com uma massa de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5])

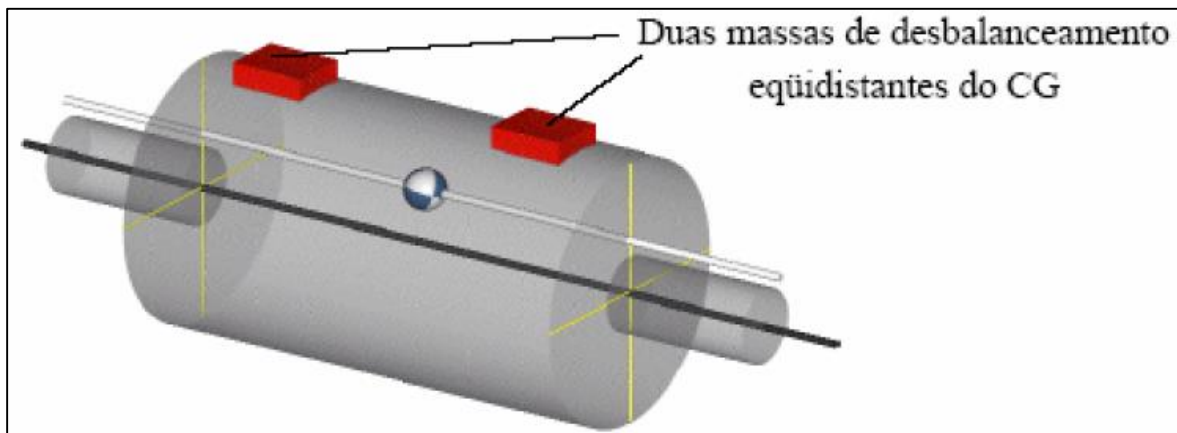


Figura 3.3 - Modelo de desbalanceamento estático com duas massas de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5])

### 3.4.2. Binário de Desbalanceamento

O binário de deslocamento é definido como a inclinação do eixo de inércia, porém preservando o centro de massa coincidente com o eixo de rotação.

O modelo que descreve esse fenômeno consiste em posicionar duas massas opostas posicionadas em planos transversais afastados simetricamente em relação ao plano médio.

As massas geram forças centrífugas que se anulam, no entanto criam um momento que resulta num desbalanceamento que pode ser quantificado como:

$$U_m = u \cdot l \quad (2)$$

Onde  $u$  é o desbalanceamento e  $l$  é a distância dos planos de colocação das massas. Segue abaixo uma ilustração do binário de deslocamento com duas massas desbalanceadoras posicionadas na extremidade dos eixos e opostamente em relação ao plano médio.

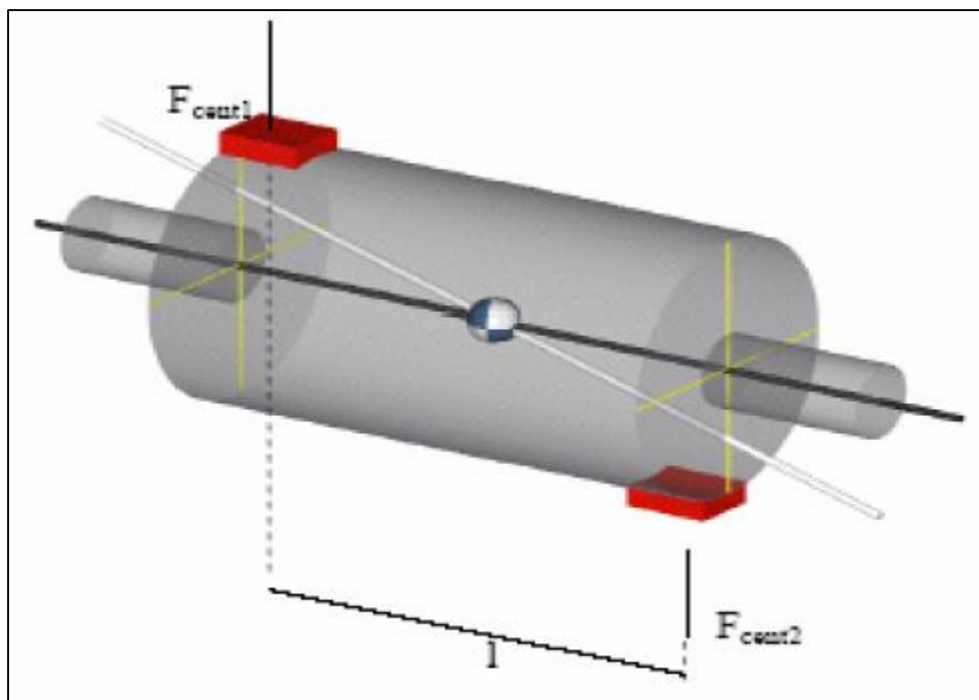


Figura 3.4 - Modelo de binário de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5])

Para a solução dos efeitos de vibração são necessárias duas massas corretoras em dois planos de balanceamento diferentes para que o efeito do momento possa ser anulado. Logo, com um binário posicionado de forma contrária ao eixo é possível equilibrar o momento gerado pelo binário de desbalanceamento.

### 3.4.3. Desbalanceamento Quase-Estático

O desbalanceamento quase estático é definido como a inclinação do eixo principal de inércia, sem que o centro de massa se mantenha coincidente com o eixo de rotação, porém com estes dois eixos ainda se interceptando. Logo, além da inclinação, há um deslocamento da distribuição de massa na direção radial.

O modelo que define este desbalanceamento é a combinação do desbalanceamento estático com o binário de desbalanceamento, onde o centro de massa é deslocado radialmente e o eixo principal de inércia é inclinado. Para a redução dos efeitos de desbalanceamento é possível corrigir esse tipo de balanceamento com duas massas que terão a função de reverter o binário e deslocar o centro de massa em direção ao eixo de rotação. Segue abaixo uma

ilustração do rotor com as massas de desbalanceamento que caracterizam o modelo de desbalanceamento quase-estático.

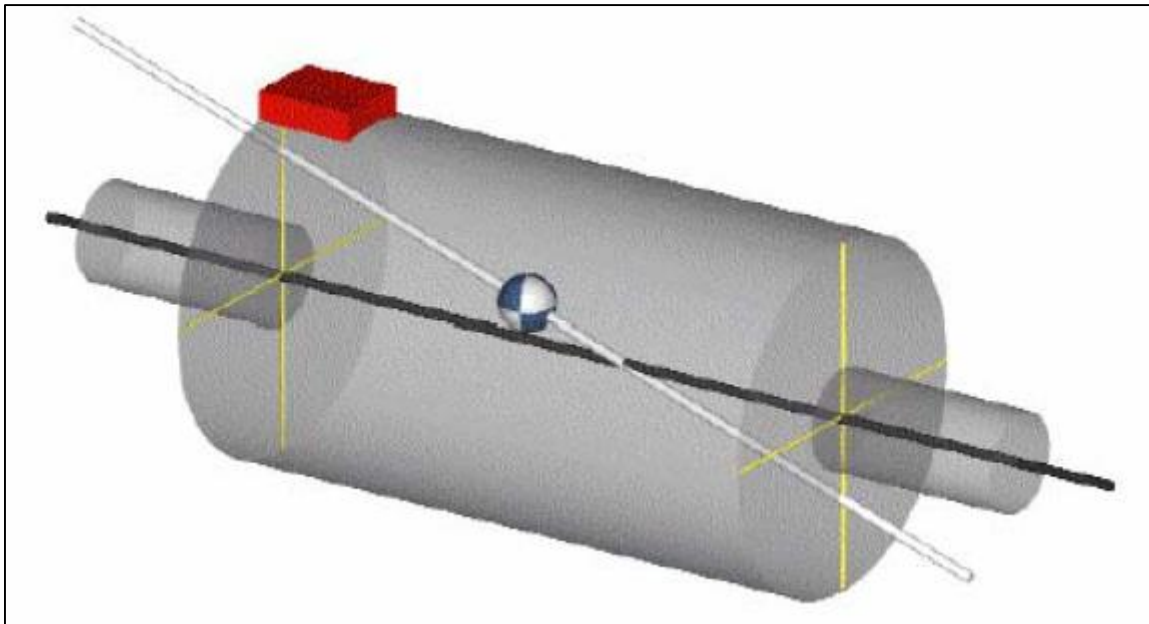


Figura 3.5 - Modelo de desbalanceamento quase-estático com uma massa de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5])

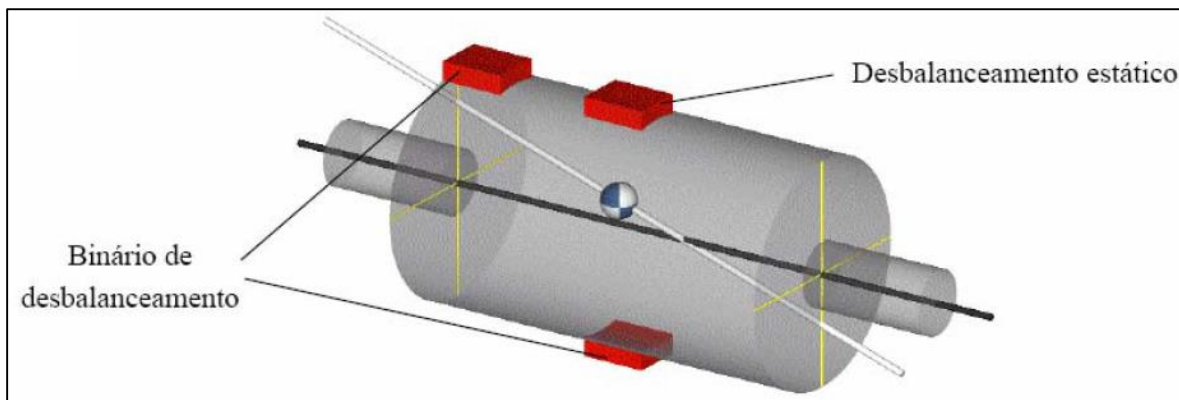


Figura 3.6 - Modelo de desbalanceamento quase-estático com três massas de desbalanceamento (retirada de SOUSA [5])



### 3.4.4. Desbalanceamento Dinâmico

O desbalanceamento dinâmico é definido como a inclinação do eixo principal de inércia e a não interseção com o eixo de rotação em nenhum ponto, ou seja, o modelo que define este caso apresenta massas de desbalanceamento posicionadas com uma certa angulação entre si quando avaliadas numa vista transversal ao eixo de rotação.

Essa configuração é a mais comum nos casos de equipamentos industriais e exige que o balanceamento seja realizado através da colocação de duas massas corretoras em pelo menos dois planos.

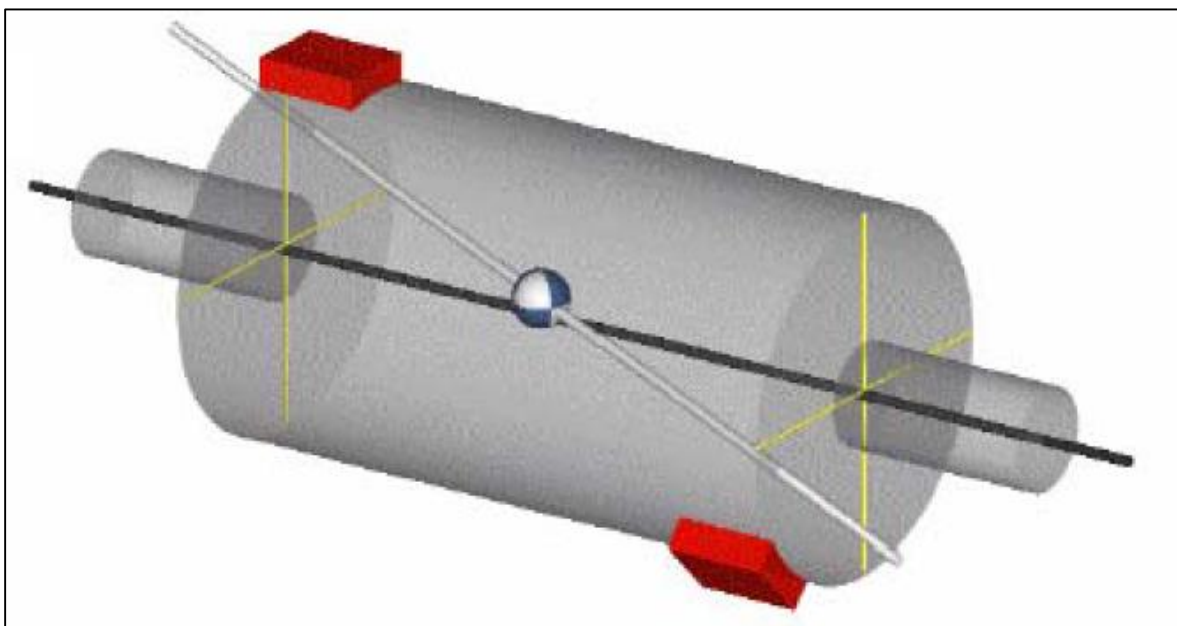


Figura 3.7 - Modelo de desbalanceamento dinâmico com duas massas (retirada de SOUSA [5])

### 3.5. Rotores Rígidos e Flexíveis

Rotores podem ser caracterizados como rígidos ou flexíveis de acordo com as deformações ao longo do eixo apresentadas quando submetidos a rotações. Se um rotor apresentar um nível desprezível de deformações durante a operação ele é considerado um rotor rígido, podendo ser facilmente balanceado através de dois planos de inserção de massas.

Quando o rotor opera com a rotação de aproximadamente 70% da frequência de ressonância ele tende a se deformar de acordo com o modo de vibração correspondente.

Logo, mais planos de balanceamentos serão necessários para uma redução da amplitude de vibração. A figura a seguir mostra os efeitos de deformação de acordo como modo da vibração de ressonância do rotor:

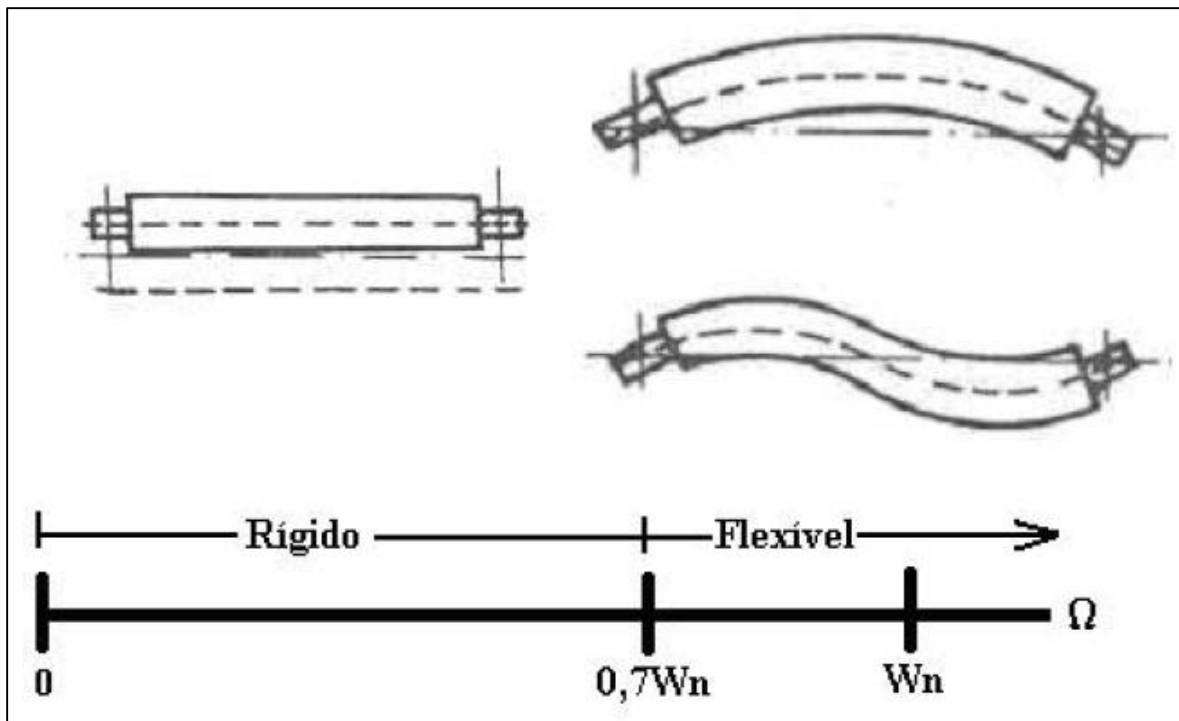


Figura 3.8 – Deformação de rotores flexíveis (retirada de SOUSA [5])

### 3.6. Balanceamento pelo método de Coeficientes de Influência

Balanceamento nada mais é do que o procedimento realizado para reduzir os efeitos causados pela distribuição de massa não uniforme em torno do rotor, o que proporciona a redução de vibrações e ruídos indesejados no sistema em questão.

O método de coeficientes de influência é um procedimento que leva em consideração o atraso da excitação referente à passagem da massa desbalanceadora, ou seja, a diferença em termos de fase da posição da massa e do sinal por ela gerado. Como geralmente não se sabe onde esta massa se encontra, nem qual é a diferença de fase, é necessário o uso de massas de teste conhecidas que serão inseridas nos planos de balanceamento do rotor em posições também conhecidas para que haja uma avaliação dos efeitos causados. Através dessas informações e de um algoritmo envolvendo vetores complexos é possível determinar com

precisão o valor da massa corretora e a posição angular em que ela deverá ser inserida e, assim, reduzir os efeitos de vibração a níveis aceitáveis.

Este método pode ser implementado para a resolução de desbalanceamento estático e dinâmico, sendo o primeiro um caso particular do segundo. A seguir segue a teoria do método de coeficientes de influência para ambos os casos.

### 3.6.1. Balanceamento Estático

O balanceamento estático é comum em rotores curtos e pode ser implementado através do método de coeficientes de influência. As amplitudes de vibração são primeiramente adquiridas em termos de deslocamento dos mancais no plano horizontal perpendicularmente ao eixo de rotação do rotor. Neste caso ambos os mancais oscilam em fase e com a mesma amplitude não havendo diferença entre os sinais. Uma referência é então escolhida e serve como base para a avaliação da fase dos sinais de oscilação. Esta referência é dada por um pico de tensão a cada volta do rotor e será o ponto zero. Os pontos de amplitude máxima do sinal gerados pela massa desbalanceadora são então caracterizados pelo seu valor e posição em relação à referência do rotor.

A Figura 3.9 ilustra os sinais de oscilação e o sinal de referência no caso de vibração em fase dos mancais:

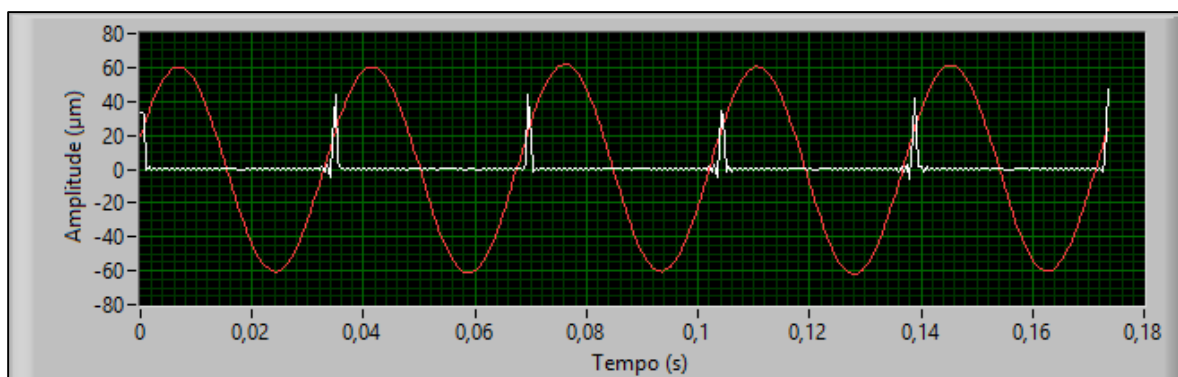


Figura 3.9 - Sinal de desbalanceamento estático e marcação de volta do rotor

Supondo um comportamento linear entre a amplitude de vibração e o desbalanceamento que à causa [5], tem-se a equação (3) em termos de números complexos:

$$\tilde{V} = \tilde{\alpha} \cdot \tilde{U} \quad (3)$$

Onde  $\tilde{\alpha}$  é denominado coeficiente de influência,  $\tilde{V}$  representa a amplitude de vibração e  $\tilde{U}$  a massa desbalanceadora.

O procedimento de balanceamento [5] consiste nos seguintes passos:

- Girar o rotor na rotação de trabalho.
- Medir a amplitude e fase da vibração inicial sem nenhuma massa no plano de balanceamento. ( $V_0$  e  $F_0$ )
- Parar o rotor.
- Colocar a massa de teste numa posição angular conhecida.
- Girar o rotor na rotação de trabalho.
- Medir a amplitude e fase da vibração resultante. ( $V_1$  e  $F_1$ ).
- Parar o rotor.
- Remover a massa de teste.
- Executar o procedimento de cálculo.
- Adicionar a massa corretora no local indicado.

Para a obtenção do coeficiente de influência basta apenas subtrair a amplitude de vibração original da amplitude de vibração resultante e dividir o resultado pelo valor complexo da massa de teste:

$$\tilde{\alpha} = \frac{\tilde{V}_1 - \tilde{V}_0}{\tilde{m}} \quad (4)$$

Com o coeficiente de influência determinado pode-se reescrever a equação (4) da seguinte forma:

$$\tilde{U} = (\tilde{\alpha})^{-1} \cdot \tilde{V}_0 \quad (5)$$

A equação (5) pode ser alterada para caracterizar a massa corretora final que deverá ser inserida para a resolução do desbalanceamento:

$$\tilde{M}_c = (\tilde{\alpha})^{-1} \cdot (-\tilde{V}_0) \quad (6)$$

Onde  $\tilde{M}_c$  é o valor complexo da massa corretora. O valor inverso do coeficiente de influência é dado por:

$$\tilde{\alpha}^{-1} = \frac{\tilde{m}}{\tilde{V}_1 - \tilde{V}_0} \quad (7)$$

Resultando numa massa corretora igual à:

$$\tilde{M}_c = \frac{\tilde{m}}{\tilde{V}_1 - \tilde{V}_0} \cdot (-\tilde{V}_0) \quad (8)$$

Ou ainda:

$$\tilde{M}_c = \frac{\tilde{m} \cdot \tilde{V}_0}{\tilde{V}_0 - \tilde{V}_1} \quad (9)$$

A Figura 3.10 ilustra o procedimento de balanceamento descrito acima:

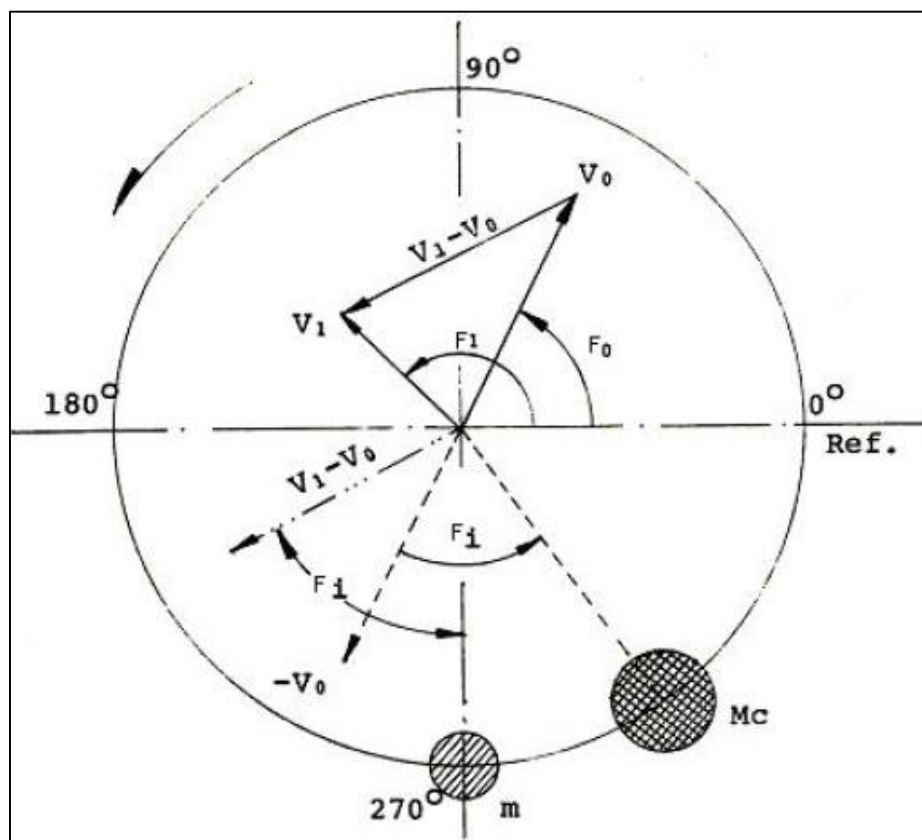


Figura 3.10 - Procedimento de balanceamento estático (retirada de SOUSA [5])

Onde o vetor  $(\vec{V}_1 - \vec{V}_0)$  consiste no desbalanceamento gerado apenas pela massa de teste  $m$ ,  $F_0$  é o ângulo de fase da vibração original,  $F_1$  é o ângulo de fase da vibração com a massa de teste e  $F_i$  é o ângulo de atraso formado entre  $(\vec{V}_1 - \vec{V}_0)$  e a posição da massa de teste. O ângulo de atraso determina qual deve ser o avanço da massa corretora em relação à posição oposta da vibração original.

### 3.6.2. Balanceamento Dinâmico

Balanceamento dinâmico de rotores é o tipo de balanceamento mais empregado em rotores de maior comprimento fazendo uso de dois mancais e dois planos de balanceamento. Os sinais de vibração se apresentam com uma diferença de fase e amplitude, e precisam ser adquiridos simultaneamente nos dois mancais. O método de coeficientes de influência se

aplica também a esse caso, diferindo do balanceamento estático no número de medições e na introdução de um algoritmo matricial complexo para o cálculo da massa corretora.

A Figura 3.11 ilustra as oscilações e o sinal de referência no caso de desbalanceamento dinâmico.

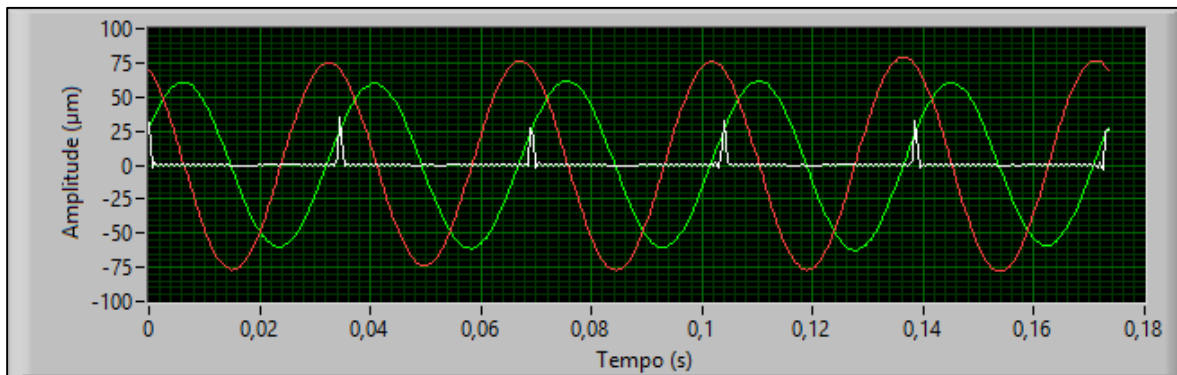


Figura 3.11 - Sinais de desbalanceamento dinâmico e marcação de volta do rotor

Neste caso, a suposição do comportamento linear da amplitude em relação ao desbalanceamento se mantém conforme o estipulado no caso do balanceamento estático. A primeira medição também é realizada nos mesmos moldes diferindo apenas o fato de se adquirir e levar em conta os sinais de ambos os mancais.

O procedimento de balanceamento com dois planos e dois mancais [5] é dado por:

- Girar o rotor na rotação de trabalho.
- Medir a amplitude e fase da vibração inicial nos dois mancais sem nenhuma massa no plano de teste. ( $V_{10}$  e  $F_{10}$ ;  $V_{20}$  e  $F_{20}$ )
- Parar o rotor.
- Colocar a massa de teste numa posição angular conhecida no primeiro plano de inserção de massa de teste.
- Girar o rotor na rotação de trabalho.
- Medir a amplitude e fase da vibração resultante nos dois mancais. ( $V_{11}$  e  $F_{11}$ ;  $V_{21}$  e  $F_{21}$ )
- Parar o rotor.
- Remover a massa de teste do primeiro plano.

- Colocar a massa de teste numa posição angular conhecida no segundo plano de inserção de massa de teste.
- Girar o rotor na rotação de trabalho.
- Medir a amplitude e fase da vibração resultante nos dois mancais. ( $V_{12}$  e  $F_{12}$ ;  $V_{22}$  e  $F_{22}$ )
- Parar o rotor.
- Executar o procedimento de cálculo.
- Adicionar as massas corretoras nos locais indicados nos planos de balanceamento.

Analogamente ao procedimento de balanceamento estático [5] a equação (10) especifica a massa corretora, porém em forma matricial:

$$\{M_c\} = |A|^{-1} \cdot -\{V_0\} \quad (10)$$

A matriz A refere-se à:

$$|A| = \begin{vmatrix} \tilde{\alpha}_{11} & \tilde{\alpha}_{12} \\ \tilde{\alpha}_{21} & \tilde{\alpha}_{22} \end{vmatrix} \quad (11)$$

Onde os coeficientes de influência são determinados de forma análoga:

$$\tilde{\alpha}_{11} = \frac{\tilde{V}_{11} - \tilde{V}_{10}}{\tilde{m}_1} \quad (12)$$

$$\tilde{\alpha}_{12} = \frac{\tilde{V}_{12} - \tilde{V}_{10}}{\tilde{m}_2} \quad (13)$$

$$\tilde{\alpha}_{21} = \frac{\tilde{V}_{21} - \tilde{V}_{20}}{\tilde{m}_1} \quad (14)$$



$$\tilde{\alpha}_{22} = \frac{\tilde{V}_{22} - \tilde{V}_{20}}{\tilde{m}_2} \quad (15)$$

O vetor das amplitudes iniciais de vibração e o vetor das massas corretoras:

$$\{V_0\} = \begin{Bmatrix} \tilde{V}_{10} \\ \tilde{V}_{20} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$\{M_C\} = \begin{Bmatrix} \tilde{M}_{C1} \\ \tilde{M}_{C2} \end{Bmatrix} \quad (17)$$

A matriz inversa de A é dada por:

$$|A|^{-1} = \begin{vmatrix} \frac{-\tilde{\alpha}_{22}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} & \frac{\tilde{\alpha}_{12}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \\ \frac{\tilde{\alpha}_{21}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} & \frac{-\tilde{\alpha}_{11}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \end{vmatrix} \quad (18)$$

Logo:

$$\begin{Bmatrix} \tilde{M}_{C1} \\ \tilde{M}_{C2} \end{Bmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{-\tilde{\alpha}_{22}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} & \frac{\tilde{\alpha}_{12}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \\ \frac{\tilde{\alpha}_{21}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} & \frac{-\tilde{\alpha}_{11}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \end{vmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \tilde{V}_{10} \\ \tilde{V}_{20} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

Desta forma os valores complexos das massas corretoras são dadas por:

$$\tilde{M}_{C1} = \frac{\tilde{\alpha}_{22}\tilde{V}_{10} - \tilde{\alpha}_{12}\tilde{V}_{20}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \quad (20)$$

$$\tilde{M}_{C2} = \frac{\tilde{\alpha}_{11}\tilde{V}_{20} - \tilde{\alpha}_{21}\tilde{V}_{10}}{\tilde{\alpha}_{12}\tilde{\alpha}_{21} - \tilde{\alpha}_{11}\tilde{\alpha}_{22}} \quad (21)$$

A Figura 3.12 ilustra o procedimento descrito acima:

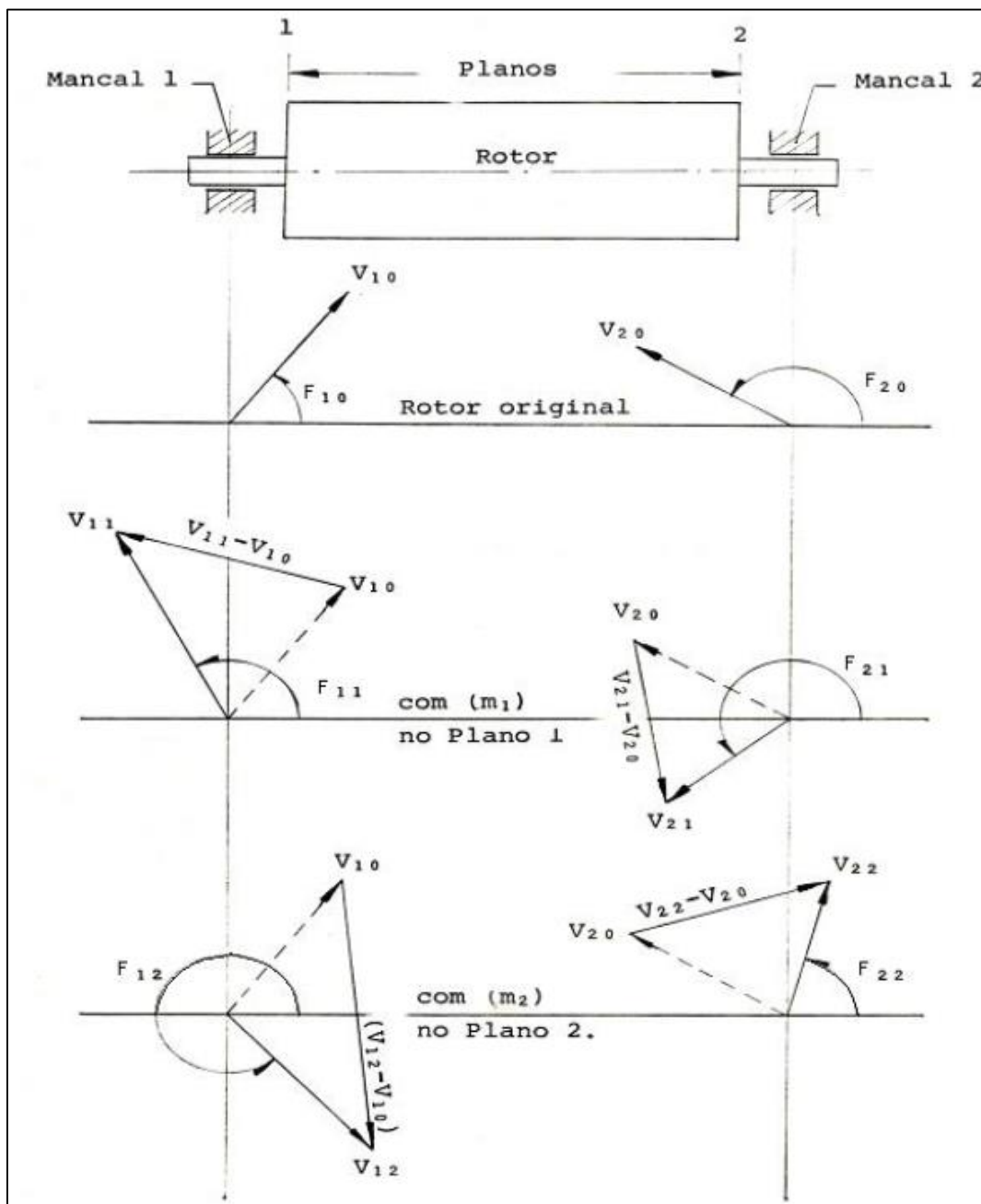


Figura 3.12 - Procedimento de balanceamento dinâmico (retirada de SOUSA [5])

Onde  $(V_{11} - V_{10})$  e  $(V_{21} - V_{20})$  são os vetores de desbalanceamento devido à massa de teste  $M_1$  nos mancais um e dois, respectivamente. Os vetores  $(V_{12} - V_{10})$  e  $(V_{22} - V_{20})$  representam o desbalanceamento devidos à massa de teste  $M_2$  nos mancais um e dois, respectivamente. Os ângulos  $F_{11}$  e  $F_{21}$  são os ângulos de fase após a inserção da massa de

teste  $M_1$  (posicionada no mancal um) nos mancais um e dois, respectivamente. E por fim, os ângulos  $F_{12}$  e  $F_{22}$  são os ângulos de fase após a inserção da massa de teste  $M_2$  (posicionada no mancal dois) nos mancais um e dois, respectivamente.

### 3.7. Estimativa da massa de teste

A massa de teste para um rotor desbalanceado pode ser estimada através da equação empírica apresentada por SOUSA [5]:

$$mt = \frac{90 \cdot P}{\left(\frac{rpm}{1000}\right)^2 R} \quad (22)$$

Onde  $mt$  representa massa de teste,  $P$  a massa do rotor,  $R$  o raio em que será fixada a massa de teste e  $rpm$  a rotação do eixo.

### 3.8. Transposição de planos e diâmetros

O método de balanceamento descrito até aqui impõe a adição da massa corretora necessariamente nos planos e diâmetros usados para a inserção das massas de teste. Na prática isso pode não ser possível, existindo um posicionamento diferenciado para a massa corretora efetiva. Para atender esta circunstância é preciso desenvolver o cálculo de transposição que permita substituir a massa corretora do plano da massa de teste por uma massa equivalente posicionada no plano de correção.

As Figuras 3.13 e 3.14 ilustram os planos e distâncias que serão utilizados para a realização do cálculo. É possível visualizar os planos dos mancais,  $M_1$  e  $M_2$ , os planos de adição da massa de teste,  $PT_1$  e  $PT_2$ , e os planos de inserção da massa corretora,  $PC_1$  e  $PC_2$ . A distância entre os mancais é dada por  $M$ , as distâncias  $T_1$  e  $T_2$  são as distâncias dos planos de colocação da massa de teste e  $C_1$  e  $C_2$  são as distâncias dos planos de colocação da massa de correção. Todas em relação ao mancal um.

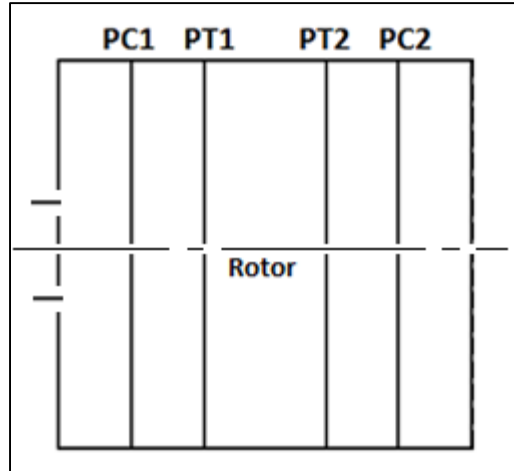


Figura 3.13 - Planos de inserção de massa do rotor

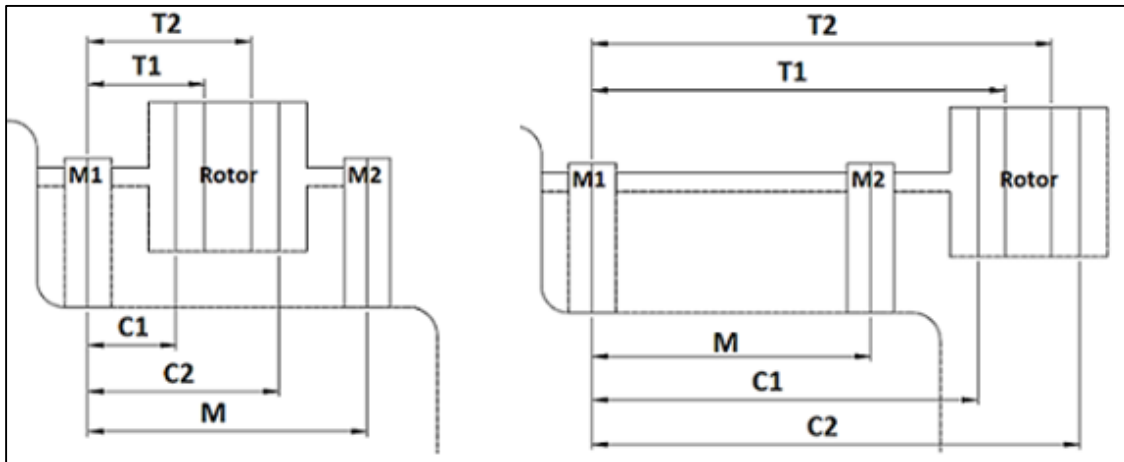


Figura 3.14 – Distâncias em duas configurações de montagem

Através das equações de equilíbrio do rotor podemos concluir que uma massa corretora num dos planos de teste pode ser substituída por massas equivalentes posicionadas nos planos dos mancais. Logo, as massas equivalentes devido às massas de teste  $M_{PT1}$  e  $M_{PT2}$  podem ser definidas como:

$$M_{M1-PT1} = \frac{(M - T1)}{M} \times M_{PT1} \quad (23)$$

$$M_{M2-PT1} = \frac{T1}{M} \times M_{PT1} \quad (24)$$

$$M_{M1-PT2} = \frac{(M - T2)}{M} \times M_{PT2} \quad (25)$$

$$M_{M2-PT2} = \frac{T2}{M} \times M_{PT2} \quad (26)$$

Onde  $M_{M1-PT1}$ ,  $M_{M2-PT1}$  são as massas equivalentes nos mancais  $M1$  e  $M2$ , respectivamente, devido à massa corretora  $M_{PT1}$  no plano de teste  $PT1$ . E as massas  $M_{M1-PT2}$ ,  $M_{M2-PT2}$  são as massas equivalentes nos mancais  $M1$  e  $M2$ , respectivamente, devido à massa corretora  $M_{PT2}$  no plano de teste  $PT2$ .

Com os valores das massas equivalentes nos planos dos mancais conhecidos, é possível escrever o valor da massa corretora que será inserida no plano de correção:

$$M_{PC1-PT1} = \frac{M_{M2-PT1} - (M_{M1-PT1} + M_{M2-PT1}) \cdot \frac{C2}{M}}{\frac{(C1 - C2)}{M}} \quad (27)$$

$$M_{PC1-PT2} = \frac{M_{M2-PT2} - (M_{M1-PT2} + M_{M2-PT2}) \cdot \frac{C2}{M}}{\frac{(C1 - C2)}{M}} \quad (28)$$

$$M_{PC1} = M_{PC1-PT1} + M_{PC1-PT2} \quad (29)$$

$$M_{PC2} = (M_{M1} + M_{M2}) - M_{PC1} \quad (30)$$

As equações (27) e (28) representam os valores das massas  $M_{PC1-PT1}$  e  $M_{PC1-PT2}$  nos planos de correção devido às massas equivalentes nos mancais geradas por  $PT1$  e  $PT2$  respectivamente. O valor da massa equivalente no mancal um é dado pela equação (29) e a resultante no mancal dois é dado pela equação (30).

A correção do diâmetro ocorre avaliando a colocação de uma massa equivalente num raio diferente do ponto de inserção da massa de teste, porém preservando o mesmo plano.

Como a força centrífuga gerada por uma massa em excesso no rotor varia com o quadrado do raio, temos a seguinte relação para a massa no diâmetro efetivo de correção:

$$M_{Dc} = M_{Dt} \cdot \left(\frac{Dt}{Dc}\right)^2 \quad (31)$$

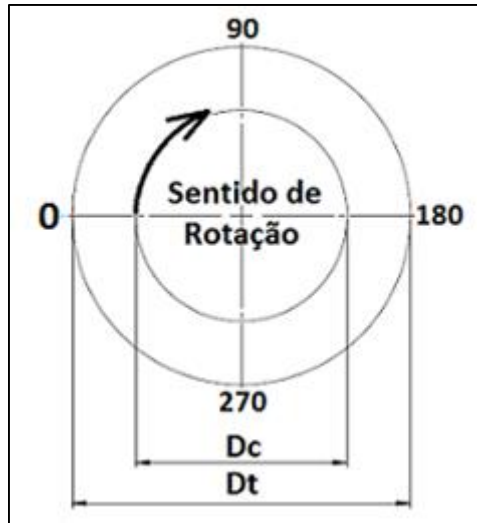


Figura 3.15 - Diâmetros de inserção da massa de teste e massa corretora

## Capítulo 4 - Instrumentação e Aquisição de Dados

### 4.1. Introdução

A instrumentação da bancada inercial foi implementada através do sensoriamento dos mancais, de equipamentos de aquisição de dados e do uso do software LabVIEW para a realização dos algoritmos de balanceamento e armazenamento dos dados adquiridos.

O sensoriamento é realizado através de um detector de volta que capta a rotação do eixo e acelerômetros que medem as acelerações dos mancais provocadas pelas forças centrífugas impostas pelo desbalanceamento.

O equipamento de aquisição é composto por hardwares da NATIONAL INSTRUMENTS como a placa de aquisição NI 9234 e o chassis de conexão cDAQ 9714, ambos compatíveis com conexão USB e integrados ao software de programação utilizado.

O algoritmo de resolução e o armazenamento dos dados adquiridos se apresentam na ferramenta LabVIEW, também desenvolvida pela NATIONAL INSTRUMENTS. Os VIs (*Virtual Instruments*) são os arquivos de edição do LabVIEW e são compostos por dois ambientes, um de interface e outro de inserção de códigos via diagrama de blocos.

### 4.2. Sensores

#### 4.2.1. Detector de volta

O sistema eletromecânico responsável pelo pulso de marcação de volta do rotor se encontra numa das polias do sistema de transmissão. Esta polia possui uma tira metálica posicionada na superfície externa orientada na direção axial. Duas hastes metálicas alimentadas eletricamente se mantêm em contato constante com a polia. Ao girar a polia, a tira entra em contato com as hastes, fecha o circuito e um pulso é gerado demarcando a posição angular do rotor.

#### 4.2.2. Acelerômetros

O acelerômetro utilizado é um acelerômetro de aplicação genérica e único eixo 353M197 da PCB PIEZOTRONICS. Este modelo possui uma sensibilidade média de 10,00 mV/g, pico de aceleração de 500 g e faixa de frequência de 1 à 7000 Hz.

Será utilizado um acelerômetro 353M197 em cada mancal para a detecção das acelerações resultantes.



Figura 4.1 - Acelerômetro PCB PIEZOTRONICS - 353M197

#### 4.3. National Instruments

##### 4.3.1. Descrição

NATIONAL INSTRUMENTS é uma empresa multinacional fundada em 1976 que desenvolve hardwares e softwares para aquisição de dados e processamento de sinais. No que diz respeito à instrumentação, a empresa está presente no mercado com módulos de aquisição de dados, instrumentos modulares, hardware de controle e barramentos para comunicações industriais.



Na área de softwares a empresa fornece o aplicativo LabVIEW, uma ferramenta que possibilita a interface com os hardwares e o processamento dos dados adquiridos.

#### 4.3.2. Placa de aquisição – NI 9234

A placa utilizada é a NI 9234. Esta placa é um módulo de aquisição de sinais dinâmicos de quatro canais para medições de alta precisão de sensores IEPE. Apresenta conectividade USB, resolução de 24 bits e uma faixa dinâmica de mais de 100dB. Os quatro canais de entrada adquirem taxas de 2 a 51,2 kS/s simultaneamente. Além disso, o hardware é equipado com condicionamento de sinais IEPE (2 mA de corrente constante) para acelerômetros. E, por fim, a faixa de tensão se encontra em  $\pm 5V$ . Abaixo segue um resumo das principais características da placa:

Tabela 4-1 – Tabela de dados da placa NI 9234

BUS	Input resolution (bits)	Dynamic Range (dB)	Sampling Rate per channel (kS/s)	Analog Inputs	Input Range
USB	24	102	51,4	4	$\pm 5V$

A facilidade de conectividade, a taxa de aquisição e o número de entradas analógicas fazem da placa NI 9234 uma boa escolha para equipar o sistema de medição da bancada de balanceamento.



Figura 4.2 - Placa de aquisição NI 9234

### 4.3.3. Chassis – NI cDAQ-9174

O chassis utilizado para a acomodação da placa de aquisição é a NATIONAL INSTRUMENTS cDAQ-9174. Ele é equipado com quatro *slots* de placas de aquisição, potência disponível de 15 W, tensão de entrada de 9 V, 30 V e conexão USB.



Figura 4.3 - Chassis NI cDAQ

## 4.4. LabVIEW

### 4.4.1. Descrição

LabVIEW (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) é um ambiente de desenvolvimento que proporciona uma interface com os hardwares de medição de controle, análise de dados e publicação de resultados, além de uma vasta gama de pacotes de extensão como, por exemplo, o “Sound and Vibration Toolkit” que fornece diversas ferramentas adicionais direcionadas para o campo de medições e processamento de sinais referentes a ruídos e vibrações.

A base de seu funcionamento são os chamados VIs (*Virtual Instruments*), que englobam a interface com o usuário e um ambiente de programação de blocos onde é implementado o algoritmo do software.

#### **4.4.2. Virtual Instruments**

Os VIs são os arquivos que contêm todas as informações referentes a um aplicativo. Na área de interface, conhecido como painel frontal, são inseridos os componentes gráficos que serão responsáveis pela troca de informação entre o usuário e o programa. Esses recursos permitem recriar, em ambiente virtual, os tipos de controle e mostradores existentes na realidade em instrumentos como, por exemplo, o osciloscópio.

A área de diagrama de blocos é responsável por desempenhar o algoritmo implementado através de conexões de funções presentes na biblioteca de funções do LabVIEW. As funções são representadas por blocos com entradas e saídas de informação e as conexões são representadas por linhas que indicam o fluxo de dados que está sendo carregada de um bloco para o outro.

#### **4.4.3. SubVIs**

SubVIs são VIs criados pelo usuário e que são acionados por um VI principal, com o objetivo de simplificar e organizar o ambiente de programação. O desenvolvimento de um VI utilizando SubVIs se faz necessário em algoritmos que contenham grupos de tarefas repetitivas ou com o grande número de blocos e conexões.

## Capítulo 5 - Processamento do Sinal

### 5.1. Descrição

Ao longo do programa uma série de etapas são cumpridas. Uma delas é a aquisição dos sinais provenientes dos acelerômetros e marcadores de volta. Esse sinal adquirido deve passar por um tratamento para que as informações que descrevem o desbalanceamento possam ser obtidas. Primeiramente o sinal será submetido a um filtro passa banda para que o *offset* e ruídos de alta frequência sejam removidos do sinal original. Em seguida é executada uma média síncrona a partir de amostras de mesmo período e posição angular para que efeitos aleatórios do sinal sejam minimizados. O objetivo inicial é ter um sinal livre de ruídos ou qualquer perturbação que não seja diretamente ligada ao fenômeno de desbalanceamento.

Após esse tratamento inicial é feita a *FFT* (*Fast Fourier Transform*) do sinal de aceleração para que a oscilação seja tratada no domínio da frequência onde serão então efetuadas duas integrais para a obtenção da curva de deslocamento dos mancais.

### 5.2. Filtros passa Banda

O sinal proveniente da oscilação dos mancais apresenta perturbações que devem ser tratadas com filtros digitais para a eliminação de ruídos de alta frequência e *offset* da curva de oscilação. Portanto, se faz necessário a utilização de um filtro passa banda e para isso alguns parâmetros devem ser selecionados: Frequências de início e fim de transição, frequências de corte, *Ripple*, intensidade de atenuação, tipo e ordem do filtro.

Filtros digitais com resposta ao impulso de duração infinita (*IIR*) apresentam características de mudança de fase e deformação das curvas dos sinais de acordo com o aumento da ordem do filtro e conforme a frequência do sinal se aproxima da frequência de corte. Logo, a seleção do filtro se baseia na escolha das variáveis de forma que esses efeitos sejam minimizados ou de possível correção.

Primeiramente é avaliado a faixa de oscilação típica que o sinal a ser filtrado será submetido. Como os sinais de desbalanceamento possuem a mesma frequência de rotação do rotor, a banda de passagem deve englobar toda a faixa de operação dos rotores que serão

balanceados para que nenhuma informação relevante seja perdida. As frequências de rotação típicas utilizadas no software de balanceamento se encontram entre 25 Hz e 50 Hz.

Em seguida são predeterminados os parâmetros iniciais para o teste de seleção de filtro. As frequências de corte foram estipuladas em 20 Hz (frequência inferior de corte) e 100 Hz (frequência superior de corte), a frequência de início de transição para a região de passagem foi estipulada em 10 Hz e a frequência de fim de transição para a região atenuada em 150 Hz. Essas frequências foram determinadas visando o maior espaçamento entre elas e o atendimento da faixa de oscilação do rotor. Além disso, foi estabelecido um *Ripple* máximo de 5% na banda de passagem e -20 dB de atenuação de ruídos.

Os filtros (*IIR*) Butterworth, Chebyshev 1, Chebyshev 2 e Elliptic foram avaliados em um script em MATLAB que determina a ordem destes filtros a partir dos parâmetros estipulados acima. Ao determinar a ordem é possível então plotar a resposta em frequência da amplitude e fase em função da frequência para todos eles.

O critério de seleção se baseia na escolha do filtro em que a banda de passagem apresente o menor nível de perturbação em termos de amplitude. As Figuras 5.1 e 5.2 apresentam as amplitudes da resposta em frequência dos quatro filtros com os parâmetros descritos acima após a determinação da ordem.

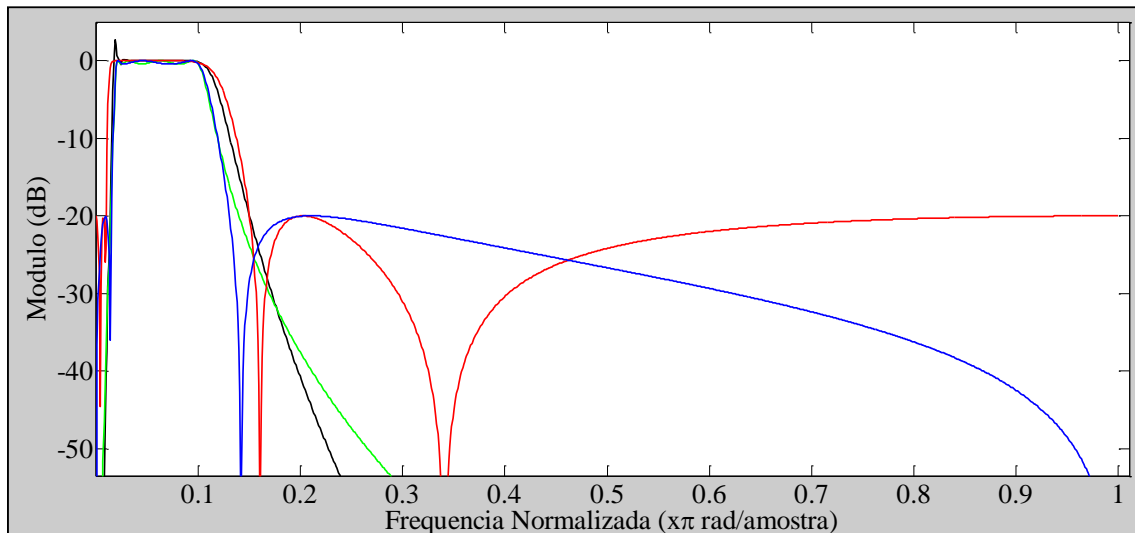
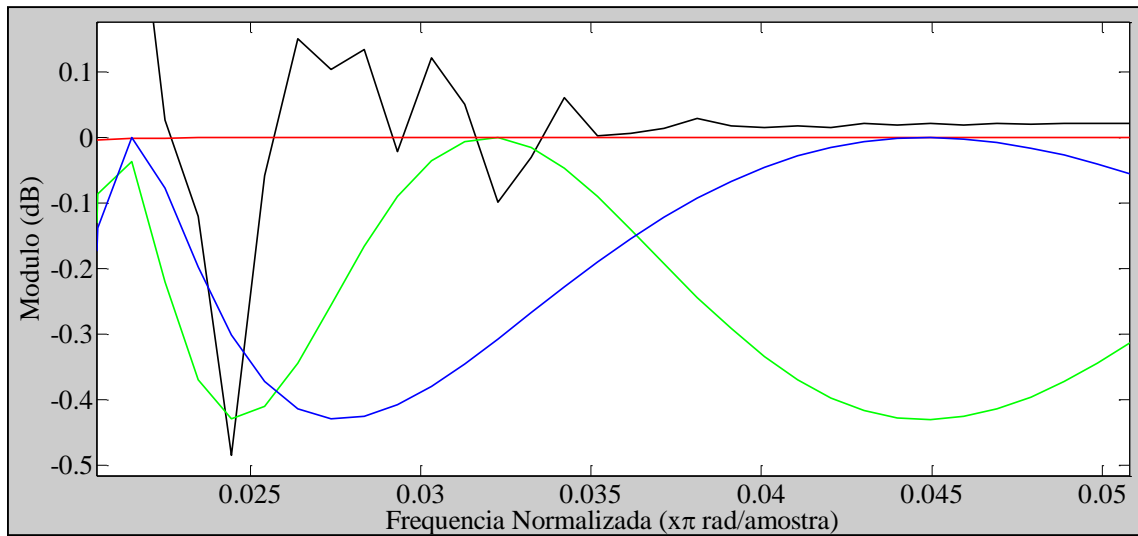
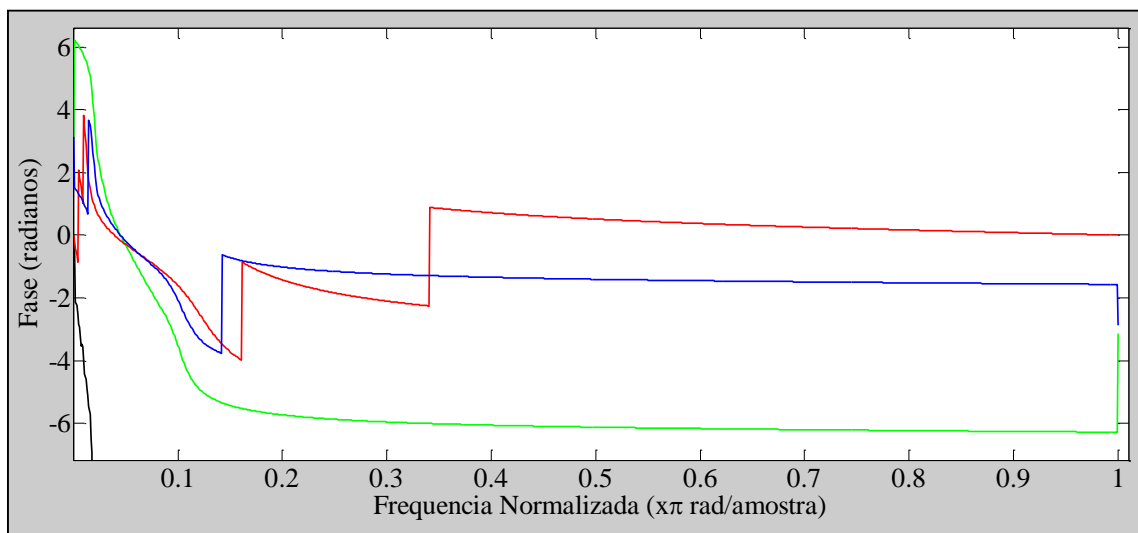


Figura 5.1 - Amplitude - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebyshev 1; Vermelho – Chebyshev 2; Verde - Elliptic



**Figura 5.2 - Detalhe da Amplitude - Resposta em freqüência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshhev 1; Vermelho – Chebshhev 2; Verde - Elliptic**

O filtro Chebyshev 2 de quinta ordem foi o que apresentou a melhor faixa de passagem pois apresentou um sinal de saída com menores variações de amplitude. A resposta em freqüência da fase é apresentada nas Figuras 5.3 e 5.4.



**Figura 5.3 - Fase - Resposta em freqüência: Preto – Butterworth; Azul – Chebshhev 1; Vermelho – Chebshhev 2; Verde - Elliptic**

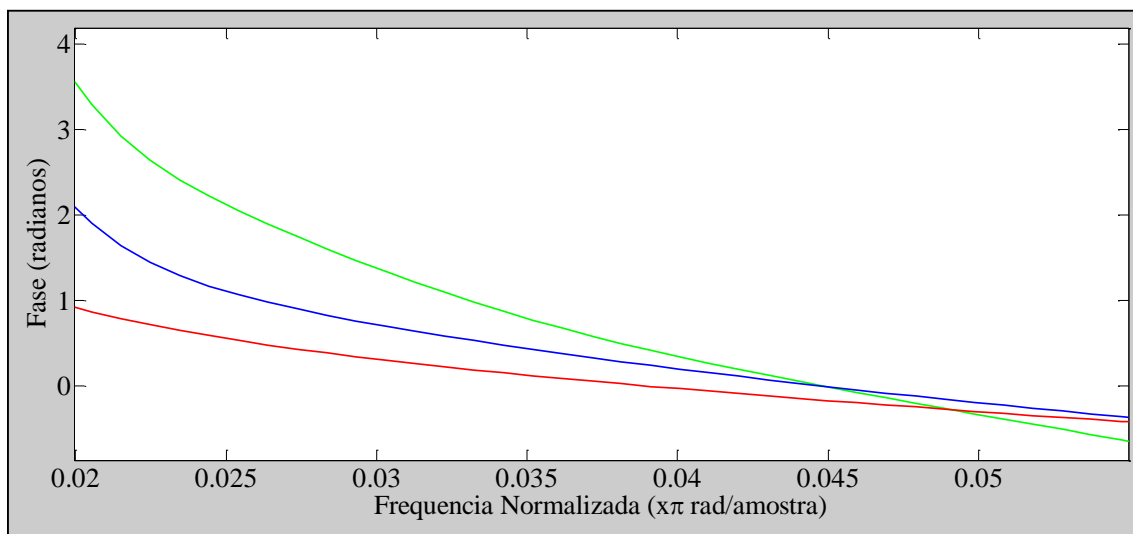


Figura 5.4 - Detalhe da Fase - Resposta em frequência: Preto – Butterworth; Azul – Chebyshev 1; Vermelho – Chebyshev 2; Verde - Elíptica

Foi ajustado um polinômio de segunda ordem para a correção da fase a partir dos valores retirados da Figura 5.4. Esta a correção será inserida no algoritmo implementado em LabVIEW.

$$y = 0,0005x^2 - 0,0461x + 0,6141 \quad (32)$$

### 5.3. Média Síncrona

Para uma remoção mais completa de ruídos no sinal de aquisição é efetuada uma média síncrona de dez amostras obtidas através do sinal de volta, que atua como gatilho para o início da aquisição. Como a vibração ocorre na mesma frequência de rotação, as amostras pertencem ao mesmo deslocamento angular e, portanto, exibem teóricamente o mesmo fenômeno no domínio do tempo. Ao efetuar a média dos sinais amostrados é possível eliminar flutuações aleatórias que o filtro utilizado não foi capaz de remover.

O sinal retirado após o gatilho é salvo em forma de um vetor, em seguida, este vetor é usado para se efetuar a média com o vetor retirado do gatilho seguinte, e assim sucessivamente. Logo, sempre o mesmo segmento é utilizado para compor a média do sinal, resultando numa curva mais fiel dos efeitos de desbalanceamento.

A média é feita termo a termo, ou seja, os primeiros termos de todos os vetores amostrados são somados e divididos pelo número de amostras. O mesmo ocorre com os segundos termos e assim sucessivamente:

$$Média_j = \frac{1}{N} \sum_1^N A_{ij} \quad (33)$$

Onde  $N$  é o número de amostras e  $A_{ij}$  a amplitude do sinal da amostra  $i$  na posição  $j$  do vetor de deslocamento do sinal. O valor de  $j$  deve variar por todo o comprimento do vetor.

O grau de remoção de ruídos através da média síncrona se eleva conforme o número de amostras aumenta. A Figura 5.5 ilustra a evolução da média de um exemplo de sinal conforme o aumento de amostras integrantes na média:

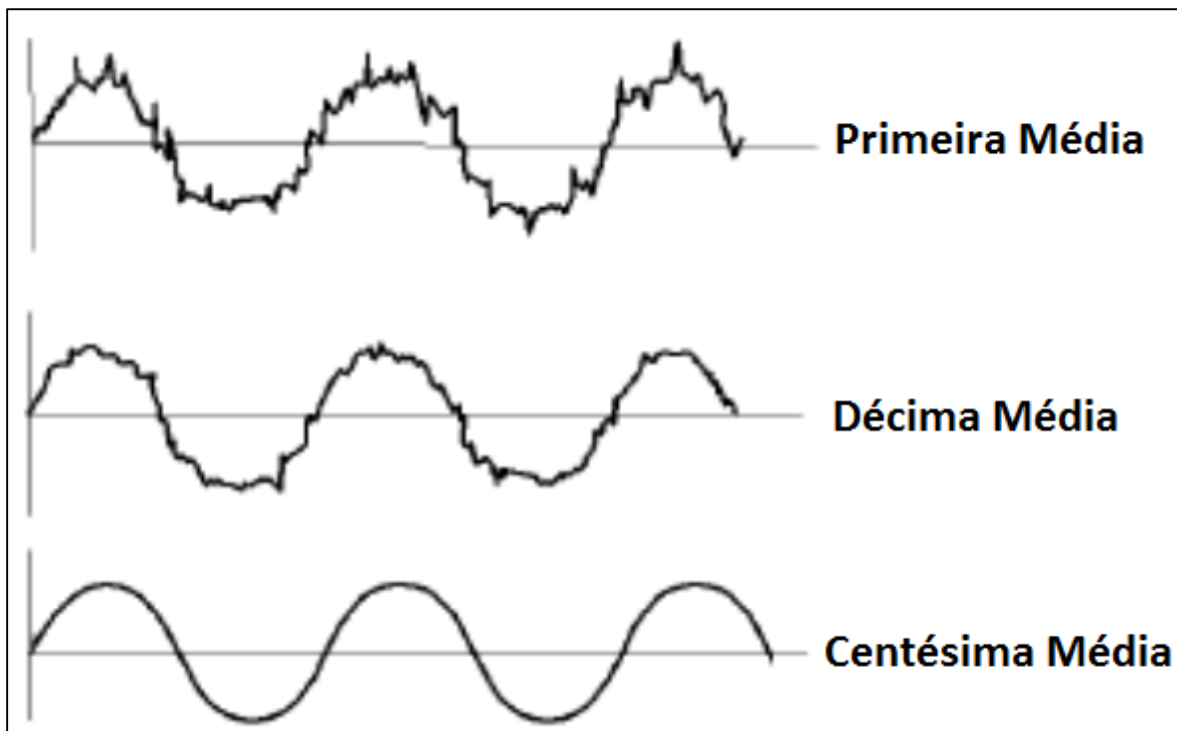


Figura 5.5 - Evolução da média de um sinal senoidal com o aumento do número de amostras na média síncrona



## 5.4. Fast Fourier Transform - FFT

O matemático Fourier prova que qualquer função contínua pode ser reproduzida como uma soma infinita de funções de seno e cosseno. Este resultado possui enorme potencial no campo da acústica e vibração. A decomposição de qualquer função periódica nas funções seno e cosseno que a compõem é chamada de análise de Fourier. A transformada de Fourier permite reescrever uma função do tempo em uma função da frequência.

A transformada de Fourier discreta (*DFT*) converte uma lista finita de amostras igualmente espaçadas de uma função em coeficientes de uma combinação finita de senóides complexas, ordenados por suas frequências, que tem os mesmos valores da amostra. A transformada rápida de Fourier (*FFT*) produz os mesmo resultados da *DFT*, porém com o benefício de apresentar uma solução mais rápida.

A aplicação direta da definição da *FFT* acarreta num número de  $2n^2$  operações, o que pode ser um problema devido à capacidade de processamento. Entretanto, algoritmos modernos de *FFT* permitem que para comprimentos definidos como potências de dois, o número de operações seja menor que  $3n \log_2 n$ , demandando menos recursos computacionais para a mesma operação.

Abaixo segue um exemplo de um seno puro e sua *FFT*:

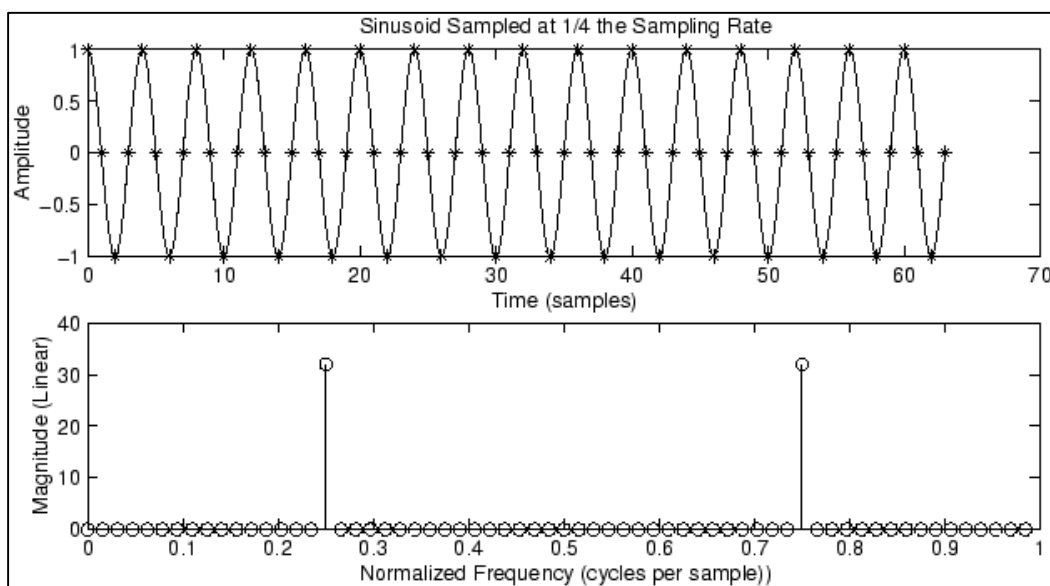


Figura 5.6 - Fast Fourier Transform - FFT de uma amostra senoidal

## 5.5. Integração no domínio da frequência

Neste capítulo, o objetivo é desenvolver um método de integração de um sinal genérico ao longo do tempo. Como vimos na análise da *FFT*, os sinais podem ser decompostos em uma série de senos e cossenos de diferentes amplitudes, frequências e fases. Desta forma é realizada a *FFT* para que seja desenvolvida uma integral ponto a ponto levando em consideração a frequência correspondente. Este método oferece grande precisão por levar em consideração todas as frequências em torno da frequência predominante do sinal. Ao se realizar a *FFT* inversa é possível obter a integração do sinal original novamente no domínio do tempo. Para a ilustração do método será analisado um sinal periódico de aceleração:

$$a(t) = \{A \cos(\omega t) + i A \operatorname{sen}(\omega t)\} = A e^{i\omega t} \quad (34)$$

A integral da equação (19) é dada por:

$$\int a(t) dt = \frac{1}{i\omega} a(t) = v(t) \quad (35)$$

Integrando novamente temos que:

$$\iint a(t) dt = \frac{1}{(i\omega)^2} a(t) = s(t) \quad (36)$$

Como, na prática, os sinais de aceleração são compostos por diversos sinais de diferentes frequências, a operação deve ser realizada no domínio da frequência e avaliada em cada uma delas. Logo é necessário realizar a *FFT* do sinal original:

$$a(t) \rightarrow FFT \rightarrow A(\omega) \quad (37)$$

Analogamente, para a integral no domínio da frequência utilizamos:

$$\int A(\omega) d\omega = \frac{1}{i\omega} A(\omega) = V(\omega) \quad (38)$$

$$\iint A(\omega) d\omega = \frac{1}{(i\omega)^2} A(\omega) = S(\omega) \quad (39)$$

Ao final aplicamos a *FFT* inversa para obtermos o sinal novamente no domínio do tempo:

$$V(\omega) \rightarrow FFT^{-1} \rightarrow v(t) \quad (40)$$

$$S(\omega) \rightarrow FFT^{-1} \rightarrow s(t) \quad (41)$$

## 5.6. Amplitude e Fase

A amplitude e fase do sinal são obtidos através da análise dos vetores da posição do mancal. Após os tratamentos de ruído e manipulação dos sinais, o vetor de posição do rotor é salvo em Excel para recuperação futura e utilização nos algoritmos de cálculo.

O vetor de posição utilizado nessa análise é uma amostra de aproximadamente um período de oscilação. Portanto, a amplitude é simplesmente adquirida através da busca pelo valor máximo  $A_{m\acute{a}x}$  em todas as posições do vetor  $\vec{s}(t)$ .

$$A_{m\acute{a}x} = Max[\vec{s}(t)] \quad (42)$$

A partir de informações da taxa de aquisição do sinal é possível determinar a variação do tempo em relação à aquisição dos valores em cada posição do vetor. Desta maneira, ao identificar o *index* da posição de maior amplitude podemos determinar o tempo decorrido até este ponto. Com a informação de frequência de oscilação obtida através da *FFT* obtemos o período. Por fim, analisamos a fração de tempo em relação ao período em que a amplitude

máxima ocorreu. Esta fração representa também a fração angular de uma volta, configurando, portanto, a fase em relação ao gatilho de aquisição que representa a referência zero no rotor.

$$f = \frac{I \times \Delta t}{T} \quad (32) \quad (43)$$

Onde  $f$  é a fase do sinal,  $I$  é o *index* da posição do valor máximo do vetor,  $\Delta t$  é variação do tempo entre aquisições e  $T$  é o período de oscilação.

## Capítulo 6 - Interface e Programação

### 6.1. Introdução

A programação do software de balanceamento consiste na implementação de um algoritmo que tenha como finalidade a atenuação dos efeitos de desbalanceamento de um rotor genérico apoiado em dois mancais e com dois planos de balanceamento.

Sinais de vibração e de marcação de volta são adquiridos, processados e usados como informações básicas do comportamento dinâmico do rotor submetido à rotação. VIs específicos desempenham essas funções e são integrados por meio de um VI principal, no qual é possível acionar todas essas funcionalidades.

O conceito básico do programa consiste em apresentar uma interface primária simples e autoexplicativa que seja capaz de guiar o usuário através dos procedimentos de balanceamento do rotor.

O aplicativo é composto por diversas abas em que tarefas segmentadas são apresentadas para a realização da operação. Ao percorrer as abas, inserindo e adquirindo dados, o processo vai se concretizando. Na etapa de cálculos a massa corretora e a posição de inserção no rotor são especificadas e, após uma aquisição de validação, a redução dos efeitos de vibração nos mancais é apresentada.

### 6.2. VI Principal

O VI Principal é a porta de entrada para todas as funções do aplicativo. Nele pode ser acionado qualquer SubVI vinculado ao procedimento de balanceamento como, VI de Aquisição, VI de Cálculo, VI de FFT e Integral e outros SubVIs responsáveis por desempenhar tarefas internas para o correto funcionamento do programa.

Para a utilização do aplicativo um bloco de instruções foi desenvolvido para auxiliar o usuário a realizar as tarefas necessárias em cada aba. Neste bloco se encontra um passo a passo básico referente as atividades daquela aba e, por fim, uma observação contendo orientações de como obter informações adicionais sobre as funções desempenhadas.

Ao todo são sete abas, desde os dados de entrada, onde são inseridos informações referentes ao rotor, até a aba de resultados, em que são exibidos um resumo da operação e a redução de amplitude de vibração obtida.

A programação de um VI de interação com o usuário necessita da utilização de ferramentas de estruturas que podem ser, por exemplo, do tipo repetitivas, condicionais ou acionadas por evento. Essas estruturas são ambientes de programação em que os blocos contidos nelas serão acionados dependendo tipo. No caso do VI Principal será utilizado uma estrutura de “*While Loop*” que manterá o programa rodando continuamente. Dentro dela, existe uma ferramenta chamada “*Event Structure*” que será utilizada para associar os botões virtuais posicionados no painel frontal às tarefas específicas desenvolvidas através de diagrama de blocos. Para cada botão existe um ambiente correspondente desenvolvido para executar a função associada.

### **6.3. Dados de Entrada**

A aba de abertura do programa se chama “Dados de Entrada” e é nela que as informações básicas do rotor e bancada são inseridas para uso em cálculos posteriores.

O bloco de instrução se encontra no canto superior esquerdo e tem a finalidade de orientar o usuário com relação às atividades que devem ser desempenhas nesta aba. Logo abaixo existem os campos de inserção de dados. No canto superior direito existe o botão de “Informações do Programa” onde podem ser exibidos detalhes técnicos e valores das variáveis utilizadas. No canto inferior direito é possível observar um bloco de legendas em que as abreviações são definidas para auxiliar o usuário. À direita da janela principal do programa composta pelas abas existe uma imagem ilustrando as duas configurações de balanceamento disponíveis na bancada e as dimensões que devem ser inseridas no programa. Em uma das configurações o rotor se encontra entre os mancais, e, em outra, o rotor possui um eixo de conexão mais comprido e se encontra em balanço além dos limites geométricos da carcaça. Na mesma imagem são também exibidos os pontos de referência do rotor para a determinação da posição angular e diferenças de fase. A figura de orientação se mantém inalterada à direita da janela principal conforme o usuário avança pelo programa.

Dados de Entrada    Primeira Aquisição    Segunda Aquisição    Terceira Aquisição    Cálculos    Validação    Resultados

**Instruções:**  
- Insira os dados do rotor.  
- Clique em OK.  
- Siga para a próxima aba.  
\_ Para exibir informações adicionais do programa clique em "Informações do Programa".

**Informações do Programa**

---

**Dados de entrada**

**Configuração**  
Configuração 1  
 Rotor entre mancais  
Configuração 2  
 Rotor em balanço

**Massa [Kg]**

**Rotação motor [Hz]**    **Relação de transmissão**  
    Relação 1  
 1,075:1  
Relação 2  
 0,429:1

**Distância entre mancais (M) [mm]**

**Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]**    **Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]**  
   

**Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]**    **Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]**  
   

**Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]**    **Diâmetro de inserção da massa corretora (Dc) [mm]**  
   

**Legenda:**  
M1 - Plano do mancal um  
M2 - Plano do mancal dois  
PT1 - Plano da massa de teste um  
PT2 - Plano da massa de teste dois  
PC1 - Plano da massa de correção um  
PC2 - Plano da massa de correção dois  
-M - Distância entre mancais  
-T1 - Distância entre o mancal um e o plano de massa de teste um  
-T2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de teste dois  
-C1 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção um  
-C2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção dois  
-Dt - Diâmetro de inserção de massa de teste  
-Dc - Diâmetro de inserção de massa de correção

Figura 6.1 – VI Principal - Dados de Entrada

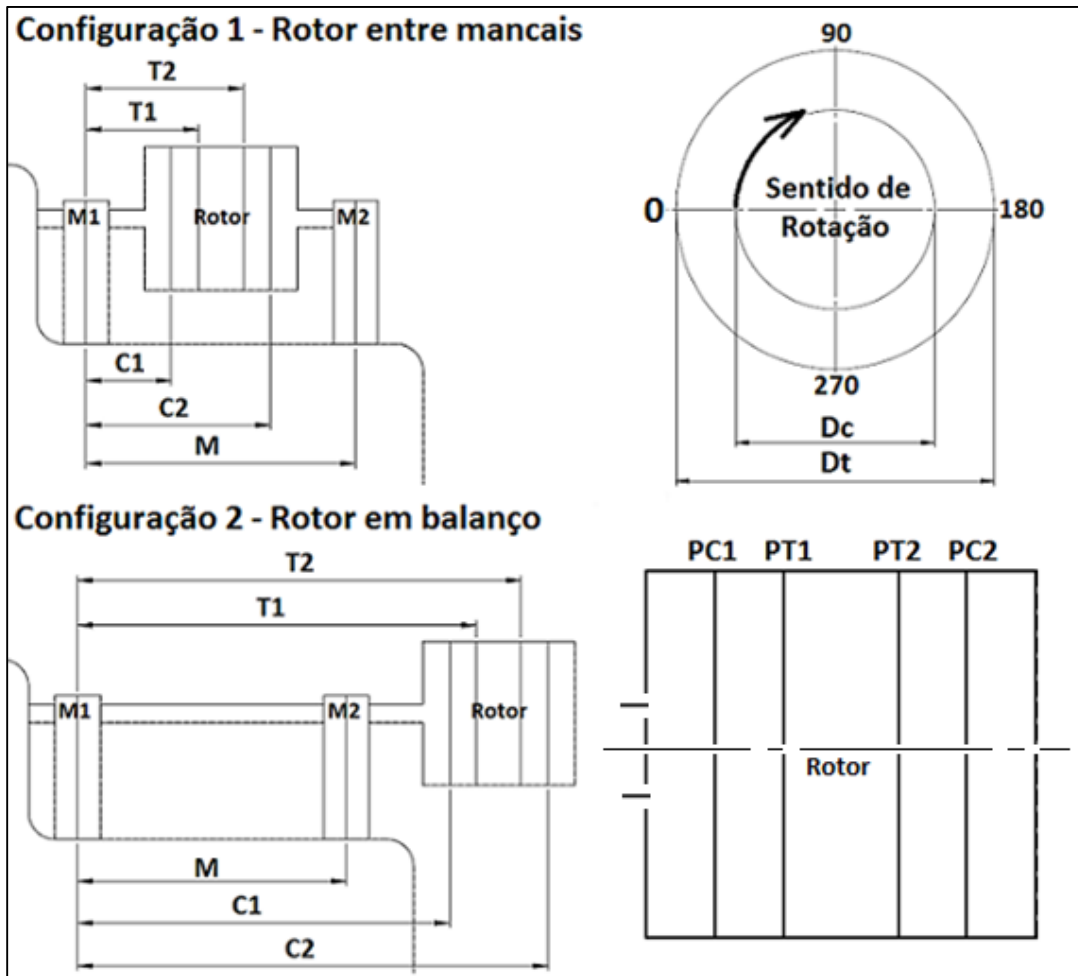


Figura 6.2 - Configurações e referências

Dados de Entrada | Primeira Aquisição | Segunda Aquisição | Terceira Aquisição | Cálculos | Validação | Resultados

Instruções:  
 - Insira os dados do rotor.  
 - Clique em OK.  
 - Siga para a próxima aba.  
 - Para exibir informações adicionais do programa clique em "Informações do Programa".

Informações do Programa

Dados de entrada

Configuração

Configuração 1  
 Rotor entre mancais  
 Configuração 2  
 Rotor em balanço

Massa [Kg]

Rotação de motor [Hz]

Relação de transmissão

Relação 1  
 Relação 2

Distância entre mancais (M) [mm]

Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]

Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]

Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]

Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]

Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]

Diâmetro de inserção da massa corretora (Dc) [mm]

Legenda:  
 M1 - Plano do mancal um  
 M2 - Plano do mancal dois  
 PT1 - Plano da massa de teste um  
 PT2 - Plano da massa de teste dois  
 PC1 - Plano da massa de correção um  
 PC2 - Plano da massa de correção dois  
 -M - Distância entre mancais  
 -T1 - Distância entre o mancal um e o plano de massa de teste um  
 -T2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de teste dois  
 -C1 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção um  
 -C2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção dois  
 -Dt - Diâmetro de inserção de massa de teste  
 -Dc - Diâmetro de inserção de massa de correção

**Configuração 1 - Rotor entre mancais**

**Configuração 2 - Rotor em balanço**

Figura 6.3 - Visualização inicial do programa com janela de abas e ilustração das configurações e referências



Nesta aba, a programação consiste apenas em servir como armazenamento dos dados do rotor para procedimentos seguintes. Ao longo do programa esses valores serão acionados para fazerem parte do algoritmo de resolução do balanceamento através do método de coeficientes de influência.

O SubVI de Informações tem a simples função de exibir os valores das principais variáveis do programa que serão usados nos procedimentos subsequentes. Dados referentes à geometria e operação do rotor, aquisição de dados, FFT, realização da média síncrona e implementação de filtros digitais são exibidos para possibilitar a verificação do usuário. Segue abaixo uma figura deste SubVI:

The image shows a software interface for rotor balancing, divided into several sections:

- Rotor:**
  - Configuração: Rotor entre mancais (0)
  - Massa [Kg]: 0
  - Rotação Motor [Hz]: 0
  - Relação de transmissão: 1,075
  - Rotação Rotor [Hz]: 0
  - Distância entre mancais (M) [mm]: 0
  - Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]: 0
  - Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]: 0
  - Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]: 0
  - Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]: 0
  - Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]: 0
  - Diâmetro de inserção da massa corretora (Dc) [mm]: 0
- Aquisição:**
  - Taxa de aquisição: 2000
  - Número de amostras: 5000
  - Channel 0: Detector de volta
  - Channel 2: Acelerômetro (Plano 1) with Sensibilidade [mV/g]: 10,01
  - Channel 3: Acelerômetro (Plano 2) with Sensibilidade [mV/g]: 10,02
- FFT:**
  - Numero de pontos: 4096
  - Delta F: 0,488281
- Média Síncrona:**
  - Iterações: 10
  - Número de amostras: 4600
- Filtro:**
  - Tipo: Bandpass
  - Limite Inferior [Hz]: 10
  - Limite Superior [Hz]: 100
  - Filtro: Inverse Chebyshev
  - Ordem: 4

Figura 6.4 - SubVI de Informações do Programa

## 6.4. Primeira Aquisição

A aba de aquisição inicia o processo de captação de dados dinâmicos usados no método de coeficientes de influência. No canto superior se mantém o bloco de instruções e à direita existe um campo de informações referentes às massas inseridas no plano de balanceamento. No meio da aba encontra-se o gráfico destinado aos sinais de deslocamento dos dois mancais e o sinal referente ao marcador de volta. O botão de “Adquirir” aciona o SubVI de aquisição, que automaticamente é aberto e faz o procedimento de captação e exibição instantânea dos sinais. Ao fim da aquisição, os sinais são plotados no gráfico e os valores de amplitude e fase dos mancais um e dois são exibidos nos respectivos campos do VI Principal.

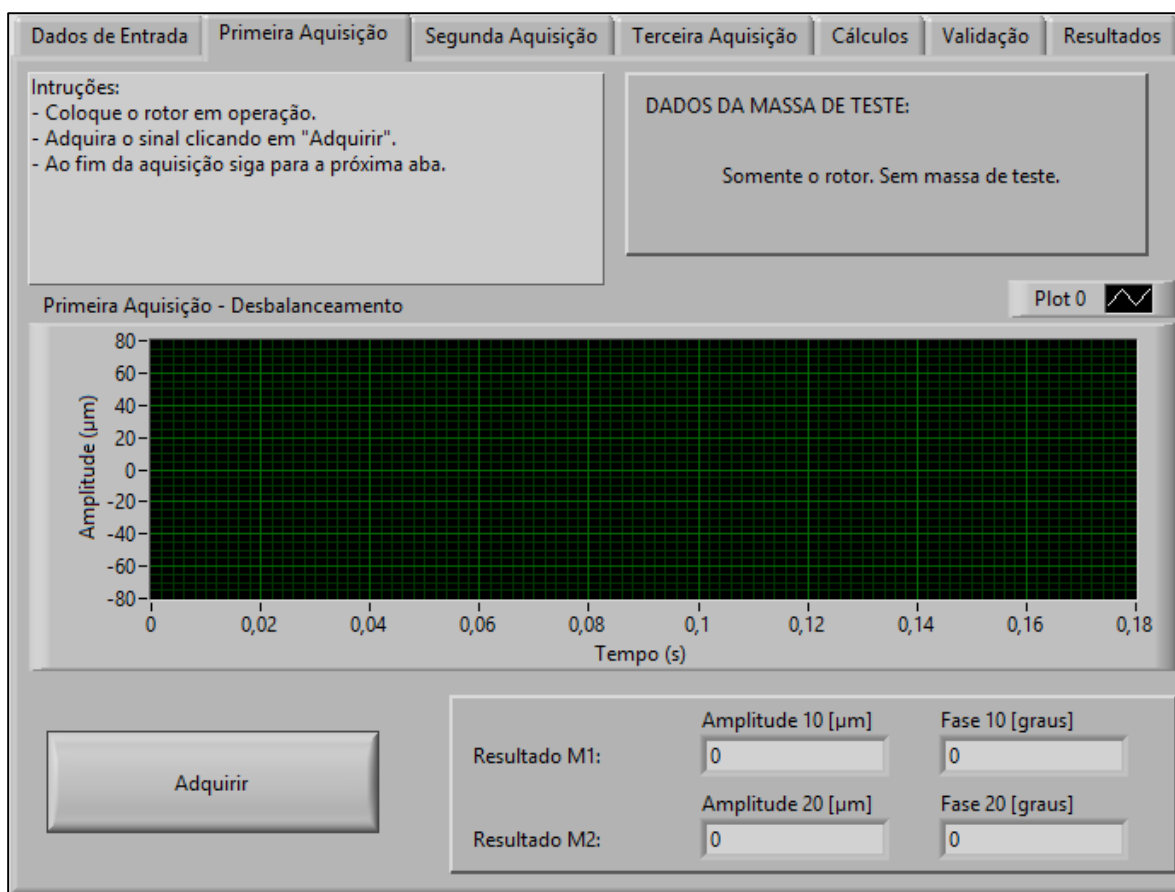


Figura 6.5 –VI Principal – Primeira Aquisição

A programação desta aba consiste em utilizar os dados de entrada como base para o acionamento do SubVI de Aquisição que automaticamente se abre e exibe os gráficos de aquisição. Após adquirir, o sinal final é enviado para o VI Principal, onde será exibido, salvo em um arquivo Excel e encaminhado para o VI de Amplitude e Fase. Onde serão calculados a amplitude e fase dos sinais dos dois mancais e depois indicados no VI Principal.

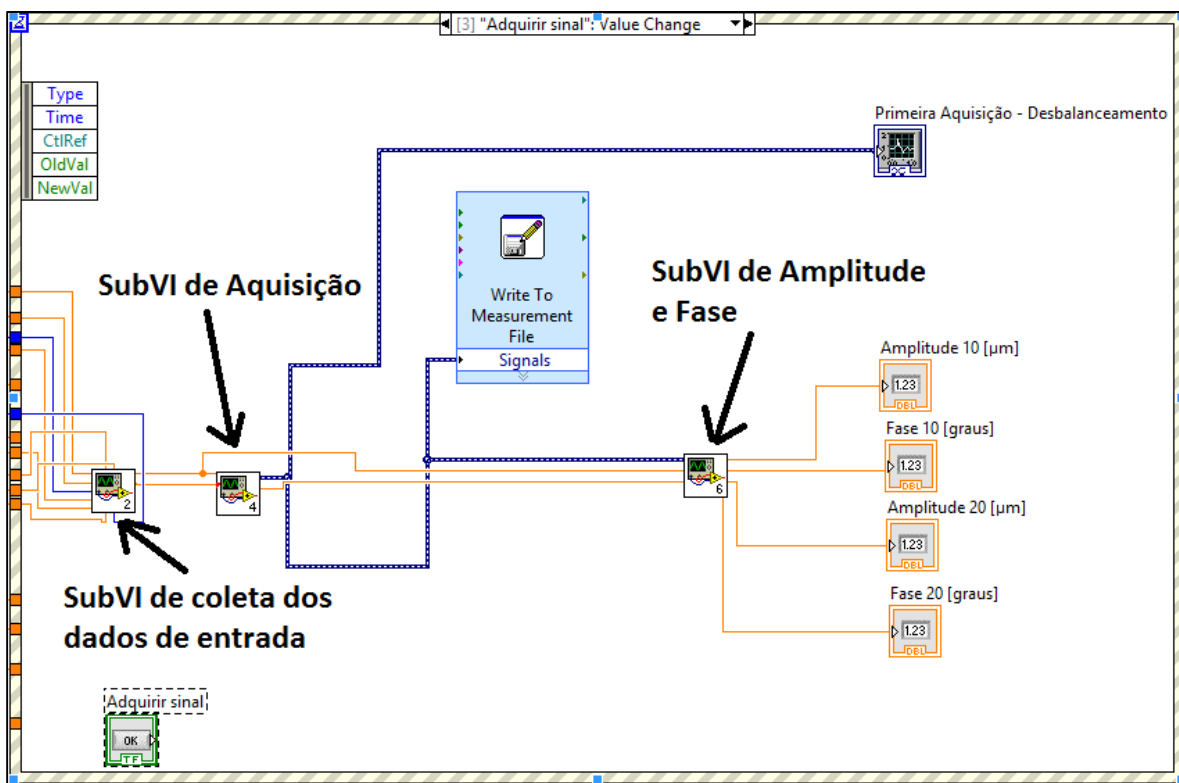
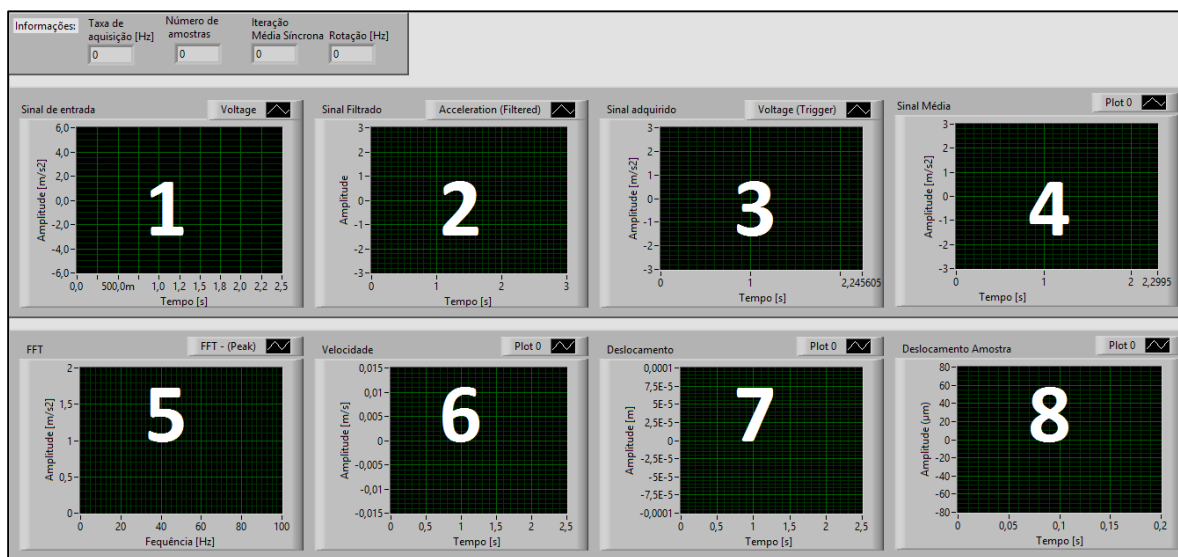


Figura 6.6 – Diagrama de blocos da primeira aquisição do VI Principal

O SubVI de aquisição adquire os sinais dos acelerômetros e de volta, e exibe instantaneamente todas as etapas de processamento até a obtenção do sinal final de deslocamento do mancal ao longo de seu grau de liberdade. O SubVI apresenta uma série de oito gráficos e algumas informações adicionais que também podem ser encontradas no SubVI de Informações do Programa citado no item anterior.

O primeiro gráfico corresponde ao sinal adquirido diretamente da placa de aquisição sem passar por nenhum tipo de tratamento. Em seguida, o gráfico do sinal filtrado, e depois o da amostra do sinal adquirido após o gatilho. É apresentado também o gráfico da evolução da média síncrona dos sinais. Depois a exibição do sinal no domínio da frequência após

executada a *FFT*. A primeira integral do sinal resultando na velocidade e depois a segunda integral resultando no sinal do deslocamento total do mancal. Por fim é exibido o gráfico de uma amostra do deslocamento referente à aproximadamente 5 períodos. Na Figura 6.5 é possível ver o painel frontal do SubVI de Aquisição com as informações no canto superior esquerdo e os oito gráficos identificados na legenda.



**Figura 6.7 – Gráficos do SubVI de Aquisição: 1: Sinal de entrada; 2: Sinal Filtrado; 3: Sinal Adquirido; 4: Média do sinal; 5: FFT; 6: Velocidade; 7: Deslocamento; 8: Amostra do Deslocamento.**

Um SubVI de *FFT* e Integral foi criado para converter o sinal para o domínio da frequência e então realizar duas integrais para obter as informações de deslocamento a partir do sinal de aceleração. A amostra do sinal após o gatilho passa por esse processo e retorna ao SubVI de Aquisição para a retirada do último nível de amostra e a transferência para o VI Principal.

Ainda referente ao VI de Aquisição, existe o VI de Amplitude e Fase, em que o sinal final é analisado e as amplitudes máximas e a fase referente à marcação da volta são retiradas. Esse SubVI é de extrema importância pois é acionado no momento da aquisição e novamente na determinação das massas corretoras. Na Figura 6.6 é possível observar o procedimento de cálculo do SubVI de Amplitude e Fase em diagrama de blocos.

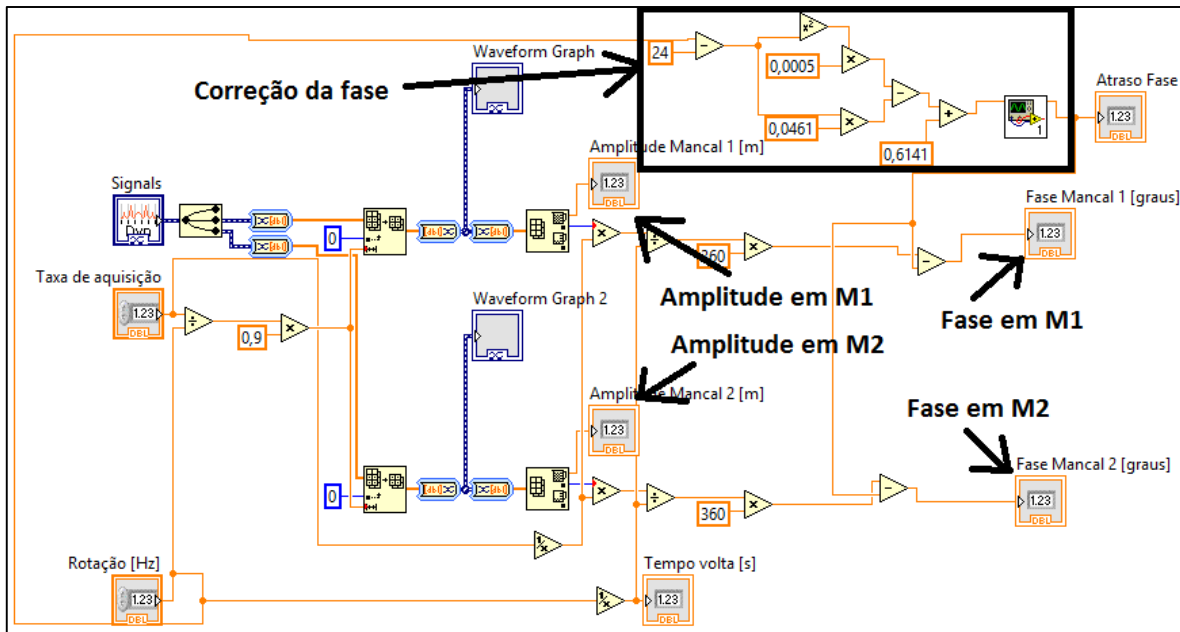


Figura 6.8 – Diagrama de blocos do SubVI de Amplitude e Fase

## 6.5. Segunda Aquisição

Ao término da primeira aquisição, uma massa de teste deve ser inserida no primeiro plano de inserção de massa de teste. Na aba referente à segunda aquisição é possível estimar uma massa apropriada de acordo com as informações de entrada. O valor da massa de teste utilizada deve ser inserida no campo de “Massa” e sua posição angular em “Posição”. O *layout* da aba é muito semelhante à aba da primeira aquisição, sendo composta também por um gráfico central dos sinais de deslocamento e os campos de exibição das amplitudes e fases dos mancais.

<b>Dados:</b>		
Massa do rotor [kg]	<input type="text" value="0"/>	Estimativa da Massa de teste [g]
Diametro da fixação da massa corretora [mm]	<input type="text" value="0"/>	
Rotação [Hz]	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="NaN"/>
Rotação [RPM]	<input type="text" value="0"/>	

Figura 6.9 - SubVI de Massa de Teste

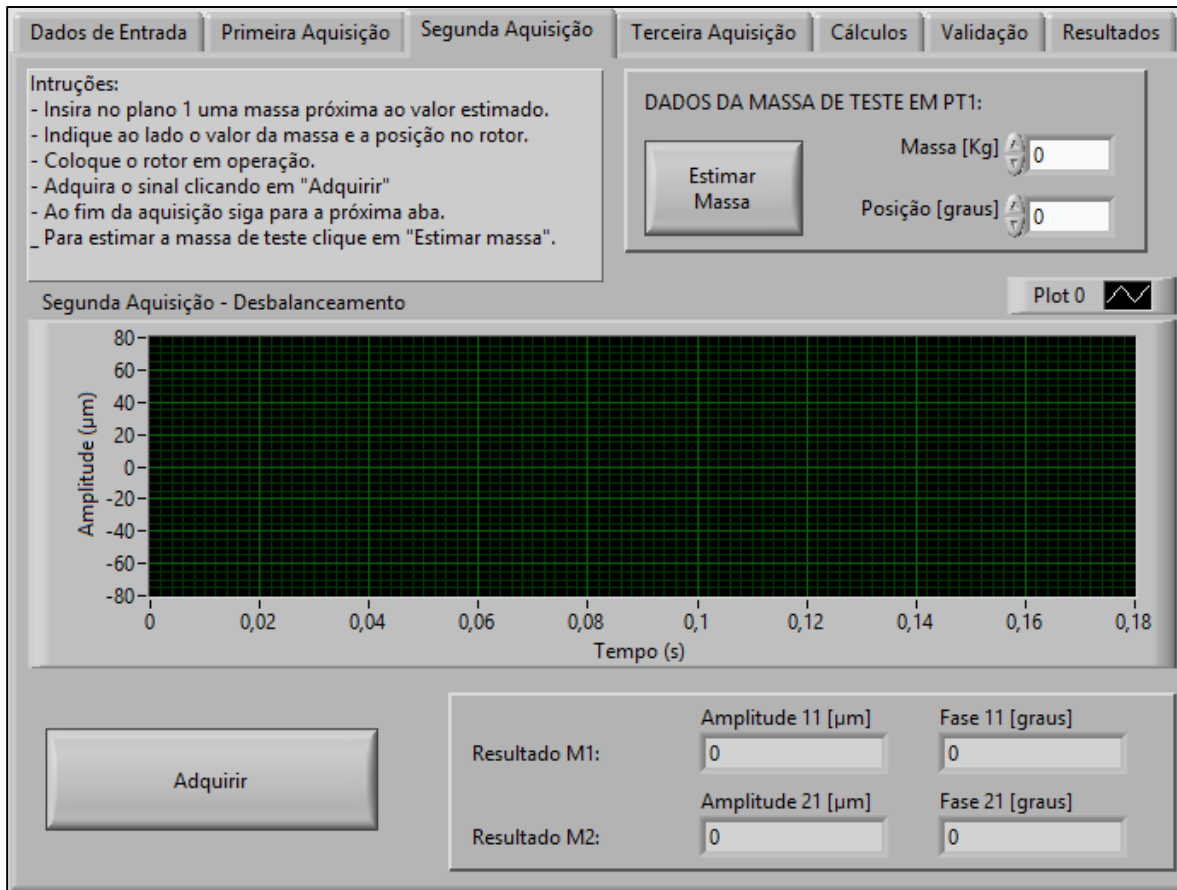


Figura 6.10 – VI Principal – Segunda Aquisição

A programação presente nesta etapa é muito semelhante à existente no “*Structure Event*” da primeira aquisição. A única diferença se encontra no arquivo Excel em que os dados serão salvos, ou seja, o encadeamento dos SubVIs se mantém inalterado.

Os mesmos SubVIs são acionados nesta etapa do balanceamento, como o SubVI de Aquisição, FFT e Integral e Amplitude e Fase. Cada um desempenhando a sua função com os dados referentes à aquisição atual.

## 6.6. Terceira Aquisição

Na aba da terceira aquisição existem os mesmos recursos da aba da segunda aquisição, porém agora a massa de teste deve se encontrar no segundo plano de inserção de massa e não mais no primeiro. Os detalhes da massa de teste devem ser inseridos no canto superior direito e o botão de iniciar a aquisição se encontra no canto inferior esquerdo. Os

recursos de exibição dos resultados também são os mesmos assim como o gráfico de deslocamento e os indicadores de amplitude e fase.

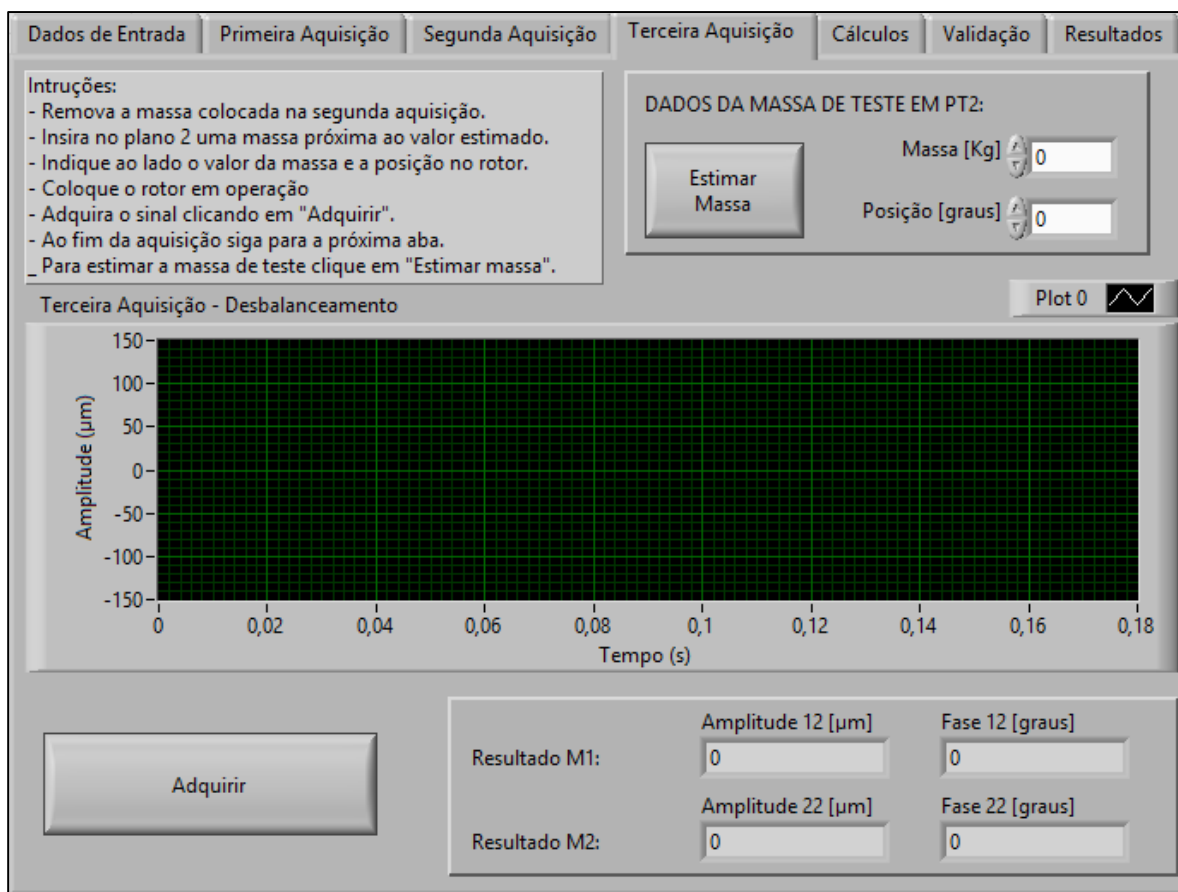


Figura 6.11 – VI Principal – Terceira Aquisição

## 6.7. Cálculos

Após a entrada de dados e a realização das três aquisições o programa possui informações suficientes do rotor para desempenhar o cálculo da massa corretora final. Esta aba possui um botão chamado “Calcular Massa Corretora” para dar início aos cálculos e a exibição dos resultados nos indicadores de massa e posição angular. Um botão “Detalhes” permite o usuário acionar o SubVI de Cálculo que exhibe todas as etapas dos cálculos realizados até a obtenção dos valores finais das massas corretoras.

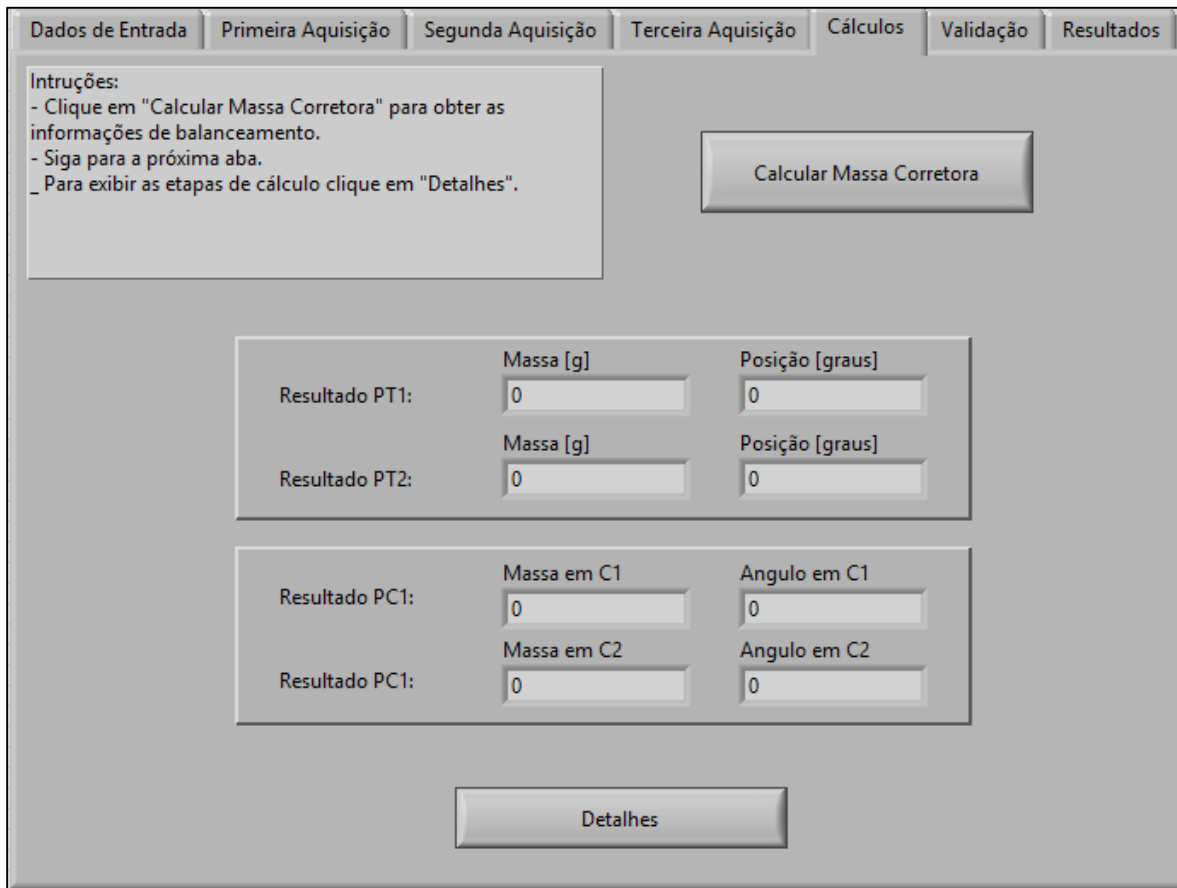


Figura 6.12 - Painel Frontal do SubVI de Cálculo

O SubVI de Cálculo implementa a teoria de balanceamento vista no capítulo três. Ao ser acionado é fornecido como *input* as curvas salvas em Excel das três aquisições. No ambiente do SubVI de Cálculo o SubVI de Amplitude e Fase é novamente acionado para a obtenção da amplitude e fase dos mancais. Além disso, os valores inseridos das massas de teste nas duas últimas aquisições são fornecidos também como dados de entrada.

Primeiramente os coeficientes da matriz de influência são determinados e inseridos numa matriz 2x2 que sofrerá a operação de inversão. Em seguida é montado um vetor do valor negativo das amplitudes iniciais de vibração. A matriz inversa dos coeficientes de influência é, então, multiplicada pelo vetor do negativo das amplitudes iniciais para a obtenção do vetor das massas corretoras. Cada posição do vetor representa o valor e a posição da massa corretora num determinado plano de inserção de massa.



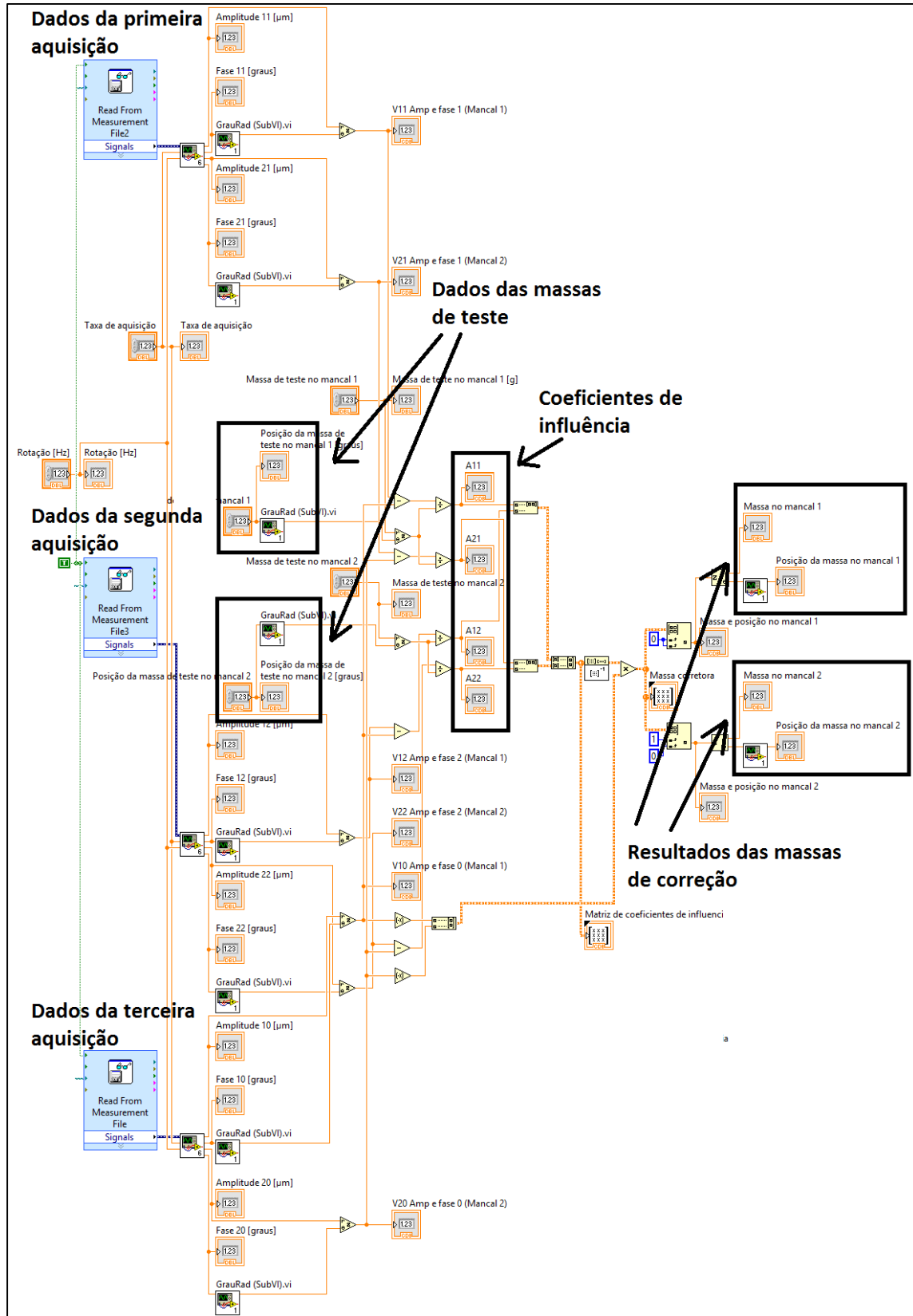


Figura 6.13 - Diagrama de blocos do SubVI de Cálculo

O algoritmo usado pelo SubVI de Cálculo determina a colocação da massa corretora necessariamente no plano e diâmetro usados para a inserção da massa de teste. Na prática podem haver variações de posicionamento das massas de teste com relação a massa de correção. O mesmo ocorre com o diâmetro. O diâmetro disponível para a inserção da massa corretora pode diferir do diâmetro destinado à inserção da massa de teste. Para contornar essas variações, foi desenvolvido um SubVI que executa a transposição da massa de correção, como visto no capítulo três, do plano e diâmetro da massa de teste para um plano e diâmetro arbitrário escolhido pelo usuário. O resultado é então exibido no VI Principal como visto na Figura 6.12.

## 6.8. Validação

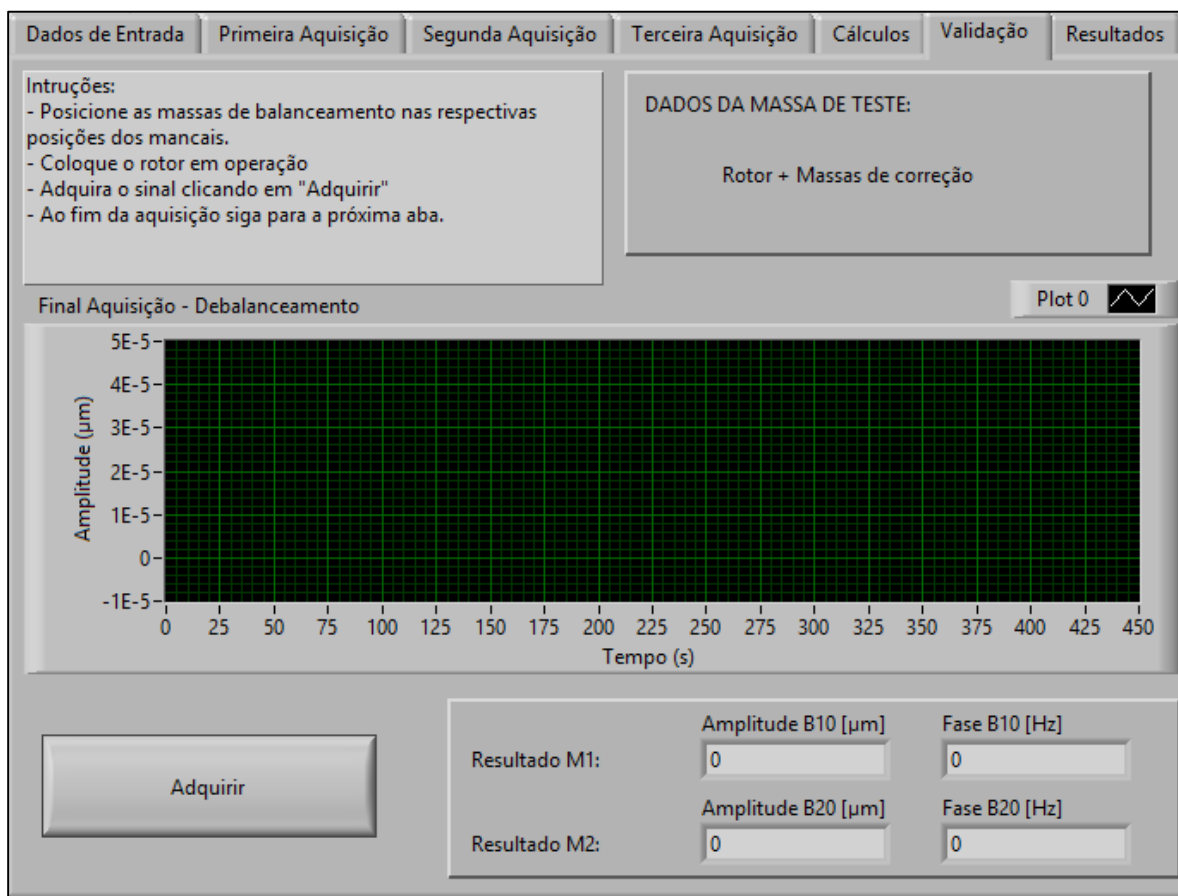


Figura 6.14 - VI Principal - Validação

A aba de validação permite o usuário confirmar o balanceamento, realizando mais uma aquisição, porém agora com os valores próximos das massas corretoras da aba anterior inseridos na posição especificada do rotor. Com as mesmas funcionalidades da aba da primeira aquisição, as informações do rotor balanceado são então exibidas novamente sob a forma de gráfico e valores numéricos.

## 6.9. Resultados

Por fim, na aba de resultados é possível exibir um resumo do balanceamento com os dados de amplitude e fase da primeira aquisição do rotor inicialmente desbalanceado e da aquisição de validação em que o rotor já possui a massa corretora.

Ao comparar os dados é então avaliado a porcentagem de redução da amplitude de uma medição para outra em ambos os mancais.

		Amplitude 10 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 10 [graus]
Vibração Inicial	Resultado Mancais 1:	0	0
	Resultado Mancais 2:	0	0
		Amplitude 20 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 20 [graus]
		0	0
		Amplitude B10 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase B10 [graus]
Vibração Balanceada	Resultado Mancais 1:	0	0
	Resultado Mancais 2:	0	0
		Amplitude B20 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase B20 [graus]
		0	0
		Redução de amplitude [%]	
Comparativo	Resultado Mancais 1:	0	
	Resultado Mancais 2:	0	
		Redução de amplitude [%]	
		0	

Figura 6.15 - VI Principal - Resultados

A programação desta aba faz novamente a leitura dos dados salvos em Excel da primeira aquisição e da aquisição do rotor balanceado. Os dados são então encaminhados ao SubVI de Amplitude e Fase para o procedimento final de avaliação de redução do deslocamento causado pelo balanceamento.

## Capítulo 7 - Exemplo e Resultados Gerais

### 7.1. Descrição

Para o teste do programa e do algoritmo do método de coeficientes de influência foi utilizado um rotor balanceado com quatro pontos de inserção de massa igualmente espaçados, com o plano de teste coincidente com o plano de correção e os diâmetros de inserção da massa de teste iguais aos diâmetro de inserção da massa corretora. O rotor possui os seguintes dados:

**Tabela 7-1 - Dados de Entrada**

Dados	Valor
Configuração	1
Massa [kg]	1
Rotação motor [Hz]	35
Relação de transmissão	1,075
Distância dos mancais [mm]	72
Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]	21
Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]	51
Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]	21
Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]	51
Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]	65
Diâmetro de inserção de massa corretora (Dc) [mm]	65

Primeiramente é preciso verificar se todos os equipamentos estão conectados e operantes. O rotor deve estar apoiado sobre os mancais com o acoplamento em contato com a extremidade de acionamento. Os acelerômetros devem estar presos aos mancais e conectados à placa de aquisição de sinais. Neste experimento o canal 1 recebe os dados do marcador de volta e os canais 2 e 3 recebem os sinais dos mancais um e dois, respectivamente. O rotor terá uma frequência esperada de rotação de 37,63 Hz devido à relação de transmissão utilizada.

Como o rotor em questão já se encontra balanceado, duas massas de desbalanceamento são inserida no rotor, uma em cada plano de teste, para que o conjunto simule um rotor desbalanceado. A massa de desbalanceamento no plano de teste um é 1,55 g na posição de zero graus do rotor e no plano de teste dois é 1,50 g na posição de 90 graus.

## 7.2. Dados de entrada

**Dados de Entrada** | Primeira Aquisição | Segunda Aquisição | Terceira Aquisição | Cálculos | Validação | Resultados

**Instruções:**  
 - Insira os dados do rotor.  
 - Clique em OK.  
 - Siga para a próxima aba.  
 - Para exibir informações adicionais do programa clique em "Informações do Programa".

**Informações do Programa**

**Dados de entrada**

**Configuração**  
 Configuração 1  
 Rotor entre mancais  
 Configuração 2  
 Rotor em balanço

**Massa [Kg]**

**Rotação motor [Hz]**

**Relação de transmissão**  
 Relação 1 1,075:1  
 Relação 2 0,429:1

**Distância entre mancais (M) [mm]**

**Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]**

**Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]**

**Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]**

**Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]**

**Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]**

**Diâmetro de inserção da massa corretora (Dc) [mm]**

**Legenda:**  
 M1 - Plano do mancal um  
 M2 - Plano do mancal dois  
 PT1 - Plano da massa de teste um  
 PT2 - Plano da massa de teste dois  
 PC1 - Plano da massa de correção um  
 PC2 - Plano da massa de correção dois  
 -M - Distância entre mancais  
 -T1 - Distância entre o mancal um e o plano de massa de teste um  
 -T2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de teste dois  
 -C1 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção um  
 -C2 - Distância entre o mancal um e plano de massa de correção dois  
 -Dt - Diâmetro de inserção de massa de teste  
 -Dc - Diâmetro de inserção de massa de correção

Figura 7.1 – Exemplo – Dados de Entrada

Ao abrir o programa, os dados descritos acima são inseridos nas caixas de texto para que sejam usados no algoritmo e nas etapas posteriores. Após inserir os dados e verificar os parâmetros do programa, o usuário segue para a próxima aba onde as aquisições serão iniciadas. Para confirmar os dados inseridos e verificar outros parâmetros basta clicar no botão de “Informações do Programa”.

Rotor			FFT	
Configuração		Massa [Kg]	Numero de pontos	
Rotor entre mancais		1	4096	
Rotação Motor [Hz]	Relação de transmissão	Rotação Rotor [Hz]	Delta F	
35	1,075	37,625	0,488281	
Distância entre mancais (M) [mm]				
72				
Distância entre M1 e PT1 (T1) [mm]		Distância entre M1 e PT2 (T2) [mm]		Média Síncrona
21		51		Iterações
Distância entre M1 e PC1 (C1) [mm]		Distância entre M1 e PC2 (C2) [mm]		10
21		51		Número de amostras
Diâmetro de inserção da massa de teste (Dt) [mm]		Diâmetro de inserção da massa corretora (Dc) [mm]		4600
65		65		Filtro
Tipo		Bandpass		
Taxa de aquisição		Número de amostras		
2000		5000		
Channel 0		Detector de volta		
Channel 1		Sensibilidade [mV/g]		
Acelerômetro (Plano 1)		10,01		
Channel 2		Sensibilidade [mV/g]		
Acelerômetro (Plano 2)		10,02		
Limite Inferior [Hz]		20		
Limite Superior [Hz]		100		
Filtro		Inverse Chebyshev		
Ordem		5		

Figura 7.2 – Exemplo - SubVI de Informações

### 7.3. Primeira Aquisição

Com o rotor em movimento, ao clicar em “Adquirir” a janela do SubVI de Aquisição será aberta e exibirá as etapas de aquisição. Ao fim do processo o sinal de deslocamento e os valores de amplitude e fase serão apresentados no VI principal. Após a aquisição, basta parar o rotor e seguir para a próxima aba.

As Figuras 7.3 e 7.4 exibem as primeiras etapas de aquisição do sinal dos sensores. Primeiramente é exibido o sinal de aquisição contínua e em seguida o mesmo sinal filtrado através de um filtro Chebyshev de ordem 5 visto no capítulo 5. O sinal adquirido se refere à

amostra do sinal filtrado usado para a realização da média síncrona e o sinal média se refere ao resultado final da média dos sinais adquiridos.

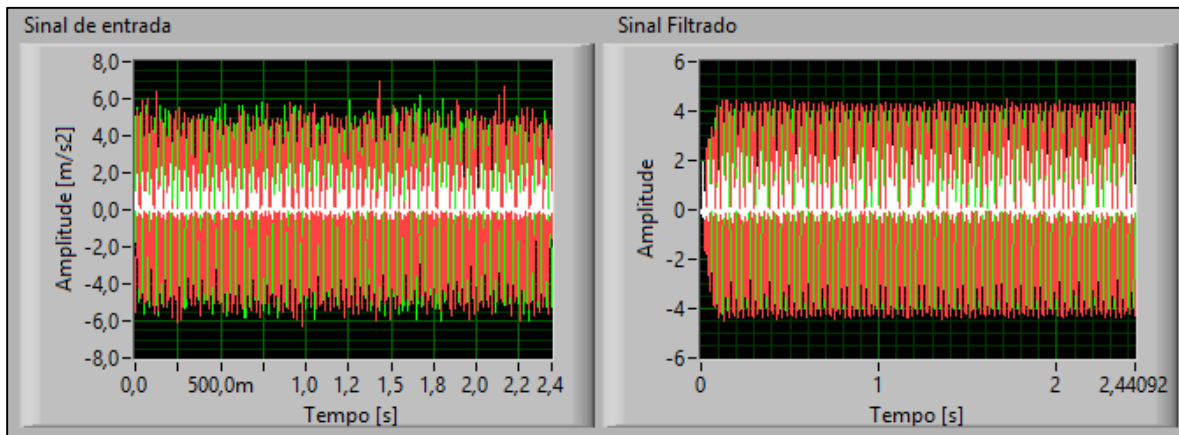


Figura 7.3 – Gráfico do sinal adquirido (Esquerda) e gráfico do mesmo sinal filtrado (Direita)

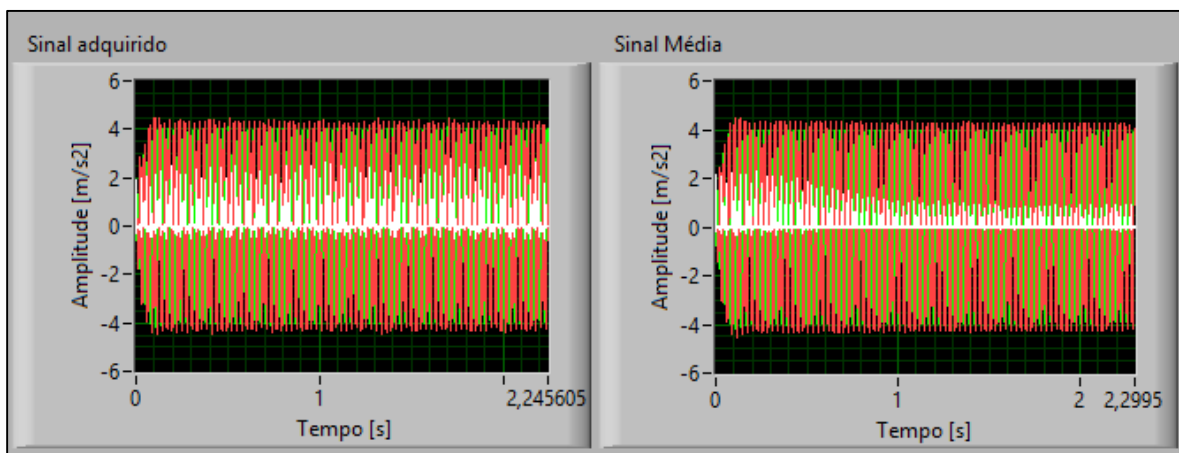


Figura 7.4 Sinal adquirido para média síncrona (Esquerda) e resultado final da média (Direita)

Após esta etapa, é realizada a *FFT* do sinal como descrita também no capítulo 5 e exibida na Figura 7.5. O sinal no domínio da frequência é usado então para realizar as duas integrais que definem o deslocamento resultante do mancal.



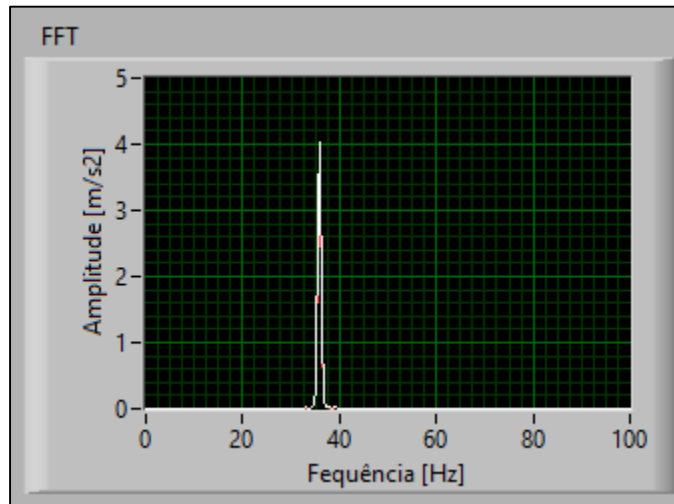


Figura 7.5 – Gráfico da oscilação no domínio da frequência após a FFT

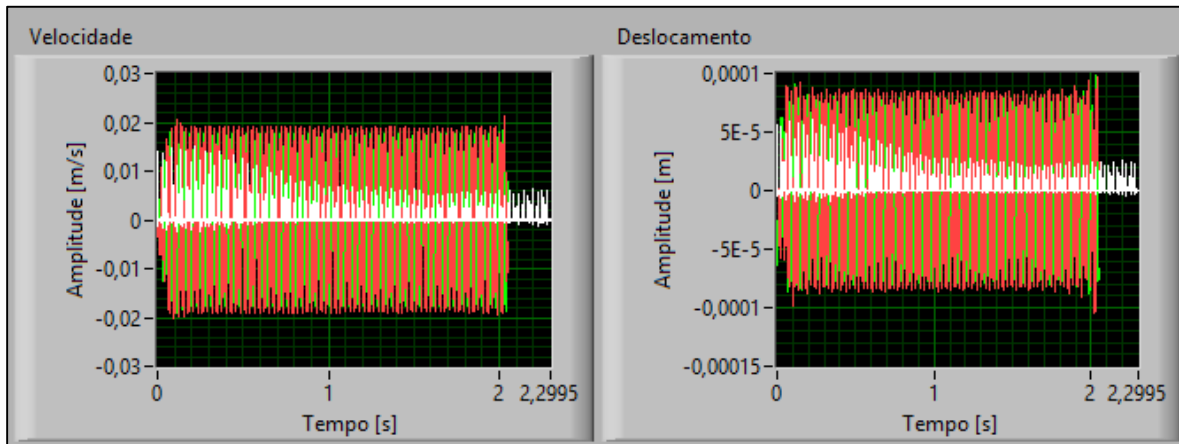


Figura 7.6 – Gráfico da velocidade do mancal (Esquerda) e gráfico do deslocamento do mancal (Direita)

Após todo esse processamento do sinal, uma amostra de aproximadamente cinco períodos de oscilação é então retirada do sinal de deslocamento e exibida no painel frontal. O SubVI de Amplitude e Fase analisa esta amostra e determina a amplitude e fase de ambos os sinais dos acelerômetros em relação a marcação da volta que representa o ponto zero do rotor.

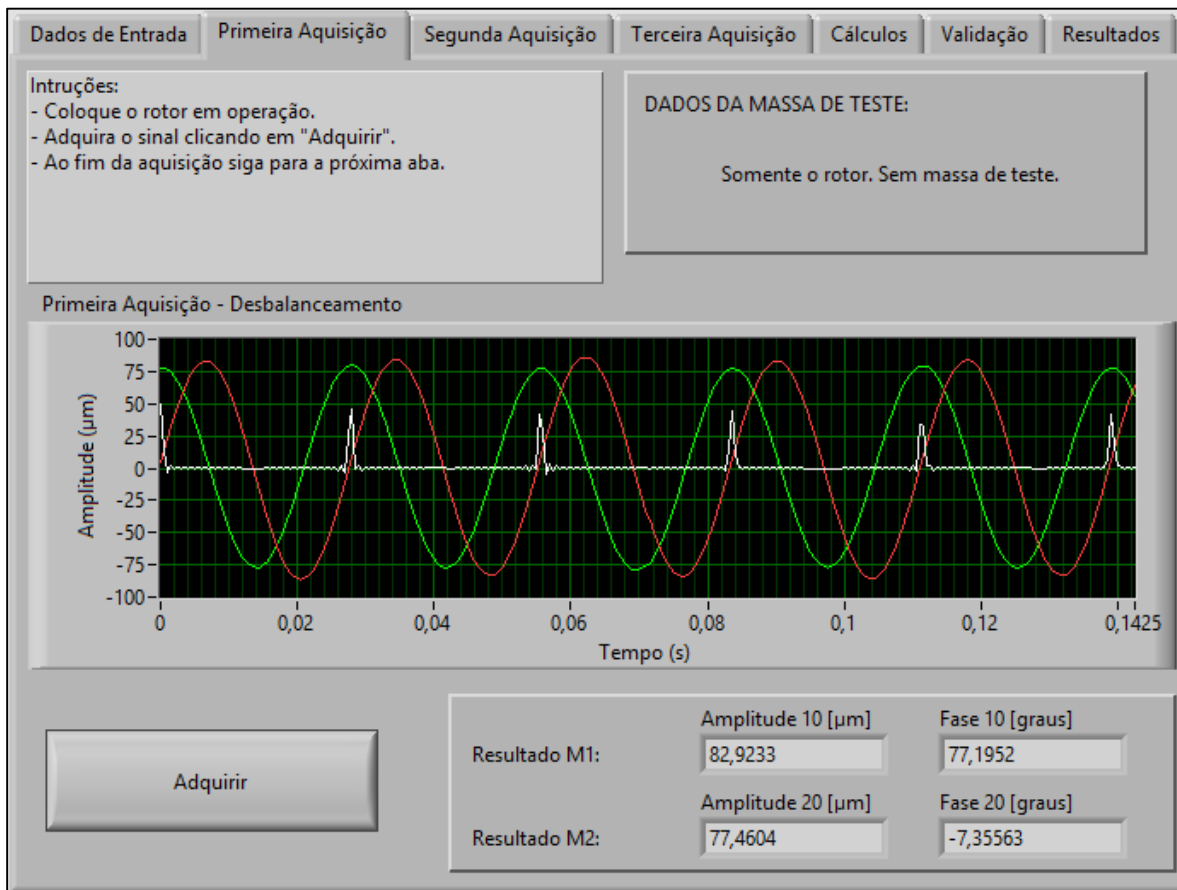


Figura 7.7 – Exemplo – Primeira Aquisição

#### 7.4. Segunda Aquisição

O procedimento da segunda aquisição é muito semelhante ao da primeira, pois também faz uso do SubVI de Aquisição. A diferença se encontra no uso de uma massa de teste que deverá ser inserida no rotor antes de realizar a medição. Caso o usuário não saiba qual valor de massa de teste utilizar, basta clicar em “Estimar Massa” que um SubVI de Estimativa de Massa de Teste se abre e exibe o valor da massa de teste, de acordo com os dados inseridos na parte inicial do programa. A massa de teste efetiva deve ser escolhida levando em consideração o valor exibido neste SubVI e inserido no VI Principal para cálculos posteriores. Neste exemplo, a massa de teste escolhida foi de 0,89 g e foi posicionado à 90 graus da referência. Após a aquisição deve-se parar o rotor e avançar para a aba seguinte.

**Dados:**

Massa do rotor [kg]

Diametro da fixação da massa corretora [mm]

Rotação [Hz]      Rotação [RPM]  
     

Estimativa da Massa de teste [g]

Figura 7.8 – Exemplo – Estimativa da massa de teste

Dados de Entrada    Primeira Aquisição    Segunda Aquisição    Terceira Aquisição    Cálculos    Validação    Resultados

**Instruções:**

- Insira no plano 1 uma massa próxima ao valor estimado.
- Indique ao lado o valor da massa e a posição no rotor.
- Coloque o rotor em operação.
- Adquira o sinal clicando em "Adquirir"
- Ao fim da aquisição siga para a próxima aba.
- Para estimar a massa de teste clique em "Estimar massa".

**DADOS DA MASSA DE TESTE EM PT1:**

Massa [Kg]

Posição [graus]

Segunda Aquisição - Desbalanceamento

Amplitude ( $\mu\text{m}$ )

Tempo (s)

Resultado M1:	Amplitude 11 [ $\mu\text{m}$ ] <input type="text" value="97,8141"/>	Fase 11 [graus] <input type="text" value="51,1795"/>
Resultado M2:	Amplitude 21 [ $\mu\text{m}$ ] <input type="text" value="81,9341"/>	Fase 21 [graus] <input type="text" value="-7,35563"/>

Figura 7.9 – Exemplo - Segunda Aquisição

## 7.5. Terceira Aquisição

O procedimento descrito na segunda aquisição se repete na terceira. A massa utilizada na segunda aquisição é removida e uma outra massa também próxima ao valor estimado deve ser inserida no segundo plano de inserção de massa. Neste exemplo a massa de teste escolhida foi novamente de 0,89g, porém, na posição zero. Após a terceira aquisição basta seguir para a aba de cálculos.

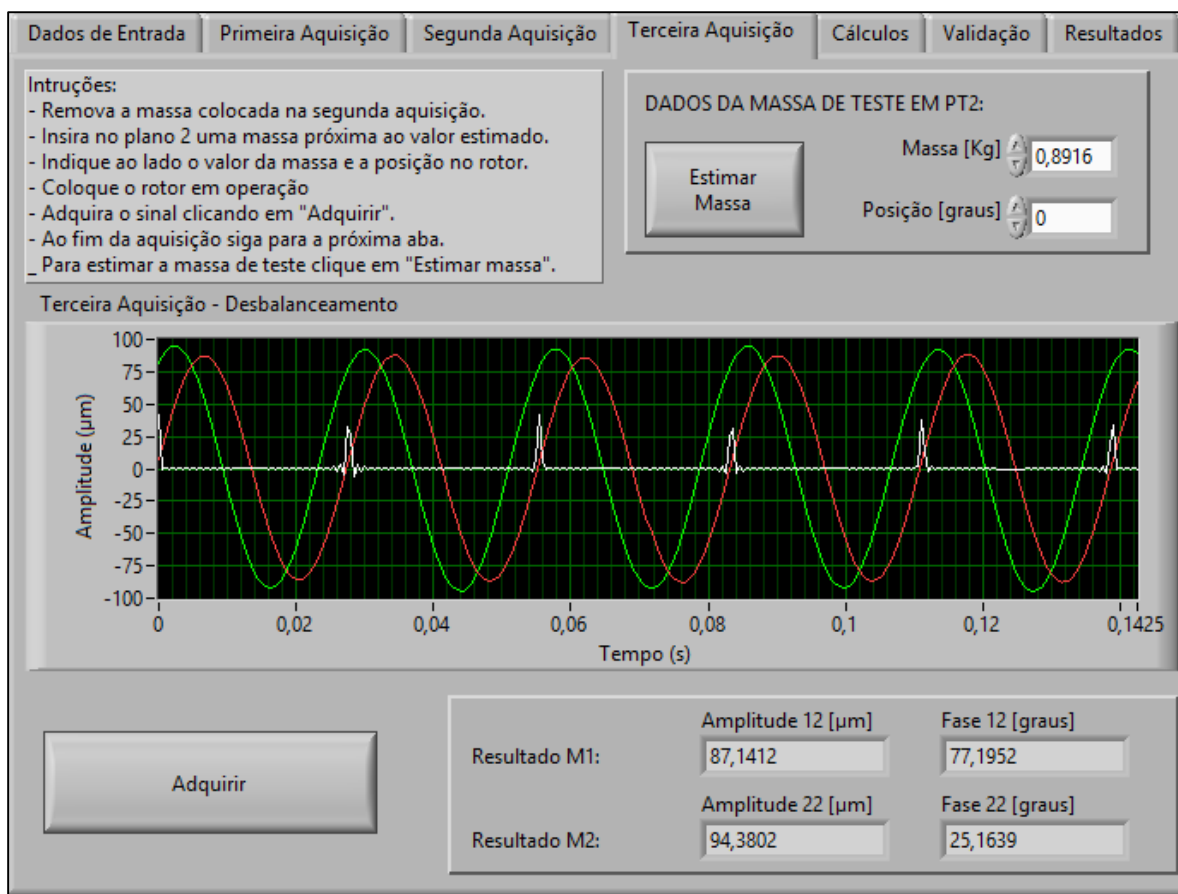


Figura 7.10 – Exemplo – Terceira Aquisição

## 7.6. Cálculos

Com as três aquisições feitas e salvas em Excel basta apenas clicar em “Calcular Massa Corretora” para verificar as massas de balanceamento e sua posição no rotor nos dois planos de inserção de massa.

	Massa [g]	Posição [graus]
Resultado PT1:	1,72622	-177,79
Resultado PT2:	1,36264	-85,9918

	Massa em C1	Angulo em C1
Resultado PC1:	1,72622	-177,79
Resultado PC1:	1,36264	-85,9918

Figura 7.11 – Exemplo - Cálculos

Como os planos de inserção de massa de teste (*PT1* e *PT2*) coincidem com os planos de inserção da massa corretora (*PC1* e *PC2*) o resultado é o mesmo para ambos os casos. Os resultados indicam uma adição de massa de correção de 1,73 g na posição -177,8 graus no plano um e de 1,34 g na posição -85,99 graus. O SubVI de Cálculo se abre como nas Figuras 7.12 e 7.13.

Dados:		Massa de teste no mancal 1 [g]	Massa de teste no mancal 2
Taxa de aquisição	0,8916	0,8916	
2000			
Rotação [Hz]	Posição da massa de teste no mancal 1 [graus]	Posição da massa de teste no mancal 2 [graus]	
36,1328	90	0	

Primeira Aquisição			
	Amplitude 10 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 10 [graus]	V10 Amp e fase 0 (Mancal 1)
Mancal 1:	82,9233	77,1952	18,3784 + 80,8611 i
	Amplitude 20 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 20 [graus]	V20 Amp e fase 0 (Mancal 2)
Mancal 2:	77,4604	-7,35563	76,823 - 9,91707 i

Segunda Aquisição			
	Amplitude 11 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 11 [graus]	V11 Amp e fase 1 (Mancal 1)
Mancal 1:	97,8141	51,1795	61,3179 + 76,2083 i
	Amplitude 21 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 21 [graus]	V21 Amp e fase 1 (Mancal 2)
Mancal 2:	81,9341	-7,35563	81,2598 - 10,4898 i

Terceira Aquisição			
	Amplitude 12 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 12 [graus]	V12 Amp e fase 2 (Mancal 1)
Mancal 1:	87,1412	77,1952	19,3132 + 84,9741 i
	Amplitude 22 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 22 [graus]	V22 Amp e fase 2 (Mancal 2)
Mancal 2:	94,3802	25,1639	85,4231 + 40,1313 i

Figura 7.12 – Exemplo – SubVI de Cálculo (primeira parte)

**Coefficientes**

A11 <input type="text" value="5,21843 +48,1601 i"/>	A12 <input type="text" value="1,04847 +4,61304 i"/>
A21 <input type="text" value="0,642388 +4,97629 i"/>	A22 <input type="text" value="9,64571 +56,1332 i"/>

**Matriz**

Matriz de coeficientes de influencia

0	<input type="text" value="5,21843 +48,1601 i"/>	<input type="text" value="1,04847 +4,61304 i"/>
0	<input type="text" value="0,642388 +4,97629 i"/>	<input type="text" value="9,64571 +56,1332 i"/>

**Massa Corretora**

<p>Massa corretora</p> <table style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 10%; text-align: center;">0</td> <td><input type="text" value="-1,72494 +0,0665747 i"/></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">0</td> <td><input type="text" value="0,0952482 +1,35931 i"/></td> </tr> </table>	0	<input type="text" value="-1,72494 +0,0665747 i"/>	0	<input type="text" value="0,0952482 +1,35931 i"/>	<p>Massa e posição no mancal 1</p> <input type="text" value="-1,72494 +0,0665747 i"/> <p>Massa e posição no mancal 2</p> <input type="text" value="0,0952482 +1,35931 i"/>
0	<input type="text" value="-1,72494 +0,0665747 i"/>				
0	<input type="text" value="0,0952482 +1,35931 i"/>				
PT1:	<p>Massa no PT1</p> <input type="text" value="1,72622"/> <p>Posição da massa no PT1</p> <input type="text" value="-177,79"/>				
PT2:	<p>Massa no PT2</p> <input type="text" value="1,36264"/> <p>Posição da massa no PT2</p> <input type="text" value="-85,9918"/>				

Figura 7.13 – Exemplo - SubVI de Cálculo (segunda parte)

## 7.7. Validação

Uma última aquisição é feita com os valores de massa corretora posicionados corretamente nos planos do rotor. Os valores obtidos servirão para verificar os efeitos de atenuação de vibração a partir do balanceamento. Neste exemplo uma massa corretora de 1,88 g foi posicionada em 180 graus do plano 1 e uma massa corretora de 1,28 g foi posicionada em -90 graus. Os valores das massas se referem ao valor mais próximo possível

de se obter com as opções de pesos disponíveis. Os ângulos se referem às posições de inserção de massa mais próximas do valor calculado.

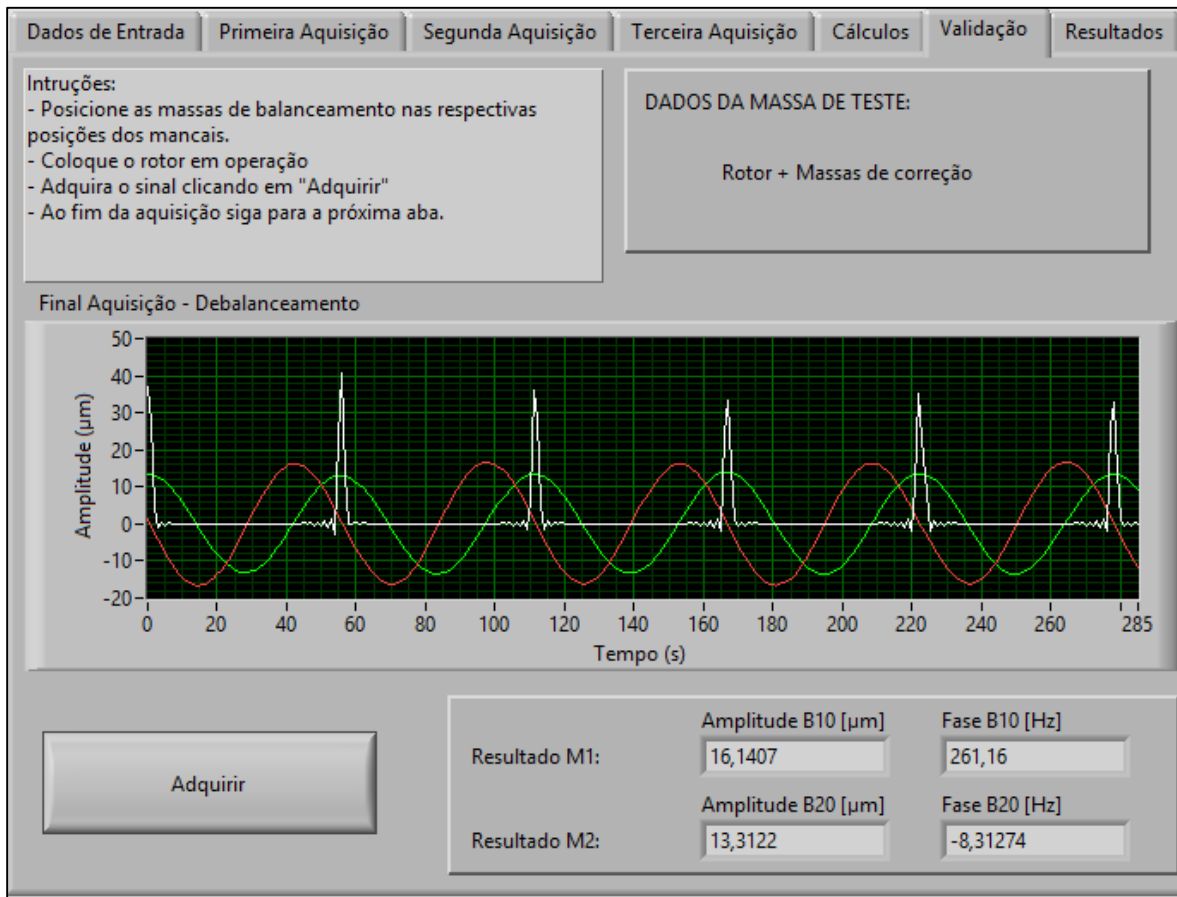


Figura 7.14 – Exemplo - Validação

## 7.8. Resultados

Na última aba é exibido um resumo da primeira aquisição e da aquisição de validação. Logo abaixo ainda há a informação do percentual de amplitude reduzido após a realização das etapas instruídas pelo programa. O balanceamento exemplificado neste capítulo apresentou uma redução de 80% de amplitude de vibração no mancal um e 82% no mancal dois.



Dados de Entrada | Primeira Aquisição | Segunda Aquisição | Terceira Aquisição | Cálculos | Validação | Resultados

Instruções:  
 - Clique em "Exibir" para visualizar os resultados  
 - Para exibir as etapas de aquisição clique em "Detalhes".

Vibração Inicial		Amplitude 10 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase 10 [graus]
Resultado Manca 1:		82,9233	77,1952
Resultado Manca 2:		77,4604	-7,35563
Vibração Balanceada		Amplitude B10 [ $\mu\text{m}$ ]	Fase B10 [graus]
Resultado Manca 1:		16,1407	261,16
Resultado Manca 2:		13,3122	-8,31274
Comparativo		Redução de amplitude [%]	
Resultado Manca 1:		80,5354	
Resultado Manca 2:		82,8141	

Figura 7.15 – Exemplo - Resultados

## Capítulo 8 - Conclusão

### 8.1. Resultados e conclusões

Os testes realizados para validação do conjunto software e instrumentação apresentaram significativa redução dos efeitos de vibração sobre o rotor de teste utilizado. Foram aplicadas rotações de 25 à 50 Hz e diversas magnitudes e posicionamentos de massas desbalanceadoras para simular uma variada gama de efeitos de vibração resultantes nos mancais. Desta forma, foi possível avaliar a aplicabilidade do sistema para diversas situações que ocorrem na prática.

A versão final do software se mostrou simples, autoexplicativa e capaz de guiar o usuário rapidamente através das etapas de balanceamento. Cada SubVI foi repetidamente testado para proporcionar um fluxo de informação confiável entre eles e o VI Principal, acionando de forma coerente todos os recursos do programa como gráficos, indicadores e entrada de dados. Além disso, os SubVIs destinados à exibição foram formatados para apresentar claramente as informações técnicas detalhadas de tarefas específicas do balanceamento.

O tratamento do sinal através de filtro, média síncrona e integrais no domínio da frequência contribuíram para um sinal de deslocamento com menos ruídos e perturbações, possibilitando obter com maior precisão as informações necessárias para desempenhar os cálculos da massa corretora final.

O modelo de coeficientes de influência apresentou uma implementação eficiente em diagrama de blocos, pois o ambiente de programação em LabVIEW possibilita através de poucos passos a composição e conversão de variáveis complexas, realização de cálculos matriciais e análise vetorial. A combinação dessas funcionalidades resultam no plano de fundo para a realização do método.

Por fim, através de recursos físicos de acomodação e acionamento foi possível realizar a instrumentação que possibilitou o desenvolvimento do software de balanceamento de rotores.

### 8.2. Sugestões para trabalhos futuros

O procedimento obteve resultados insatisfatórios em casos de pouco desbalanceamento, pois os acelerômetros utilizados não apresentavam sensibilidade suficiente para adquirir os sinais de aceleração de forma precisa. Logo, balanceamentos mais rigorosos não foram possíveis de serem realizados com os equipamentos disponíveis.

Para trabalhos futuros deve-se aperfeiçoar a faixa de operação dos acelerômetros. Os acelerômetros utilizados na instrumentação da bancada e desenvolvimento do software são de uso geral e operam até 500 g de aceleração. Os sinais obtidos através dos balanceamentos chegam até aproximadamente 2 g, ou seja, deve-se utilizar um acelerômetro com uma faixa de operação mais próxima da faixa de aceleração dos rotores analisados. Desta forma será possível reduzir significativamente os erros de magnitude e posicionamento das massas corretoras em rotores que operam sob baixos níveis de aceleração devido a combinações desfavoráveis de frequência e desbalanceamento.

## Referências Bibliográficas

- [1] BRAUN, S. Discover Signal Processing: An Interactive Guide for Engineers. John Wiley & Sohn, Ltd. 2008. 65-96.
- [2] CERNA, M.; HARVEY, A. F. The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement. 2000. 20p. Artigo. National Instruments. 2000.
- [3] HAMMERSTONE, J. E. Design and test of a dynamic balancing machine for small rotors. 1950. 56p. Tese de mestrado - United States Naval Postgraduate School, Maryland. 1950.
- [4] RAO, S. S. Mechanical Vibrations. 5 ed. Pearson Education, Inc. 2011. 769-798.
- [5] SOUSA, W. S. Desenvolvimento de um sistema aplicativo em labview para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores. 2005. 114p. Trabalho de conclusão de curso - Universidade Federal do Pará, Pará. 2005
- [6] <http://www.ni.com/products/pt/> (acessado em 23/04/2013)