

VALÉRIO SEBASTIÃO HAMMES JUNIOR

BALANCEAMENTO SEM ÂNGULO DE FASE EM MÁQUINA COM APOIOS
RÍGIDOS E FLEXÍVEIS

Dissertação apresentada como requisito
à obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, do Curso de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica da
Pontifícia Universidade Católica do
Paraná-PUCPR.

Orientador: Prof. Dr. Renato Barbieri.

CURITIBA

2001

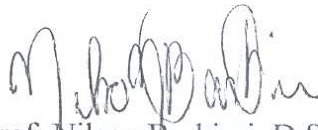
TERMO DE APROVAÇÃO

VALÉRIO SEBASTIÃO HAMMES JÚNIOR

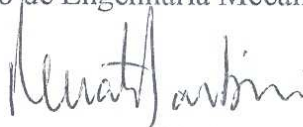
BALANCEAMENTO SEM ÂNGULO DE FASE EM MÁQUINAS COM APOIOS RÍGIDOS E FLEXÍVEIS

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora:

Presidente:



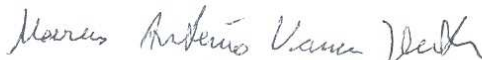
Prof. Nilson Barbieri, D.Sc. - Orientador
Curso de Engenharia Mecânica, PUC/PR



Prof. Renato Barbieri, D.Sc. – Co-orientador
Curso de Engenharia Mecânica, PUC/PR



Prof. Carlos Alberto de Almeida, PhD.
Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ



Prof. Marcus Antônio Viana Duarte, D.Sc.
Departamento de Engenharia Mecânica, UFU/MG

Curitiba, 28 de Junho de 2001

Agradecimentos

- Aos meus Pais, por ajudarem a tornar meus sonhos realidade;
- Aos professores do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, ao Coordenador Prof. PhD João Elias Abdalla Filho, e principalmente ao meu orientador Prof. Dr. Renato Barbieri e ao meu co-orientador Prof. Dr. Nilson Barbieri, pelo suporte, idéias e boa amizade cultivada.
- Aos funcionários dos laboratórios, biblioteca e especialmente à Secretária Jane, pela dedicação e empenho;
- À CAPES pela bolsa de estudo;
- À minha namorada, pela paciência, compreensão e inspiração;
- Aos amigos e bolsistas do mestrado, familiares e todas pessoas que de forma direta ou indireta auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho;
- À Deus, por me dar forças e permitir que eu esteja tentando ultrapassar mais um obstáculo em minha vida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT.....	vi
1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	01
1.1 Introdução.....	01
1.2 Revisão bibliográfica.....	02
1.3 Desbalanceamento.....	08
1.3.1 Definição.....	08
1.3.2 Tipos de desbalanceamento.....	10
1.3.3 Medições do ângulo de fase.....	12
1.3.4 Massas de teste.....	14
1.4 Referências bibliográficas.....	15
2. BALANCEAMENTO EM UM PLANO COM ÂNGULO DE FASE.....	20
2.1 Introdução.....	20
2.2 Implementação do método.....	21
2.3 Exemplo prático.....	22
2.4 Conclusão.....	22
2.5 Referências bibliográficas.....	22
3. BALANCEAMENTO EM UM PLANO SEM ÂNGULO DE FASE	23
3.1 Introdução.....	23
3.2 Implementação do método das quatro medições.....	24
3.3 Solução matemática com ângulos de teste iguais.....	26
3.4 Análise vetorial.....	27
3.5 Conclusão.....	29
3.6 Referências bibliográficas.....	30

4.	BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS COM ÂNGULO DE FASE.....	31
4.1	Introdução.....	31
4.2	Implementação do método dos coeficientes de influência.....	32
4.3	Análise matemática.....	33
4.4	Conclusão.....	37
4.5	Referências bibliográficas.....	38
5.	BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS SEM ÂNGULO DE FASE.....	39
5.1	Introdução.....	39
5.2	Implementação do método das sete medições.....	40
5.3	Análise matemática.....	46
5.4	Conclusão.....	51
5.5	Referências bibliográficas.....	51
6.	BALANCEAMENTO ESTÁTICO DINÂMICO PURO.....	52
6.1	Introdução.....	52
6.2	Implementação do método.....	53
6.3	Conclusão.....	58
6.4	Referências bibliográficas.....	58
7.	O PROTÓTIPO DA MÁQUINA DE BALANCEAMENTO.....	59
7.1	Introdução.....	59
7.2	Mancais rígidos e mancais flexíveis.....	60
7.3	Configurações da máquina.....	64
7.4	O protótipo da máquina de balanceamento.....	65
7.5	Conclusão.....	73
7.6	Referências bibliográficas.....	74
8.	EXPERIMENTOS E RESULTADOS.....	75
8.1	Introdução.....	75
8.2	Procedimento experimental.....	76
8.3	Resultados com apoios flexíveis.....	79
8.4	Resultados com apoios rígidos.....	94
8.5	Correções e desbalanceamento final.....	96
8.6	Análise dos resultados.....	99
9.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	101
	Anexo 1 – Equipamentos	103
	Anexo 2 – Listagem do programa.....	106
	Anexo 3 – Espectros do sistema desbalanceado.....	125
	Anexo 4 – Gráficos para determinação de desbalanceamento residual permissível..	131

LISTA DE FIGURAS

1.1	Espectro típico de um equipamento desbalanceado.....	08
1.2	Desbalanceamento estático.....	10
1.3	Desbalanceamento semi-estático.....	10
1.4	Desbalanceamento dinâmico puro.....	11
1.5	Desbalanceamento dinâmico.....	11
1.6	Sistema para medição de amplitude e fase com luz estroboscópica.....	12
1.7	Sistema para medição de amplitude e fase com sensor fotoelétrico.....	12
1.8	Esquema de medições de ângulo fase.....	13
2.1	Vetores obtidos através das medições de amplitude de vibração e ângulo fase....	21
3.1	Método das quatro medições.....	25
3.2	Círculos auxiliares.....	26
3.3	Construção gráfica para demonstração do método das quatro medições.....	28
3.4	Determinação do vetor de desbalanceamento.....	28
3.5	a e b) Definição do centro geométrico	29
4.1	Posições de medição e correção para o balanceamento em dois planos	32
4.2	Vetores obtidos através das medições originais.....	33
4.3	Vetores obtidos com massa teste no plano 1.....	34
4.4	Vetores obtidos com massa teste no plano 2.....	34
4.5	Vetores de influência nos planos 1 e 2.....	35
5.1	Determinação gráfica dos coeficientes da equação.....	42
5.2	Determinação gráfica dos coeficientes da equação.....	43
5.3	Determinação gráfica dos coeficientes da equação.....	44
5.4	Determinação gráfica dos coeficientes da equação.....	45
5.5	Sistema massa mola com n graus de liberdade.....	46
5.6	Efeito produzido por vetor unitário $\mathbf{n}$	49
5.7	Solução gráfica.....	49
6.1	Plotagem dos vetores (correção estática).....	53
6.2	Parcela estática e dinâmica pura.....	54

6.3	Vetores obtidos com instalação da massa de teste.....	54
6.4	Solução para parcela estática.....	55
6.5	Plotagem dos vetores (correção dinâmica).....	56
6.6	Solução para parcela dinâmica.....	57
7.1	Deslocamento em mancais flexíveis.....	61
7.2	Variação do ângulo fase em mancais flexíveis em função da variação da velocidade angular.....	61
7.3	Deslocamento em mancais rígidos.....	62
7.4	Variação do ângulo fase em mancais rígidos em função da variação da velocidade angular.....	62
7.5	Sistemas de contato.....	64
7.6	Protótipo da máquina de balanceamento com mancais rígidos e flexíveis.....	65
7.7	Detalhes construtivos do protótipo.....	66
7.8	Detalhes dos apoios para restrição do movimento radial e axial da peça.....	66
7.9a	Dimensões do sistema de mancal rígido.....	67
7.9b	Perfil do protótipo da máquina - detalhe dos mancais rígidos.....	67
7.10a	Modo referente à primeira frequência natural obtida através de elementos finitos.....	68
7.10b	Detalhe do modelo de simulação e pontos de referência para condições de contorno.....	68
7.11	Resposta em frequência e variação do ângulo de fase do suporte submetido a ensaio com martelo de impacto.....	69
7.12a	Dimensões do bloco de fixação do sistema de apoios flexíveis parte rígida.....	70
7.12b	Dimensões da chapa de aço mola – parte flexível.....	70
7.13	Sistema de apoios flexíveis montado no protótipo da máquina.....	71
7.14	Gráfico de resposta obtido através de aplicação de deslocamento inicial e ace- lerômetros instalados no mancal flexível.....	72
8.1	Conjunto de rotores : eixo, flanges, discos.....	76
8.2	Posições das massas de desbalanceamento.....	77
8.3	Posições das massas de teste.....	77
8.4	Medições com sensor do tipo proximiter.....	78
8.5	Medições com sensor do tipo acelerômetro.....	78
8.6	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador).....	80
8.7	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador).....	80
8.8	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador).....	81
8.9	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador).....	81
8.10	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/flexível).....	83
8.11	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/flexível).....	83
8.12	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/flexível).....	84
8.13	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/flexível).....	84
8.14	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximiter).....	86

8.15	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)	86
8.16	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)	87
8.17	Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)	87
8.18	Vetores originais medidos	89
8.19	Vetores medidos após adição das massas de teste	89
8.20	Determinação da posição de correção para parcela dinâmica pura	90
8.21	Primeiro valor de correção para parcela estática	91
8.22	Segundo valor de correção para parcela estática	92
8.23	Gráfico obtido com frequência de 5.125Hz	93
8.24	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/apoio rígido)...	94
8.25	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/apoio rígido)...	95
8.26	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/apoio rígido)...	95
8.27	Determinação gráfica dos coeficientes da equação(accelerômetro/apoio rígido)...	96

LISTA DE TABELAS

3.1	Dados de medição – método das quatro medições.....	25
4.1	Dados de medição – método dos coeficientes de influência.....	33
7.1	Vantagens / desvantagens – mancais rígidos e flexíveis.....	63
8.1	Medições com relógio comparador convencional.....	79
8.2	Medições com acelerômetro.....	82
8.3	Medições com proximíter.....	85
8.4	Medições com proximíter – método estático dinâmico puro.....	88
8.5	Medições com proximíter – ressonância.....	92
8.6	Dados obtidos com acelerômetro – mancais rígidos.....	94
8.7	Comparativo : método x massas e ângulos de correção.....	97
8.8	Resultado após aplicação do método das sete medições com rel. comparador...	98
8.9	Resultado após aplicação do método das sete medições com acelerômetro.....	98
8.10	Resultado após aplicação do método das sete medições com proximíter.....	98
8.11	Resultado após aplicação do método das três medições com proximíter.....	98
8.12	Resultado após aplicação do método estático dinâmico com proximíter.....	98
8.13	Resultado após aplicação do método das sete medições com acelerômetro.....	99

RESUMO

No presente trabalho, avalia-se a qualidade do processo de balanceamento de sistemas de rotores comparando os resultados obtidos com diversas técnicas de correção. Para possibilidade deste estudo e realização da parte experimental, foi construído um protótipo de uma máquina regulável para trabalhar em dois modos de sustentação: apoios rígidos e apoios flexíveis. A máquina também possibilita a utilização de baixas velocidades para balanceamento em apoios flexíveis e altas velocidades para apoios rígidos, para conseqüente comparação dos resultados. A Correção do desbalanceamento estático é realizada utilizando o Método das Quatro Medições (*Four Run Method*) e também o Método Vetorial com medição de amplitude de vibração e ângulo de fase. Explora-se o balanceamento em dois planos através do Método das Três Medições com utilização de ângulos de fase também conhecido por Método dos Coeficientes de Influência e o Método das Sete Medições, cujo procedimento requer apenas amplitude de deslocamento e/ou velocidade ou aceleração. Pode-se também simular desbalanceamento estático e dinâmico, e executar a correção através das técnicas acima citadas, ou separadamente utilizando três planos com o método Estático-Dinâmico Puro (*Static-Couple Method*). Os cálculos são implementados através de um programa computacional desenvolvido em MatLab que fornece os valores das massas de balanceamento em gramas, e a posição de correção em graus.

Ainda, são utilizados diferentes sistemas de medição como acelerômetros, sensores proximíter e relógio comparador para verificação e comparação da eficiência de cada instrumento utilizado.

ABSTRACT

At the present work, the balancing grade of shafts and rotors is evaluated and the results obtained among several techniques are compared. In order to make the research and the experimental part possible, a machine which has two configurations – soft bearing and hard bearing – was designed and constructed. The machine also has the possibility of working with low speed to balance the system using soft bearing supports and high speed to balance with the hard bearing support configuration. Therefore, the results can be compared. In order to correct the static unbalance, the Four Run Method and the traditional method with phase angle measurement can be performed. Two plane balancing is explored by using The Influence Coefficient with phase angle measurement, and also by the Seven Run Method without phase angle measurement. For the last method to be applied, just displacement, velocity and / or acceleration measurement is needed. Both static and couple unbalance can be simulated and corrected using the Static-Couple Method. The calculations are performed by a computational program developed with Matlab, which gives the correction weights and position, in grams and degrees , respectively.

Capítulo 1

Revisão Bibliográfica e Embasamento Teórico

1.1.Introdução

São várias as fontes geradoras de vibração em máquinas no meio industrial. Desgastes de peças, falhas em rolamentos, folgas excessivas, montagens indevidas, ressonâncias, desalinhamento e desbalanceamento são algumas das várias causas que podem ser citadas.

Vibrações excessivas causam vários problemas, como desconforto do operador, freqüente manutenção, falhas estruturais, desgastes de rolamentos, ruído, entre outros. Problemas estes que podem ser detectados através de medições e análise de vibrações, que vem tomando importância cada vez maior a medida que os instrumentos de medição e aquisição de dados vêm avançando tecnologicamente, garantindo respostas e cálculos cada vez mais rápidos.

O processo de análise e redução de vibração compreende duas etapas: o diagnóstico, onde são encontradas informações, determinadas hipóteses, e realizados testes das hipóteses para descoberta da real causa do problema; a segunda etapa corresponde a correção do problema, onde são verificadas as alternativas, sendo uma escolhida e verificação dos ganhos obtidos.

No presente trabalho, o desbalanceamento, considerado como principal fonte de vibração, é analisado, e algumas das técnicas de correção são aplicadas. Para cada caso existe uma técnica mais adequada, assim como o meio de efetuar o processo de balanceamento, em campo ou local de trabalho do equipamento (*field balancing*), ou em uma máquina para *balanceamento* (*shop balancing*).

Sendo o desbalanceamento uma área importante no estudo da dinâmica dos rotores, a bibliografia disponível sobre o tema é vasta e continua aumentando a medida que os computadores permitem a aplicação de técnicas e métodos de cálculo cada vez mais complexos e precisos.

A seguir é apresentado um histórico do surgimento dos diversos métodos e técnicas recentes, com apresentação das respectivas referências bibliográficas. Nesse mesmo capítulo, é apresentado o objetivo do presente trabalho e o embasamento teórico necessário para melhor entendimento das técnicas descritas nos Capítulos 2 a 7. Para comprovação da teoria apresentada, são mostrados exemplos práticos simulados em um aparato experimental capaz de trabalhar com as diferentes configurações apresentadas.

1.2.Revisão bibliográfica

O balanceamento, que pode ser definido também como uma variação da posição entre o centro de massa e o centro de giro de um sistema rotativo, causado por uma distribuição de massa não uniforme, é uma das principais fontes de vibração e causas de falhas em equipamentos rotativos na indústria. Por este motivo, várias pesquisas e técnicas de correção foram e continuam sendo desenvolvidas até os dias de hoje, visando os mais diversos objetivos, como rapidez, baixos custos e otimização de métodos já conhecidos para obtenção de menores níveis residuais de vibração.

Segundo Wowk (1995), antes de 1850, devido a baixas velocidades de trabalho, preocupava-se apenas com desbalanceamento estático, e apenas ajustes na geometria da peça (*minimum runout*) eram suficientes para boas condições de trabalho. Logo após, com o desenvolvimento de motores elétricos e conseqüente aumento das velocidades de trabalho nas máquinas, tornou-se indispensável o processo de balanceamento estático, que foi o primeiro tipo de balanceamento utilizado. O equipamento a ser balanceado era colocado sobre duas barras paralelas, para que pudesse girar livre com o mínimo de atrito possível. A correção era feita através da adição de massa à parte mais alta do rotor, pois, devido a forças da gravidade, o ponto pesado (*heavy spot*) sempre se encontra na parte inferior.

Os conceitos de balanceamento dinâmico vieram logo depois, com a técnica chamada *pencil marking*, onde o rotor era marcado em seu ponto alto (ponto pesado) através do seu funcionamento no próprio local de trabalho. A técnica exigia muitos giros e paradas, pois a quantidade de massa corretiva era descoberta através de tentativa e erro, e também devido aos efeitos cruzados.

Devido a todos esses problemas, foi desenvolvido um método vetorial para balanceamento, apresentado por Rathbone (1929), e por Thearle (1934). O método vetorial de Thearle, que hoje é conhecido como método dos coeficientes de influência, leva em consideração a necessidade de balanceamento simultâneo em dois planos e a existência de efeitos cruzados, e apresenta solução analítica para compensação deste problema. Na utilização dos cálculos de coeficientes de influência, faz-se a consideração de linearidade, ou melhor, proporcionalidade dos valores de vibração medidos com relação ao desbalanceamento existente ou simulado, Kroon (1944). No procedimento para dois planos (*Two Plane Influence Coefficient Balancing Method*), são realizadas três medições com massas de teste conhecidas para determinação experimental da sensibilidade do sistema de rotores e através dos dados medidos determinam-se os elementos da matriz de coeficientes de influência, que em conjunto com os dados de vibração originais, são utilizados para o cálculo das massas de correção. Os coeficientes de influência são determinados através da relação entre deslocamento de um ponto e forças geradas nos outros pontos do sistema, Rao(1995). Ou seja, a vibração gerada em um mancal depende de todas as componentes de força centrífuga contidas no sistema de rotores, geradas por massas desbalanceadas.

Goodman (1966), estendeu o procedimento utilizado com coeficientes de influência para o método dos mínimos quadrados, com o objetivo de correção de sistemas de rotores flexíveis. Logo após surgiram outros trabalhos para melhoria do procedimento matemático proposto por Goodman. Também foram realizadas investigações da precisão dos procedimentos e instrumentos utilizados nos métodos baseados no conceito de coeficientes de influência e método dos mínimos quadrados, Lund e Tonneson (1972), Tessarzik, Badgley and Anderson (1972,1976).

Vários métodos de balanceamento de rotores flexíveis vem sendo desenvolvidos desde então.

Pilkey e Bailey (1979) desenvolveram uma técnica de correção de eixos flexíveis através de um programa computacional de linearização, capaz de regular a magnitude das massas de balanceamento baseando-se em coeficientes de influência. Ainda, realiza-se uma melhoria dessa técnica, fazendo-se uma otimização das massas de correção e das posições axiais dos planos de balanceamento, Pilkey(1983). Um programa de solução linear é aplicado, usando uma aproximação linearizada da variação axial dos coeficientes de influência. Após terem sido obtidas as massas de correção, a localização axial dos planos de balanceamento é ajustada. Esse processo é realizado de

forma iterativa, onde os cálculos são repetidos até se encontrar valores ótimos que resultem em mínimos deslocamentos (*runnout*) do rotor.

Kang *et al.*(1996), apresenta uma técnica modificada de correção de rotores não simétricos baseada no método dos coeficientes de influência. Geralmente, os componentes de um sistema de rotores não são axissimétricos, apresentando assim diferentes valores de rigidez e momento de inércia nas duas direções principais. No método convencional, uma massa de teste é aplicada e medições de deslocamento são realizadas para obtenção da matriz de coeficientes e distribuição de desbalanceamento. Assim sendo, não são consideradas propriedades distintas das partes girantes e assimetria dos mancais, e conseqüentemente não é realizada uma distribuição equivalente de desbalanceamento. Baseado nos estudos de Nelson(1985) e Genta (1988), em seu trabalho, Kang *et al.* derivam uma formulação de coeficientes de influência para rotores não simétricos através da utilização de representação de coordenadas complexas. Duas massas de teste são aplicadas em cada plano de balanceamento, e então o movimento de precessão (*forward precession*) é calculado através das medições das respostas ao desbalanceamento, para conseqüente obtenção dos coeficientes de influência e distribuição de desbalanceamento. Os cálculos são baseados nos conceitos de elementos finitos, que são bem desenvolvidos e vastamente utilizados para determinação de condições dinâmicas de rotores. Vários trabalhos foram desenvolvidos nessa área, podendo ser citados Ruhl (1972,1976), Zorzi e Nelson(1977), Nelson (1980).

Os métodos de balanceamento de rotores flexíveis são baseados basicamente em dois conceitos de cálculo: coeficientes de influência e análise modal. O método de balanceamento modal usa um procedimento, no qual o desbalanceamento em cada modo é corrigido, começando pelo primeiro modo. Ou seja, em cada estágio, a parcela modal de desbalanceamento somada à parcela residual de desbalanceamento causada por correções executadas para modos mais baixos, é interpretada através da vibração gerada no eixo próximo à velocidade crítica de funcionamento. Então, pode-se definir o processo modal como a correção de sucessivos modos de vibração através de massas calculadas a fim de não interferir nos modos mais baixos já corrigidos.

Ao contrário do método dos coeficientes de influência, que consiste na determinação e aplicação de massas de correção em planos pré-determinados, a fim de minimizar vibrações lidas em um conjunto de sensores, o método de balanceamento modal enfatiza o conhecimento e entendimento das características físicas e modais dos mancais e sistema de rotores.

Os métodos de balanceamento modal são fundamentados em modelos matemáticos e análise modal do sistema. Respostas ao desbalanceamento, distribuição de desbalanceamento e massas corretivas são expressadas a cada velocidade crítica de funcionamento. Bishop e Gladwell (1959), e Bishop e Parkinson(1972) utilizam modos planares, os quais não incluem efeitos giroscópicos, efeitos cruzados e de assimetria. Ou seja, esses modos não satisfazem modelos de sistemas de eixos com discos de maiores dimensões, suportes muito assimétricos ou quaisquer condições de assimetria. Porém, Parkinson(1963a , 1963b), mostra em seu trabalho que os modos planares acima citados são ainda relativamente precisos, particularmente para sistemas pouco amortecido suportados por mancais de rolamentos.

Saito e Azuma(1983), e Meacham (1988) apresentam uma técnica modificada, envolvendo introdução teórica de método modal complexo. Nesses métodos, tornou-se necessário o desenvolvimento preciso de um modelo matemático do sistema de mancal e rotores.

Parkinson (1980) apresenta semelhanças entre os dois métodos de balanceamento através da análise detalhada das duas técnicas, então expondo características da aproximação unificada. Darlow (1981) propõe e implementa uma demonstração do método unificado, cuja função é incorporar as melhores características do método dos coeficientes de influência e método modal , e minimizar as desvantagens. Essencialmente, o método unificado não está restrito a modos planares e pode ser aplicado a processos automáticos de balanceamento. A superioridade desse método é indicada por Darlow (1987), onde é feita uma comparação dos três métodos citados.

Kang *et al.*(1997a), propõe um procedimento modificado para o método unificado citado anteriormente. Utilizando elementos finitos, coordenadas complexas e matrizes de coeficientes de

influência modais derivadas de equações do movimento para rotores não simétricos, realizam-se cálculos para obtenção da distribuição de desbalanceamento e massas de correção. Nesse trabalho, é demonstrada a superioridade desse método modificado em relação ao método unificado convencional (*unified balancing approach*).

Seguindo o raciocínio utilizado nos métodos modais, ou seja, maior conhecimento das características da máquina e sistema de rotores, através de modelos matemáticos, Lees (1997) apresenta um método para determinação de estado de balanceamento através de medição de vibração nos mancais. Para isso, é necessário o desenvolvimento de um modelo matemático para o rotor e um modelo aproximado para determinação do comportamento dos mancais.

Xu *et al.* (2000) apresentam uma nova técnica de balanceamento de rotores flexíveis sem utilização de massas ou giros de teste. O método, que utiliza a idéia básica de coeficientes de influência (*influence coefficients*) e se baseia no conceito de algoritmo genético (*genetic algorithm*), utiliza para o procedimento de correção cálculos teóricos da resposta de desbalanceamento e medições originais de vibração. Gnidlka (1983) e Morton (1985) apresentam o método de balanceamento de rotores e eixos flexíveis sem utilização de massas ou giros de teste. A diferença entre esse método e o método mais recente apresentado, é que Gnidlka e Morton utilizam conceitos de balanceamento modal para implementação do cálculo de correção.

No que diz respeito ao método vetorial, tanto para um plano (Single Plane Balancing), quanto para dois planos (*Two plane influence coefficient balancing method*), pode-se dizer que necessitam medições precisas de amplitude de vibração e ângulo fase. Ao contrário dos métodos que utilizam a medição do ângulo de fase, o Método das *Quatro* Medições (*Four Run Method*) não utiliza *nenhuma* medição do ângulo de fase e não existe a restrição das hipóteses de eixo rígido. A única grandeza medida é a amplitude (deslocamento, velocidade e/ou aceleração) na velocidade de funcionamento; Den Hartog (1956), Blake & Mitchel (1972), Carlson (1979), Mitchel (1993), Wowk (1995).

Wowk cita que o método das *Quatro* Medições é mais simples e preciso que o método vetorial com medição do ângulo fase, convergindo rapidamente para uma solução. A grande vantagem do método é que torna-se *desnecessária* a medição de ângulos de fase, que em alguns casos é uma tarefa difícil ou até mesmo impossível de se implementar. Ainda, medições precisas do valor de ângulo de fase podem ser prejudicadas por variações de velocidade, especialmente próxima a uma ressonância, Everett (1987). Uma matriz de coeficientes de influência mal condicionada resultante de outros parâmetros do sistema, pode resultar em cálculos equivocados de massas corretivas, Darlow (1982). Como desvantagem do método, pode-se citar o tempo necessário para as aplicações de massa teste e conseqüentes quatro giros do sistema, ao passo que no método vetorial utilizam-se apenas dois giros.

Existem duas maneiras de se efetuar o processo de balanceamento em um sistema de rotores, em campo ou seja, no local de trabalho, ou em uma máquina balanceadora. Balanceamento em campo, com o sistema de rotores no local de trabalho, geralmente produz melhores resultados em termos de vibração. Por outro lado, máquinas de balanceamento garantem uma maior qualidade de balanceamento. A afirmação, que parece contraditória, é melhor explicada por Wowk (1995). A necessidade de produção e balanceamento de manutenção é o grande motivo para se adquirir uma máquina de balanceamento, Wowk (1995). O custo para obtenção de uma máquina de balanceamento é justificado pelas horas em que equipamentos permaneceriam parados para correção (manutenção corretiva) das várias peças envolvidas em uma quebra, e pelo aumento dos intervalos de trabalho entre períodos de manutenção programada (Alberto, 1997). No caso de processos de produção e montagem precisa de equipamentos, com tolerâncias finas capazes de garantir uma perfeita distribuição de massa em torno de seu centro de giro, possivelmente não seria necessário o processo de balanceamento do sistema. No entanto, devido a altos custos produtivos, equipamentos rotativos sempre apresentam algum nível de desbalanceamento após a produção, dependendo do processo de fabricação utilizado, e principalmente após a montagem do conjunto. Contudo, segundo Bayley (1997), deve-se controlar esse nível de desbalanceamento inicial, pois

podem ocorrer casos onde não haja material suficiente para ser retirado, ou massas de correção com material excessivo que podem se desprender da parte rotativa em trabalho. Ainda, as condições iniciais de desbalanceamento acima citadas são importantes para determinação da estratégia de correção em termos de técnicas e procedimentos utilizados. Dependendo dos valores de amplitude e ângulos de fase medidos, pode-se optar por balanceamento em um plano, dois ou vários planos, máquinas de mancais rígidos, flexíveis, entre outros parâmetros.

Em relação às máquinas de balanceamento, Wowk (1995) cita que além das máquinas de balanceamento por gravidade (*Gravity balancing machine*), capazes apenas de corrigir a parcela estática de desbalanceamento, existem basicamente três tipos de máquinas quanto à forma de sustentação da peça a ser balanceada: máquina com mancais flexíveis, semi-flexíveis e rígidos. Em torno de 1910 surgiram as primeiras máquinas de balancear com mancais rígidos, produzidas na Alemanha por Carl Schenck, e por volta de 1930 surgiram as máquinas com mancais flexíveis equipadas com os primeiros transdutores de vibração elétricos. Desde então, tanto as máquinas, sistema de suportes como sensores de medição evoluíram, possibilitando também desenvolvimento de novas e mais precisas técnicas de correção.

Máquinas com mancais flexíveis possuem pequena rigidez horizontal e permitem facilmente o movimento da peça desbalanceada devido às forças centrífugas geradas. Devido aos baixos valores de rigidez do sistema de suporte, esse tipo de máquina trabalha logo acima da frequência natural, fazendo com que o sistema de rotores se comporte como um corpo livre no espaço, Wowk (1995). Aproximadamente, pode-se falar que o movimento da peça será proporcional ao desbalanceamento existente e inversamente proporcional ao peso total da peça girante desbalanceada. Como vantagens, pode-se citar a maior sensibilidade e resposta ao desbalanceamento, medições não afetadas por atividades próximas, fácil calibração, possibilidade de movimentação para outras áreas, e segurança devido à baixas rotações e absorção da energia de desbalanceamento pela inércia do rotor. Por outro lado, para cada peça realiza-se a calibração do sistema, e a sensibilidade é reduzida por efeito da massa do mecanismo de suporte da máquina, Wowk (1995).

Através de Harris (1988), Stadelbauer e Muster citam que máquinas de balancear com mancais rígidos e flexíveis são essencialmente iguais quanto às formas básicas construtivas, diferenciando-se apenas pela rigidez lateral dos suportes. Máquinas com mancais rígidos possuem o sistema de suporte projetado de maneira que as condições de rigidez forneçam altos valores de frequências naturais. Assim sendo, com essa configuração a faixa de trabalho sempre estará situada abaixo da frequência crítica, garantindo com que a vibração medida pelos sensores esteja em fase com o ponto de desbalanceamento. Wowk (1995) cita que os efeitos cruzados são fáceis de serem trabalhados, a máquina é permanentemente calibrada, e simulam-se de maneira mais real as condições de trabalho do rotor. Como desvantagem, pode-se citar a necessidade de fundação massiva e rígida e sensibilidade de atividades próximas ao sistema de medição da máquina.

Na parte experimental do presente trabalho, pode-se visualizar o processo de balanceamento de um sistema de rotores rígido, formado por um eixo, flanges de fixação e discos. A máquina utilizada é híbrida, permitindo através da troca de suportes, a utilização de suportes flexíveis compostos por molas e suportes rígidos com apoio em rolamentos de esferas. São utilizados nas duas configurações citadas, o *método dos coeficientes de influência*, e analisa-se a efetividade dos resultados obtidos com e sem medição dos ângulos de fase.

Em relação às máquinas semi-flexíveis acima citadas, Wowk (1995) afirma que podem, através de um suporte fixo e outro flexível, corrigir problemas de desbalanceamento em dois planos através de técnicas de balanceamento em um plano (*Single plane techniques*). Isso ocorre devido ao fato do suporte flexível movimentar-se apenas devido ao desbalanceamento referente à extremidade do suporte flexível, com pequena ou nenhuma influência da extremidade oposta (fixa). Assim, anulando-se os efeitos cruzados existentes em rotores mais longos, pode-se fazer a separação de balanceamento por plano (*plane separation technique*).

Por volta de 1930, logo após a técnica de separação mecânica, surgiu a separação elétrica de desbalanceamento por plano. Vários trabalhos sobre separação mecânica por planos foram apresentados, Jeffcott (1919), Timoshenko (1928), Kroon (1944), Hartog (1956). Também, através de demonstração com *coeficientes de influência*, Kang (1997b) estende o método de separação relativo a dois planos para vários planos especificamente para máquinas de balanceamento e sugere o uso de um algoritmo de cálculo para esse processo. Em casos de balanceamento de conjunto de rotores assimétricos como eixos de girabrequim, onde há necessidade de balanceamento em vários planos para evitar concentração de massa em apenas dois planos, pode-se citar o método modificado desenvolvido por Kang (2000). O método baseia-se na teoria de balanceamento de rotores assimétricos e balanceamento de rotores rígidos em vários planos (*multi-plane balancing*), e através de simulações computacionais e experimentos, conclui-se que comparando-se ao método convencional, atinge-se uma melhor qualidade de balanceamento através do método modificado.

Tendo visto que as mesmas dificuldades para realização de balanceamento em plano *único* (*Single Plane Balancing*) com medição do ângulo fase, se estendem para o processo em dois planos (*Two Plane Influence Coefficient Balancing Method*), Everett (1987), cita uma nova técnica, capaz de realizar a correção para dois planos de um sistema rotativo, sem a necessidade de medição dos ângulos de fase. O método, que é uma extensão do método das quatro medições baseado no conceito de coeficientes de influência consiste na solução gráfica do sistema de equações. São necessários sete giros do sistema, ou seja, aplicação de uma massa de teste em três posições diferentes em cada plano (dois planos), e medições originais de vibração. A solução gráfica é realizada através da plotagem de círculos referentes aos valores de amplitude medidos. Os pontos de interseção geram dados para o cálculo dos elementos da matriz de coeficientes de influência. Neste método, torna-se desnecessária grandes habilidades para conduzir o procedimento de correção, e a probabilidade de convergência rápida para a solução é grande. No entanto, como são necessários vários giros do sistema, o inconveniente encontrado é o tempo necessário para o processo.

Muitas vezes, por escolha errônea da quantidade ou posições de fixação das massas de teste e também ocorrência de erros de medição, os pontos de interseção da solução gráfica não são perfeitos, podendo comprometer toda a análise. Algumas pesquisas referentes a erros contidos no método dos coeficientes de influência vem sendo desenvolvidas. Fujisawa *et al.* (1995) analisam a qualidade de balanceamento em rotores rígidos com erros no cálculo baseado em coeficientes de influência e comparam resultados com o método dos mínimos quadrados. Everett (1997), apresenta um método capaz de otimizar a estimativa de desbalanceamento existente através de uma função objetivo. Os cálculos se baseiam no método dos mínimos quadrados, e a solução gráfica é dada através da plotagem dos círculos, como no método das sete medições. Porém, na presença de erros de medição, que ocorrem na maioria das vezes, realizam-se os cálculos responsáveis pela estimativa do ponto real de interseção. Everett conclui que, em grande parte dos casos o método otimizado produz menores níveis de vibração residual que o método original (Método das Sete Medições).

Hassan (1995), apresenta um método computacional de balanceamento aproximado, também sem utilização de medições de ângulo de fase, baseado na análise do comportamento do sistema de rotores através de medição de amplitude de vibração (deslocamento, velocidade ou aceleração) com instalação de massas teste e giros com velocidade constante do sistema. A parte experimental do trabalho apresenta melhores resultados para balanceamento estático, apesar de conseguir resultados relativamente bons em condições dinâmicas.

Além dos problemas já citados em relação ao método dos coeficientes de influência, existem várias outras fontes de erros capazes de comprometer a análise e consequentemente o procedimento de correção. Muitas vezes, a aplicação de técnicas de balanceamento fazem a consideração de linearidade no valores medidos, quanto a amplitude de vibração e ângulo de fase. Porém, em certos casos, devido a efeitos de massas desbalanceadas muito grandes, desalinhamento entre outros fatores, pode haver contato entre a parte girante e a parte estática do equipamento. Pode-se citar

como exemplo um conjunto rotor-estator, cujo comportamento perante este tipo de fenômeno, conhecido como *rub*, é extremamente não linear (Edwards, 1999). Tiwari e Vyas(1997) relatam a possibilidade de não linearidades no comportamento de rigidez em mancais de rolamentos de esferas e apresentam um método para estimativa dos parâmetros de rigidez perante forças desbalanceadas. Também, Tiwari *et al.*(1999) provam através de análise teórica e experimental, que folgas radiais internas em rolamentos de esferas utilizados para apoio de rotores rígidos, podem gerar instabilidades e não-linearidades nas medições de resposta dinâmica em varias faixas de frequência.

Em um estágio tecnológico mais avançado, encontram-se o meios de controle ativo de correção de balanceamento. Desde que Van de Vegte (1964,1978) apresentou o primeiro conceito de balanceamento ativo, vários métodos com os mais diversos tipos de sensores vem sendo desenvolvidos. Basicamente, sistemas de balanceamento ativos são compostos pelo sistema de rotores, sensor, controlador e regulador de balanceamento. Em certos casos, como em motores a jato, a vibração gerada por efeitos de desbalanceamento pode ser fatal ao sistema, devido a contatos entre as partes girantes e estáticas (*rub*) ou mesmo falhas por fadiga. Neste caso, não há tempo para correção de balanceamento através de retirada ou aplicação de massas corretivas, fazendo-se necessário o controle automático através de atuadores e amplificadores; Manchala *et al.*(1997). Em outros trabalhos, são descritos processos de controle de balanceamento automático através de mancais magnéticos e também atuadores piezoelétricos, Tang *et al.*(1993), Palazzolo *et al.*(1993), Higuchi *et al.*(1990), Kanemitsu *et al.*(1990), Cusson *et al.*(1992), entre outros. Zeng e Wang (1998) apresentam um novo método automático de balanceamento de rotores rígidos com reguladores eletromagnéticos. Através da obtenção dos coeficientes de influência e vetor de desbalanceamento, calcula-se as massas corretivas e controlam-se de maneira ótima suas respectivas posições. Todo o processo é realizado sem interrupção, com o rotor em velocidade normal de trabalho. Também, Chung e Ro (1999) apresentam uma análise teórica para o balanceamento dinâmico automático, referente à análise de estabilidade e tempo de resposta.

Objetivos

Neste trabalho, exploram-se os conceitos teóricos das técnicas de correção para rotores rígidos. Métodos clássicos como o Método das *Quatro Medições* e o Método dos *Coefficientes de influência* são abordados visando a compreensão dos procedimentos passo a passo. Outros métodos menos citados na literatura especializada, como o Método das *Sete Medições* e Método *Estático Dinâmico Puro* (Static Couple Method) são apresentados no desenvolvimento teórico e experimentos, caracterizando-se as vantagens e desvantagens de cada um.

Também, para a parte experimental, desenvolve-se o projeto e execução de um protótipo de máquina de balanceamento com apoios rígidos e flexíveis. Comprova-se a eficácia da utilização de baixas frequências para balanceamento em mancais flexíveis e a eficiência dos resultados para mancais rígidos, utilizando uma máquina de balanceamento de baixo custo e processo de fabricação relativamente simples.

Diferentes instrumentos de medição como acelerômetros, sensores tipo proximeter e relógios comparadores são utilizados no desenvolvimento experimental, possibilitando ainda outro parâmetro de comparação de eficiência.

Todos os cálculos e gráficos são implementados em um aplicativo desenvolvido com o MatLab oferecendo maior rapidez para análise e solução dos problemas de desbalanceamento.

1.3.Desbalanceamento:

1.3.1 Definição:

O desbalanceamento, caracterizado por uma não-coincidência entre o centro de massa ou centro de gravidade, e o centro de rotação (Fig. 1.2, 1.3, 1.4), pode ser causado por vários fatores, como folgas e tolerâncias de montagem, parafusos, chavetas ou outras peças agregadas à parte girante da máquina, diferentes valores de densidade e vazios ao longo do sistema de rotores.

Ao se realizar análise de balanceamento, o parâmetro a ser analisado é a vibração gerada pela rotação do rotor em termos de deslocamento, velocidade ou aceleração, normalmente na velocidade de operação do equipamento (Fig. 1.1).

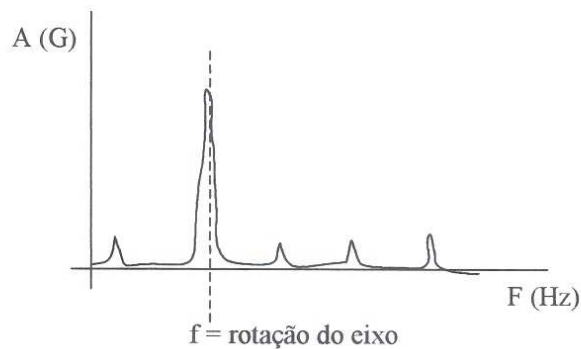


Figura 1.1- Espectro típico de um equipamento desbalanceado

Um rotor desbalanceado pode causar grandes forças centrífugas dependendo da rotação, como indica a Eq. 1.1 abaixo, Wowk (1991):

$$F_c = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (1.1)$$

Sejam F_c a força centrífuga, m a massa do rotor, e a distância entre o eixo de giro e ponto onde encontra-se a massa de desbalanceamento, e ω a velocidade angular do eixo. A força centrífuga gerada é diretamente proporcional ao desbalanceamento (me), e proporcional ao quadrado da velocidade angular (ω em rad./s). Sendo o desbalanceamento definido por uma massa excêntrica, ou uma distribuição incorreta de massa em torno de um eixo ou centro de giro, quanto maior a massa deslocada ou excentricidade, e quanto maior a velocidade de operação, maior será o desbalanceamento existente e consequentemente a força centrífuga causada.

Também, dependendo da velocidade de trabalho utilizada, os rotores podem ser considerados rígidos ou flexíveis. O termo flexível é utilizado para rotores que operam próximo, ou acima de suas primeiras velocidades críticas, apresentando assim deformações significativas, Wowk (1991,1995). Alguns autores como Shablinsky(1994), Lyons(1998), Halfen (IRDbalancing), citam que rotores que operam em um valor próximo a 70% da primeira velocidade crítica são considerados flexíveis. Da mesma maneira, rotores que operam abaixo deste valor são considerados rígidos.

Ao contrário do que acontece com rotores rígidos, os rotores flexíveis devem ser balanceados em vários planos, levando em consideração os modos de vibração presentes em toda a faixa de operação. Portanto, os planos de balanceamento devem ser selecionados de acordo com os modos de flexão, determinados através de cálculos aproximados, Wowk (1995).

1.3.2 Tipos de desbalanceamento:

a) Desbalanceamento estático:

O desbalanceamento estático é causado quando o eixo principal de massa é deslocado paralelamente ao eixo do rotor, como mostra a Fig. 1.2. O processo de balanceamento em um plano é suficiente para correção do problema. Ou seja, a solução do problema pode ser dada através da aplicação de uma única massa corretiva a 180° em relação ao ponto onde encontra-se a massa desbalanceada. Em condições de desbalanceamento puramente estático, condição pouco freqüente na prática, as medições de amplitude e fase são iguais nos dois mancais.

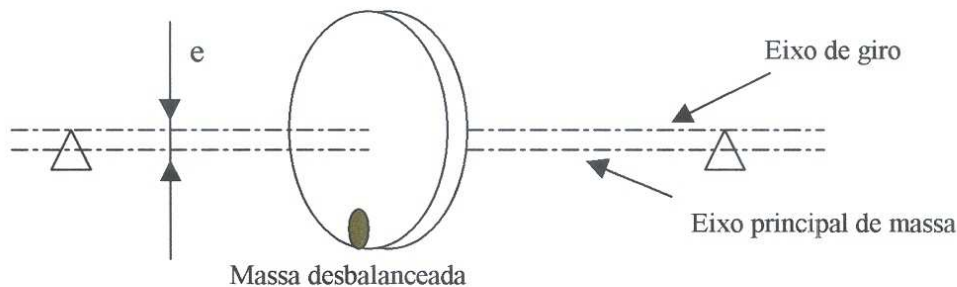


Figura 1.2- Desbalanceamento estático

b) Desbalanceamento semi-estático:

Esse tipo de desbalanceamento é caracterizado pela intersecção do eixo principal com o eixo de rotação em um ponto distinto do centro de gravidade do rotor, Fig. 1.3.

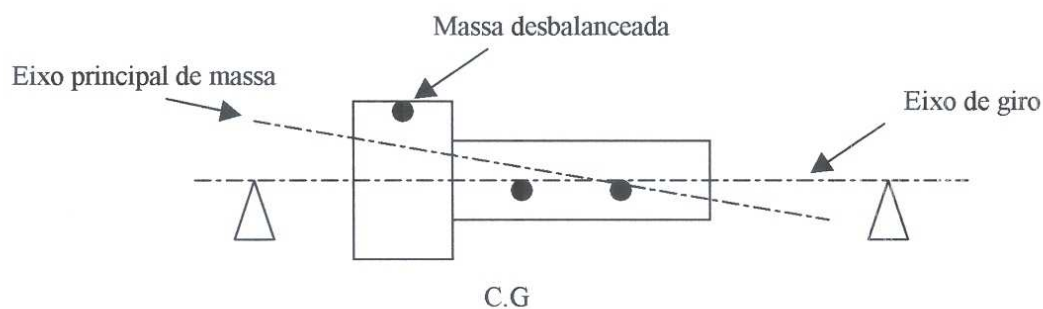


Figura 1.3- Desbalanceamento semi-estático

Pode-se contornar essa situação com apenas uma massa posicionada no plano de desbalanceamento, diferente da situação de desbalanceamento estático, onde aplica-se a massa de correção no plano que contém o centro de gravidade.

c) Desbalanceamento dinâmico puro:

Desbalanceamento dinâmico puro é definido pelo deslocamento do eixo principal de massa, apresentando interseção com o eixo de giro através do centro de gravidade Fig. 1.4. Teoricamente, essa condição pode ocorrer através da existência de duas massas desbalanceadas, separadas em 180° , localizadas nos extremos do rotor, Fig. 1.4.

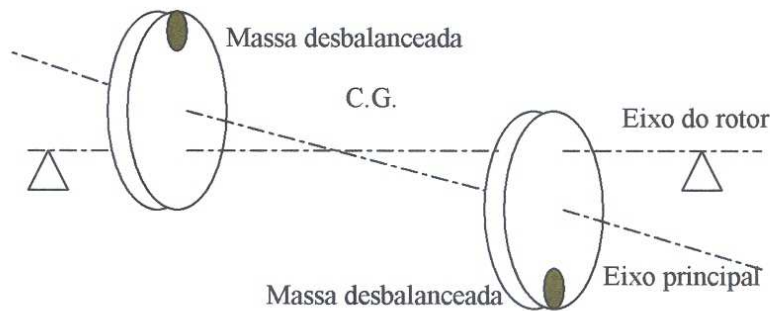


Figura 1.4- Desbalanceamento dinâmico puro

Neste caso, assumindo mesmas condições de rigidez e massa nos dois mancais, as leituras de amplitude serão iguais porém defasadas em 180° . A correção para esse tipo de desbalanceamento se dá através da aplicação de duas massas corretivas em dois planos separados.

d) Desbalanceamento dinâmico:

A situação mais freqüente é decorrente da soma das parcelas de desbalanceamento estático e desbalanceamento dinâmico puro, chamada desbalanceamento dinâmico. O eixo principal de massa e o eixo de giro não se coincidem ou interceptam Fig. 1.5, fazendo com que as medições de vibração nos mancais sejam geralmente diferentes em amplitude, e a diferença de fase está entre 0° e 180° .

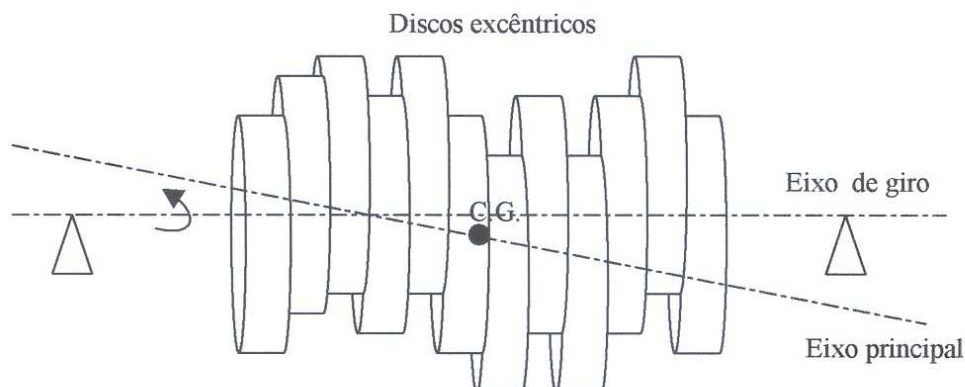


Figura 1.5- Desbalanceamento dinâmico

Condição de desbalanceamento dinâmico é contornada através da aplicação de duas massas em dois planos, que não devem estar separados exatamente por 180° , para que possa ser corrigido também o desbalanceamento estático.

Então, a separação angular entre as massas corretivas indicam a quantidade de desbalanceamento dinâmico e desbalanceamento estático existentes no rotor. Caso a diferença seja pequena, existe maior efeito de desbalanceamento estático. Se as massas estiverem separadas por aproximadamente 180° , a maior parcela é de desbalanceamento dinâmico puro.

1.3.3 Medições do ângulo de fase:

Dentro os métodos de medição de ângulo fase, podem ser citados o método da luz estroboscópica, e o método do sensor fotoelétrico. O primeiro método utiliza luz estroboscópica, em conjunto com um filtro comparador e sensor de vibração, Fig. 1.6.

A luz é acionada uma vez a cada revolução do rotor, para que se tenha a impressão de que o sistema esteja parado, desde que não se esteja trabalhando próximo à frequência de ressonância. Então, a frequência de funcionamento da luz é praticamente *igual* à frequência de rotação do rotor. Com o auxílio de uma fita graduada colada ao disco ou rotor, ou até mesmo na parte fixa da máquina, faz-se a leitura do ângulo fase, de acordo com o procedimento utilizado. Pode-se então verificar através de um diagrama vetorial o local e dados para cálculo da massa de correção para o sistema.

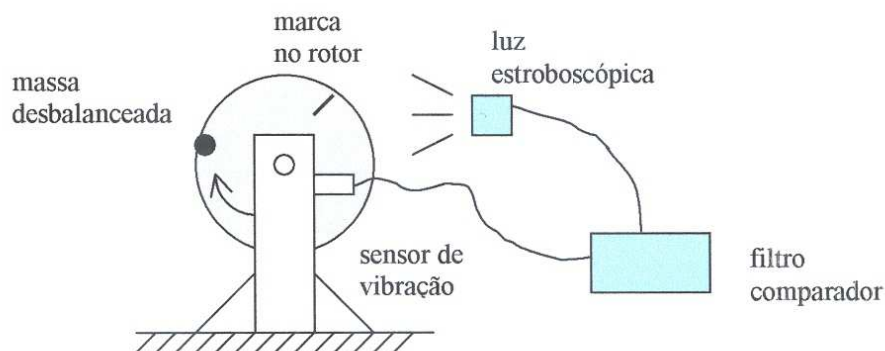


Figura 1.6- Sistema para medição de amplitude e fase com luz estroboscópica

O segundo método utiliza um sistema composto por um sensor de vibração, um sensor fotoelétrico e um analisador de espectros, Fig. 1.7.

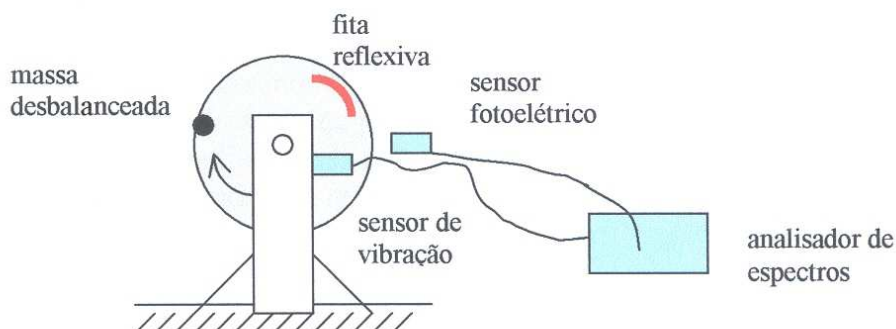


Figura 1.7- Sistema para medição de amplitude e fase com sensor fotoelétrico

Uma fita refletiva é colada, de maneira que o sensor fotoelétrico perceba a passagem do rotor a cada rotação. Nessa passagem, a posição no tempo do rotor se torna a referência a 0°. O tempo de atraso entre a referência e o momento em que o sensor de vibração captura o pico positivo da onda senoidal, é o dado necessário para o analisador calcular o ângulo fase, através da Eq.1.2 abaixo, Wowk (1995).

$$\text{ang_fase} = 360^\circ \cdot \frac{T_2 - T_1}{T} \quad (1.2)$$

Nota-se através do gráfico a seguir (Fig.1.8), que o ângulo fase obtido através da medição do tempo de atraso como citado anteriormente, é uma tarefa relativamente fácil para ser executada através de um analisador de espectros, Mitchell (1993).

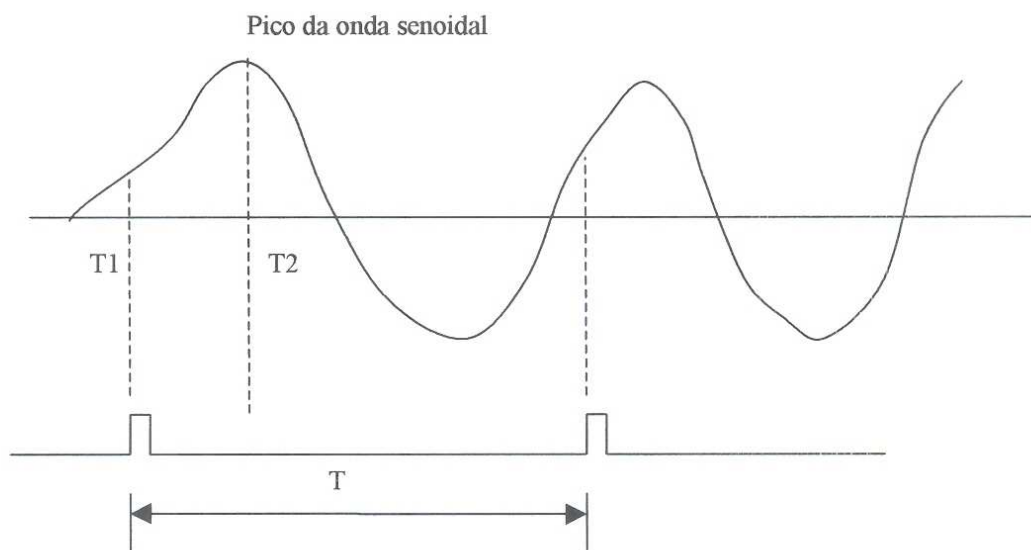


Figura 1.8- Esquema de medições de ângulo fase

O pico da onda senoidal é referente à posição onde se encontra a massa desbalanceada. Uma variação desse método se dá através da utilização de dois sensores do tipo “proximíter”. O primeiro canal é o canal de referência, sendo o segundo canal destinado à medição da amplitude de vibração.

A referência é disparada assim que o sensor reconhece uma depressão ou canal de chaveta. Portanto, a referência torna-se o ângulo 0° e todos os cálculos são feitos em relação a este ângulo.

Assim como os diversos métodos se diferem em relação à instrumentação utilizada, o método de leitura, ou seja, a convenção dos ângulos também usa diferentes procedimentos.

Para o método da luz estroboscópica, os ângulos são obtidos em relação à localização do peso de teste, não dependendo do sentido de rotação do equipamento. A direção para medição de valores positivos de ângulo fase depende da posição onde se encontra a graduação angular - parte rotativa ou estacionária - e não é influenciada pelo sentido de rotação do rotor.

Com relação ao método que utiliza sensor fotoelétrico ou “proximíter”, valores positivos de ângulo fase são obtidos no sentido oposto ao da rotação.

1.3.4 Massas de teste:

Assim como na especificação de desbalanceamento residual segundo a norma API-617, a massa de teste também deve gerar no máximo uma força centrífuga equivalente a 10% da carga estática do rotor, como mostra a Eq. 1.3, Wowk (1995), Mitchell (1993), Halfen (IRDbalancing).

Sendo W_T é a *massa de teste* em [kg], W_R é o *peso do rotor* em [N], N é a *rotação* em [RPM], e r é o *raio de aplicação* da massa de teste, em [m], obtém-se:

$$W_T = 9.091 \cdot \frac{W_R}{N^2 \cdot r} \quad (1.3)$$

Este cálculo é apenas um ponto de partida, pois na prática, para que se obtenha mudanças relevantes em termos de vibrações medidas para melhor eficiência no cálculo das massas de correção, normalmente são usadas massas de teste maiores que as calculadas.

1.4. Referências bibliográficas:

RATHBONE(1929), T.C. **Turbine vibration and balancing**. Transactions of the american society of mechanical engineers ASME, N.Y, U.S.A . , vol. 51.

THEARLE(1934), E. L. **Dynamic balancing of rotating machinery in the field**. Transactions of the american society of mechanical engineers ASME, N.Y, U.S.A . , p.745-753 , vol. 56.

KROON(1944), R. P. **Balancing of rotating apparatus, part II**. ASME Journal of Applied Mechanics , p. A-47.

RAO(1995), Singeresu S. **Mechanical Vibrations**. U.S.A. : Addison – Wesley Publishing Company, Inc.

GOODMAN(1964), T. P. **A least squares method for computing balance corrections**. ASME Journal of engineering for industry, p. 273 – 279, vol. 86.

LUND, J. W. ; TONNESEN, J(1972). **Analysis and experiment on multi-plane balancing of a flexible rotor**. ASME Journal of engineering for industry, p.233-242.

TESSARZIK, J. M.; BADGLEY, R. H.; ANDERSON, W. J(1972). **Flexible rotor balancing by the exact point-speed influence coefficient method**. ASME Journal of engineering for industry, 1972, p.148-158.

TESSARZIK, J. M., BADGLEY, R. H.; ANDERSON, W. J(1976). **Experimental evaluation of multiplane multispeed rotor balancing through multiple critical speeds**. ASME Journal of engineering for industry, p.988-998.

PILKEY, W.D.; BAILEY, J.T(1979). **Constrained balancing techniques for flexible rotors**. ASME, Journal of mechanical design, p.304 – 308, vol. 101.

PILKEY, W.D.; BAILEY, J. T., SMITH, P. D(1983). **A computational technique for optimizing correction weights and axial location of balance planes of rotating shafts**. ASME, Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design, p.90-93, vol.105.

KANG, Y.; LIU, C. -P.; SHEEN, G.-J(1996). **A modified influence coefficient method for balancing unsymmetrical rotor-bearing systems**. Journal of sound and vibration, 1996, p.199-218, vol.194.

NELSON, H. D(1985). **Rotor dynamics equations in complex form**. ASME, Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design, p.460-461, vol. 107.

GENTA, G(1988). **Whirling of unsymmetrical rotors: A finit element approach based on complex coordinates**. Journal of sound and vibration, p. 27-53, vol. 124.

RUHL, R. L.; BOOKER, J. F(1972). **A finite element models for distributed parameter turborotor systems**. ASME, Journal of engineering for industry, p.126-132.

- NELSON, H. D.; McVAUGH, J. M.(1976). **The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements**. ASME Journal of engineering for industry, p.593-600, vol. 98.
- ZORZI, E. S.; NELSON, H. D.(1977). **Finite element simulation of rotor-bearing systems with internal damping**. ASME, Journal of engineering for power, p.71-76.
- NELSON, H. D.(1980). **A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory**. ASME, Journal of mechanical design, p.793-803, vol.102.
- BISHOP, R. E. D.; GLADWELL, G. M. L.(1959). **The vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor**. Journal of mechanical engineering science, p.66-77, vol. 1.
- BISHOP, R. E. D.; PARKINSON, A.G.(1972). **Balancing machines for flexible rotors**. Transactions of the american society of mechanical engineers, Journal of engineering for industry, p.561-576.
- PARKINSON, A.G.; JACKSON, K.L.; BISHOP, R.E.D.(1963). **Some experiments on the balancing of small flexible rotors: part I – theory**. Journal of mechanical engineering science, p.114-128, vol.5.
- PARKINSON, A.G.; JACKSON, K.L.; BISHOP, R.E.D.(1963). **Some experiments on the balancing of small flexible rotors: part II – experiments**. Journal of mechanical engineering science, p.133-145, vol.5.
- SAITO, S.; AZUMA, T.(1983). **Balancing of flexible rotors by the complex modal method**. Transactions of the american society of mechanical engineers, Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design, p.94-100, vol.15.
- MEACHAM, W.L.; TALBERT, P.B.; NELSON, H.D.; COOPERRIDER, N.K.(1988). **Complex modal balancing of flexible rotors including residual bow**. American institute of aeronautics and astronautics, Journal of propulsion and power, p.245-251, vol.4.
- PARKINSON, A.G.; DARLOW, M.S.; SMALLEY, A.J.(1980). **A theoretical introduction to the development of a unified approach to flexible rotor balancing**. Journal of sound and vibration, p.489-506, vol. 68.
- DARLOW, M.S.; SMALLEY, A.J.; PARKINSON, A.G.(1981). **Demonstration of a unified approach to the balancing of flexible rotors**. Journal of sound and vibration, p.101-107, vol. 103.
- DARLOW, M.S.(1987). **Balancing of high speed machinery: theory, methods and experimental results**. Mechanical systems and signal processing, p.105-134, vol. 1.
- KANG, Y.; SHEEN, G.-J; WANG, S.-M.(1997a). **Development and modification of a unified balancing method for unsymmetrical rotor-bearing systems**. Journal of sound and vibration, p.349-368, vol.199.
- XU, B.; QU, L.; SUN, R.(2000). **The optimation technique-based balancing of flexible rotors without test runs**. Journal of sound and vibration, p.877-892, vol. 238.
- GNIDLKA, P.(1983). **Modal balancing of flexible rotors without test runs: an experimental investigation**. Journal of sound and vibration, p.157-172, vol. 90.

MORTON, P.G.(1985). **Modal balancing of flexible shafts without trial weights**. Proceedings of the institution of mechanical engineers, p.71-78, vol. 199.

DEN HARTOG, J. P.(1956). **Mechanical Vibrations**. N.Y. , U.S.A. : McGraw-Hill.

BLAKE, M.P. & MITCHELL, W.S.(1972). **Vibration and Acoustic Measurement Handbook**, Spartan Books.

CARLSON, P. O L(1979). **Four Run Balancing without Phase**. Proceedings, Machinery Vibration Monitoring and Analysis.

MITCHELL, John Stewart(1993). **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company.

WOWK, Victor (1995). **Balancing**. U.S.A.: McGraw – Hill Inc.

DARLOW, M. S.(1982). **The identification and elimination of nonindependent balance planes in influence coefficient balancing**. ASME.

EVERETT, Louis J(1987). **Two-plane balancing of a rotor system without phase response measurements**. Transactions of the ASME , Texas, U.S.A, p.162, vol. 109.

FUJISAWA, F., SASAKI, M., HORI, Y., SHIOHATA, K., KOHNO, T., OHSAWA, H.(1995). **Experimental investigation on rigid rotor balance containing error in influence coefficient (comparison of balancing condtions between the least square method and the influence coefficient method)**. Transactions of the Japan society of mechanical engineers, pp. 1443 – 1449, vol.61.

EVERETT, Louis J.(1997). **Optimal two – plane balance of rigid rotors**. Journal of Sound and Vibration, Texas, U.S.A . , p.656 , vol. 208.

EDWARDS, S.; LEES A . W.; FRISWEL M. Y.(1999). **The inffluence of torsion on rotor/stator contact in rotating machinery** : Journal of Sound and Vibration , Wales, p. 767-778, vol.225.

TIWARI, M.; VYAS, N.S.(1997). **Parameter estimation in imbalanced non-linear rotor-bearing systems from random response**. Journal of sound and vibration, p.1-14, vol. 208.

TIWARI, M.; GUPTA, K.; PRAKASH, O.(1999). **Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings** : Journal of Sound and Vibration , India, july , p. 757-779, vol. 238.

HARRIS (1988), Cyril. **Shock and vibration handbook**. 3rd. edition. U.S.A. McGraw-Hill, Inc.

JEFFCOTT(1919), H.H. **The lateral vibration of loaded schafths in the neighborhood of a whirling speed – the efect of want of balance**. Philosophical vibration, p.304, vol.6.

TIMOSHENKO(1928), S. **Vibration problems in enginerring**. Princetown, New Jersey.

KANG, Y.; CHANG, Y.-P.; TSENG, M.-H.; TANG, P.-H.; CHANG, Y.-F.(2000). **A modified approach based on inffluence coefficient method for balancing crank-shafts**. Journal of sound and vibration, p. 277-296, vol. 234.

- HASSAN(1995), G.A. **New approach for computer-aided static and dynamic balancing of rigid rotors**. Journal of sound and vibration, p. 749-761, vol. 179.
- MANCHALA, D.W.; PALAZZOLO, A.B. ; FASKAK, A.F.; MONTAGUE, G.T.; BROWN, G.V.(1997). **Constrained quadratic programming, active control of rotating mass imbalance**. Journal of sound and vibration, U.S.A., p. 561-580, vol. 205.
- TANG, P.; PALAZZOLO, A.B. ; BROWN, G.V.; DiRUSSO, E. ; FASKAK, A.F.(1993) **An electromechanical simulation method for active vibration control of a magnetic bearing supported rotor**. International gas turbine and aero engine congress and exposition, Orlando, Flórida, p.1-16, 61 de 91-GT-245.
- TANG, P.; PALAZZOLO, A.B. ; FASKAK, A.F.; MONTAGUE, G.T.; LI, W.(1993). **Combined piezoelectric-hydraulic actuator based active vibration control for a rotor dynamic system**. Vibration and control of mechanical systems, p.223-241 vol. 61.
- HIGUCHI, T.; MIZUNO, T.; TSUKAMOTO, M.(1990). **Digital control system for magnetic bearings with automatic balancing**. Proceedings of the 2nd international symposium on magnetic bearings, Tóquio, Japão, p. 27-32.
- KANEMITSU, Y.; OHSAWA, M.; WATANABE, K.(1990). **Real time balancing of a flexible rotor supported by magnetic bearing**. Proceedings of the 2nd international symposium on magnetic bearings, Tóquio, Japão, p. 265-272.
- BEALE, S.; SHAFAI, B.; LARocca, P.; CUSSON, E.(1992). **Adaptative forced balancing for magnetic bearing system**. Proceedings of the 3rd international symposium on magnetic bearings, Alexandria, Virginia , p. 601-611.
- LEES, A. W.; FRISWELL, M.I.(1997). **The evaluation of rotor imbalance in flexibly mounted machines**. Journal of sound and vibration, Wales, p. 671-683, vol. 208.
- VEGTE (1964), J. Van de. **Continuous automatic balancing of rotating system**. Journal of mechanical engineering science, p. 264-269, vol. 6.
- VEGTE (1978), J. Van de; LAKE, R.T. **Balancing of rotating system during operation**. Journal of sound and vibration, p.225-235, vol. 57.
- ZENG, S. ; WANG, X.X (1998). **The electromagnetic balancing regulator and the automatic balancing system**. Journal of sound and vibration, p.5-13 , vol. 209 .
- CHUNG, J. ; RO, D.S.(1999). **Dynamic analysis of an automatic dynamic balancer for rotating mechanisms**. Journal of sound and vibration, Korea, p.1035 - 1056 , vol. 228.
- FANG, H.; YANG, B.(1998). **Modelling, synthesis and analysis of complex flexible rotor systems**. Journal of sound and vibration, U.S.A., p. 571- 592, vol. 208.
- DING, J. (1998). **Computation of multi-plane imbalance for a multi-bearing rotor system**. Journal of sound and vibration, Nova Zelândia, p.364-378, vol. 205.

ALBERTO (1997), Joseph. **Balancing of rigid and flexible rotors in the paper mill**. U.S.A.: www.schenck-usa.com.

BAYLEY (1997), David. **Using manufacturing tolerances and practices to minimize unbalance**. U.S.A.: www.schenck-usa.com.

KANG, Y.; SHEEN, G.-J; TANG, P.-H.(1997b). **The principle and applications of multi-pane separation for balancing machines**. Journal of sound and vibration, p.167-173, vol.208.

WOWK(1991), Victor. **Machinery vibration : measurement and analysis** . U.S.A.: McGraw – Hill Inc.

MITCHELL(1993), John Stewart. **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company,.

DITTMAR(1997), Bertram; BURKERT, Willi. **Just the right balance**. U.S.A.: www.schenck-usa.com , 1997.

STADELBAUER (1997), Douglas G. **Balancing problems with API 610 – 1^a, 2^a, 3^a, 4^a parte**. U.S.A.: www.schenck-usa.com.

HARREL(1999), John. **cmva 40 dual-channel microlog used in balancing machine**. U.S.A.: www.skfcm.com.

LYONS , Jim . **Primer on Dynamic Balancing**. Entek IRD Balancing . Available: www.irdbalancing.com/

HALFEN , Earl M. **Shop balancing tolerances – a practical guide**. Entek / IRD Balancing. Available: www.irdbalancing.com/

SHABLINSKY , Alexander G. **Machine balancing in field conditions**. Vibroacoustical systems and technologies, Inc. , Russia.

BARKOV A . V.; BARKOVA M. A.; SHABLINSKY A . G. **Rotor balancing for multi-condition machines**. Vibroacoustical systems and technologies, Inc. Russia.

BARKOVA M. A.; SHABLINSKY A . G. **Diagnostics of rotating machines prior to balancing**. Vibroacoustical systems and technologies, Inc. Russia.

Capítulo 2

Balanceamento em Um Plano com Medição do Ângulo de Fase

(Single Plane Balancing)

Single Plane Balancing addresses unbalance in a single plane, and it is rigorously true only when a rotor consists of a single thin disc mounted on a perfectly balanced shaft or it has a purely static unbalance.

John S. Mitchell.

2.1.Introdução

O balanceamento em um plano (*Single Plane Balancing*), cujo procedimento implica na aplicação de massa de balanceamento em apenas um plano, funciona bem para discos de pequena espessura, Mitchell(1993), e também para rotores mais longos, desde que as amplitudes de vibração medidas nos mancais sejam similares e a diferença entre os valores de ângulo fase seja de no máximo 30°, Wowk(1995).

Aproximadamente setenta por cento dos casos de desbalanceamento podem ser corrigidos através de balanceamento em um plano. No entanto, pode-se aplicar esta técnica para correção de desbalanceamento dinâmico (*dois planos*), porém segundo Wowk(1995) apenas a parcela estática do problema será resolvida, resultando em vibração residual causada pela parcela de desbalanceamento dinâmico puro.

É o método mais simples, clássico e disponível em toda literatura sobre o assunto. Como desvantagens, podem ser citadas a necessidade de medição precisa de amplitude de vibração e ângulo fase, estabilidade na velocidade de trabalho e restrição à eixos rígidos. Também, para obtenção de bons resultados com este método, não deve haver ressonâncias presentes, para que a vibração medida apresente relação linear com o efeito real do desbalanceamento.

2.2.Implementação do método

Através de dois giros do sistema, realizam-se as medições necessárias para o cálculo da massa corretiva e posição de aplicação:

Etapa 1:Medição da Amplitude Original de Balanceamento

Coloca-se o rotor em funcionamento e realiza-se a medição da amplitude original de desbalanceamento e ângulo fase, ou seja, do vetor **O**;

Etapa 2:Medição da Amplitude com instalação da Massa Teste

Após adicionar a massa de teste, M_{teste} , no rotor, nova medição é realizada na mesma velocidade da etapa anterior. O resultado é o vetor de desbalanceamento, **D**;

Etapa 3:Cálculo da Massa Corretiva

Segundo Wowk(1995), Rao(1995) e Mitchell(1993), através das medições realizadas anteriormente, calcula-se a massa de correção com:

$$M_{correção} = \frac{O}{MT} \times M_{teste} \quad (2.1)$$

O vetor **MT** é o vetor de ligação da extremidade do vetor **O**, à extremidade do vetor **D**, veja Fig. 2.1.

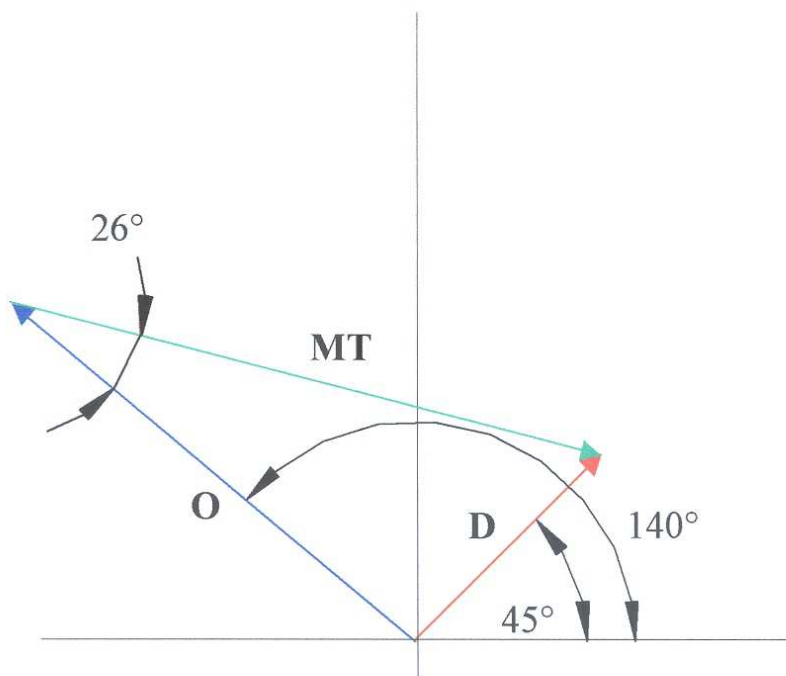


Figura 2.1- Vetores obtidos através das medições de amplitude de vibração e ângulo fase

Etapa 4: Aplicação da massa de correção

Aplica-se a massa corretiva calculada na etapa 3, no mesmo raio de aplicação da massa de teste, M_{teste} . O ângulo de aplicação é obtido graficamente, e será explicado no exemplo prático a seguir. Verifica-se o ganho obtido após a aplicação da massa de correção, e se necessário, aplica-se novamente o método para realizar ajustes finos.

2.3.Exemplo prático

Para verificação prática das etapas acima citadas, sejam $|O| = 4$ mils a 140° , $|D| = 2.0$ mils a 45° , e $M_{teste} = 4.3$ g, (1mil=1polegada/1000= $25.4 \cdot 10^{-6}$ m). Ao serem plotados os vetores acima, pode-se encontrar o vetor de influência da massa de teste MT , Fig.2.1

Através da Fig. 2.1, obtém-se o valor de $|MT| = 4.6$ mils, e com a Eq. 2.1, calcula-se o valor da massa corretiva, $M_{correção}$.

O valor calculado equivale a 3.7 g, ou seja, a massa teste M_{teste} utilizada deve ser reduzida de 4.3 g para 3.7 g, e rotacionada de 26° , de acordo com a Fig.2.1. Deste modo, a vibração original medida é reduzida, caso contrário, deve-se executar um ajuste fino do cálculo corretivo, de acordo com a etapa 4 anteriormente descrita.

2.4.Conclusão

O método apresentado neste capítulo, apesar de utilizar solução gráfica relativamente rápida e eficiente para discos finos e rotores longos com amplitudes de vibração similares, limita-se ao balanceamento em um plano de rotores rígidos e não realiza compensações de possíveis efeitos cruzados existentes. Também, requer medições precisas do ângulo de fase, o que na maioria das vezes é uma tarefa difícil na presença de ressonâncias, variações na velocidade de trabalho e/ou batimento. O método das quatro medições (*Four Run Method*) que será descrito em seguida, não utiliza medições do ângulo fase e contorna os problemas acima citados convergindo mais rapidamente para a solução do problema.

2.5.Referências bibliográficas

RAO(1995), Singeresu S. **Mechanical Vibrations**. U.S.A. : Addison – Wesley Publishing Company, Inc.

WOWK(1995), Victor. **Balancing**. U.S.A. : McGraw – Hill Inc.

MITCHELL(1993), John Stewart. **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company.

Capítulo 3

Balanceamento sem Medição do Ângulo de Fase

(Four Run Method Without Phase)

If any improvement can be made by balancing, the four-run method will find it.
Victor Wowk (1995).

3.1. Introdução

Os métodos utilizados para balanceamento com medição do ângulo de fase requerem medições precisas da amplitude e ângulo de fase. Para obter estas informações normalmente assume-se a hipótese de eixo rígido, ou pelo menos, que não há flutuação na velocidade angular de funcionamento. Medições do ângulo de fase não são estáveis na presença de variações na rotação, batimentos, fundações instáveis e/ou problemas com a instrumentação.

Ao contrário dos métodos que utilizam a medição do ângulo de fase, o *Método das Quatro Medições (Four Run Method)* não utiliza *nenhuma* medição do ângulo de fase e não existe a restrição das hipóteses de eixo rígido. A única grandeza medida é a amplitude (deslocamento, velocidade e/ou aceleração) na velocidade de funcionamento; Den Hartog (1956), Blake & Mitchel (1972), Carlson (1979), Mitchel (1993), Wowk (1991, 1995).

Para balanceamentos em um plano com o *Método das Quatro Medições*, como o seu próprio nome diz, são necessárias quatro medições diferentes para implementar a correção. Já com uso das técnicas de medição do ângulo de fase são necessárias apenas duas medições. Este é o grande inconveniente deste método.

Segundo Wowk (1995), o *Método das Quatro Medições* é mais preciso do que o *Método Vetorial* (com medição do ângulo de fase) e *sempre* converge para a solução *rapidamente*.

Ainda, o método das *Quatro* medições é recomendado para iniciantes e para situações onde existem dificuldades para medir o ângulo de fase. Com estas propriedades, este método é altamente recomendado para balanceamento em campo e/ou no próprio local de funcionamento do equipamento.

3.2.Implementação do método das quatro medições

Como o seu próprio nome diz, são necessárias quatro medições em circunstâncias diferentes. O procedimento é o descrito abaixo:

Etapa 1:Medição da Amplitude Original de Balanceamento

Realiza-se a medição da amplitude original de desbalanceamento, A_o . O *círculo original* é traçado tendo como raio o valor da amplitude original vezes um fator de escala;

Etapa 2:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 1

Adiciona-se a *massa de teste*, M_{teste} , na posição 1 e realiza-se nova medição da amplitude de desbalanceamento. Marca-se sobre o círculo original a *posição 1* que será o centro do *círculo 1*. O *círculo 1* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração medida vezes o fator de escala definido na Etapa 1;

Etapa 3:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 2

Muda-se a *massa de teste* da posição 1 para a posição 2 e realiza-se nova medição da amplitude de desbalanceamento. As posições 1, 2 e 3 são preferencialmente selecionadas com defasagem de 120° . Entretanto, outras posições poderão ser selecionadas sem afetar a qualidade do balanceamento. Marca-se sobre o círculo original a *posição 2* que será o centro do *círculo 2*. O *círculo 2* é traçado com raio igual a amplitude de vibração medida vezes o fator de escala definido na Etapa 1;

Etapa 4:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 3

Muda-se a *massa de teste* da posição 2 para a posição 3 e realiza-se nova medição da amplitude de desbalanceamento. Marca-se sobre o círculo original a *posição 3* que será o centro do *círculo 3*. O *círculo 3* é traçado com raio igual a amplitude de vibração medida vezes o fator de escala definido na Etapa 1.

Etapa 5:Definição da Direção de Correção.

O ponto de interseção dos círculos 1, 2 e 3 serve para definir a *direção de correção* e determinar o valor da *massa de correção*. Mede-se a distância deste ponto de interseção até o centro do *círculo original*, que será denominada T .

Etapa 6:Cálculo da Massa de Correção

Calcula-se a *massa de correção*, $M_{correção}$, com:

$$M_{correção} = \frac{A_o}{T} \times M_{teste} \quad (3.1)$$

Etapa 7:Correção Final

A *massa de correção* é adicionada na direção definida pela interseção dos 3 círculos e no mesmo raio de aplicação da *massa de teste*.

Para ilustrar a aplicação deste método, sejam por exemplo os dados mostrados na Tab.3.1 obtidos com massa de teste igual a 10 g , Wowk (1995).

Tabela 3.1 – Dados de medição

Posição	θ [°]	Amplitude de Vibração, [mils]
1	0	5.3
2	120	11.5
3	240	16.9
Amplitude Original de Vibração [mils]		7,8

*Observação.: 1mil = 1polegada/1000 = $25.4 \cdot 10^{-6}$ m

Os quatro círculos correspondentes a estas medições estão ilustrados na Fig.1. O ponto de interseção é bastante claro e a distância deste ponto ao centro do círculo original vale aproximadamente (graficamente) 9.4, isto é, $T=9.4$. A direção de desbalanceamento também pode ser obtida graficamente e seu valor aproximado (graficamente) é $35,2^\circ$ a partir da posição 1.

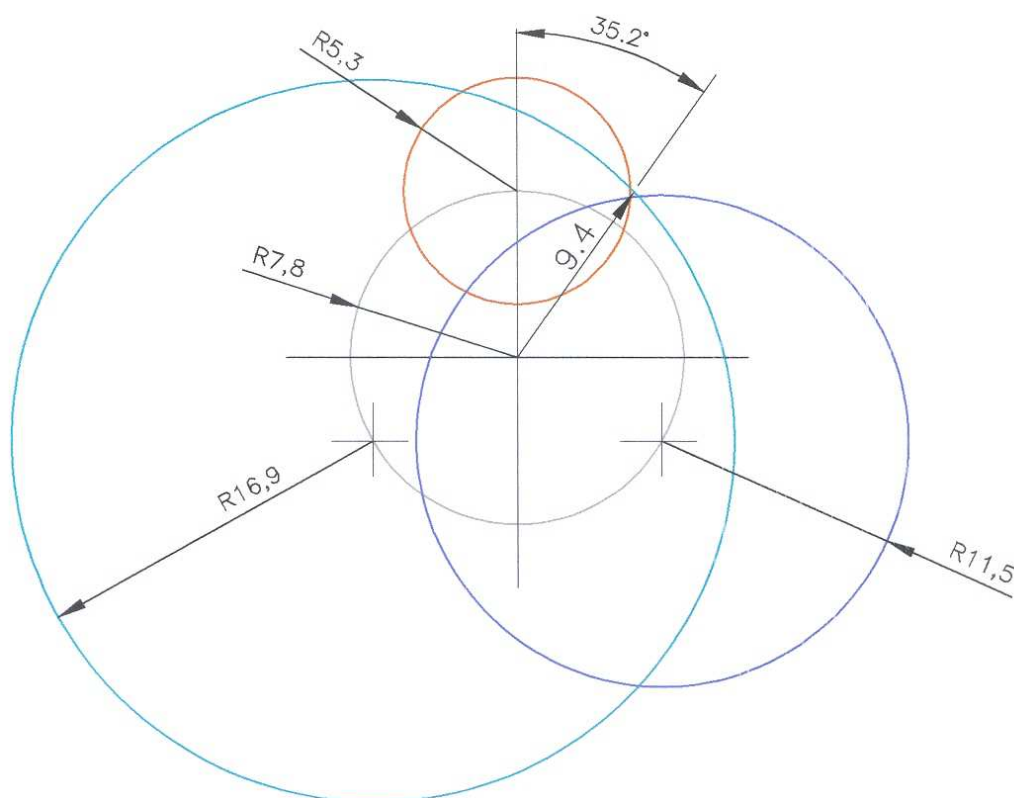


Figura 3.1- Método das quatro medições

O valor da massa de correção também é facilmente calculado e vale, Eq.3.1:

$$M_{\text{correção}} = \frac{7.8}{9.4} \times 10 = 8.3 \text{ gr.}$$

3.3. Solução matemática com ângulos de teste iguais

Tomando as posições 2 e 3 conforme mostrado na Fig.3.2, as expressões matemáticas para os três círculos auxiliares são:

$$x^2 + (y - r_0)^2 = r_1^2 \quad (3.2)$$

$$(x - r_0 \sin \theta)^2 + (y - r_0 \cos \theta)^2 = r_2^2 \quad (3.3)$$

$$(x + r_0 \sin \theta)^2 + (y - r_0 \cos \theta)^2 = r_3^2 \quad (3.4)$$

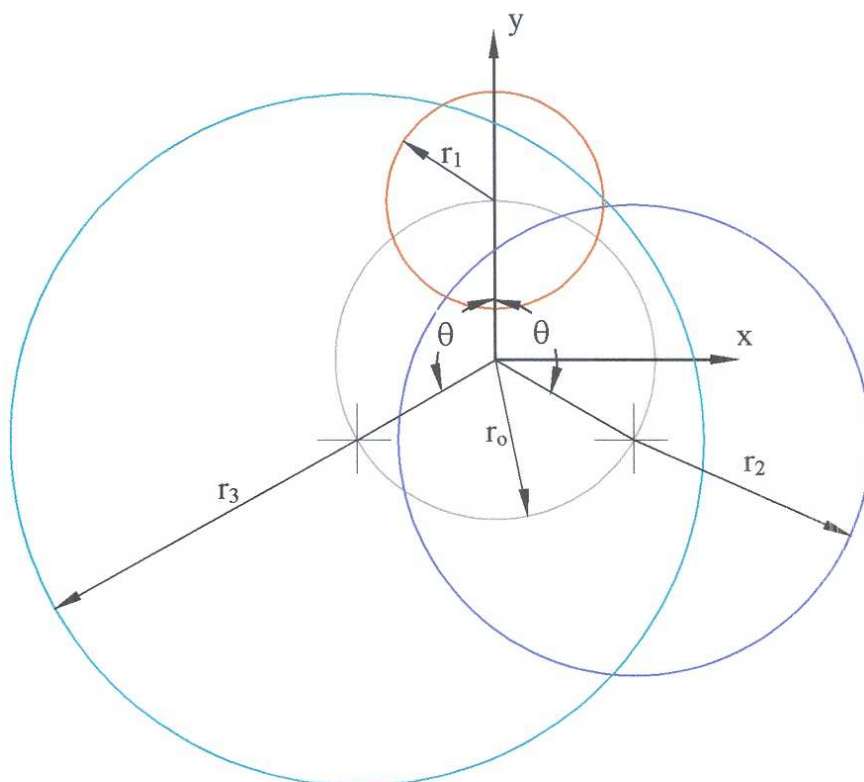


Figura 3.2- Círculos auxiliares

A soma das Eqs.3.3 e 3.4 resulta:

$$2x^2 + 2r_0^2 \sin^2 \theta + 2y^2 - 4r_0 y \cos \theta + 2r_0^2 \cos^2 \theta = r_2^2 + r_3^2 \quad (3.5)$$

ou,

$$2x^2 + 2r_0^2 + 2y^2 - 4r_0 y \cos \theta = r_2^2 + r_3^2 \quad (3.6)$$

Da Eq.3.2 tem-se:

$$x^2 + y^2 - r_0^2 = r_1^2 + 2yr_0 \quad (3.7)$$

e substituindo este valor na Eq.3.6 determina-se a coordenada y da *posição de correção*, isto é:

$$2(r_1^2 + 2yr_0) - 4r_0y \cos \theta = r_2^2 + r_3^2 \quad (3.8)$$

ou,

$$y = \frac{r_2^2 + r_3^2 - 2r_1^2}{4(1 - r_0 \cos \theta)} \quad (3.9)$$

Subtraindo a Eq.3.3 da Eq.3.4 resulta:

$$4r_0x \sin \theta = -r_2^2 + r_3^2 \quad (3.10)$$

ou,

$$x = \frac{r_3^2 - r_2^2}{4r_0 \sin \theta} \quad (3.11)$$

Assim, as coordenadas (x,y) do ponto de correção ficam perfeitamente determinadas.

3.4. Análise Vetorial

Seja $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2$ e $\mathbf{v}_3$ os vetores de desbalanceamento provocados pela *massa adicional* colocada nos pontos 1, 2 e 3; respectivamente. Denomina-se por $\mathbf{v}_d$ o desbalanceamento original do sistema (desconhecido).

Tomando como referência o exemplo ilustrado acima, o vetor $\mathbf{v}_d$ é plotado no sentido contrário ao obtido como sendo a solução e com a amplitude correspondente ao desbalanceamento original, isto é, $|\mathbf{v}_d|=7,8$. Em seguida soma-se a $\mathbf{v}_d$ os vetores $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2$ e $\mathbf{v}_3$. As posições resultantes destas somas estão ilustradas na Fig.3.3 e são obtidas com círculos traçados a partir da origem com os valores dos desbalanceamentos resultantes ($|\mathbf{v}_d+\mathbf{v}_1|=5,3$; $|\mathbf{v}_d+\mathbf{v}_2|=11,5$ e $|\mathbf{v}_d+\mathbf{v}_3|=16,9$) e com as direções dos vetores $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2$ e $\mathbf{v}_3$.

Matematicamente tem-se:

$$\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3 = 3\mathbf{v}_d + \mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2 + \mathbf{v}_3 \quad (3.12)$$

e como $\mathbf{v}_1 + \mathbf{v}_2 + \mathbf{v}_3 = 0$, então:

$$\mathbf{v}_d = \frac{\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3}{3} \quad (3.13)$$

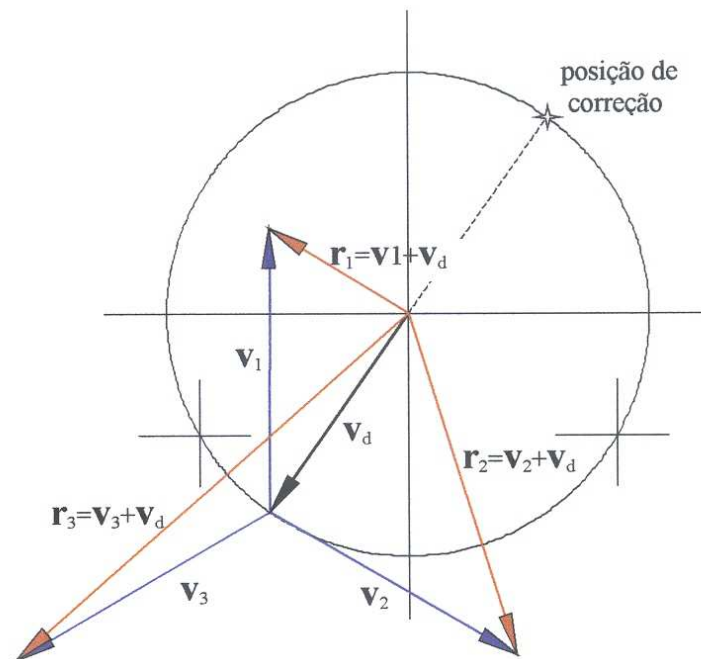


Figura 3.3- Construção gráfica para demonstração do método das quatro medições.

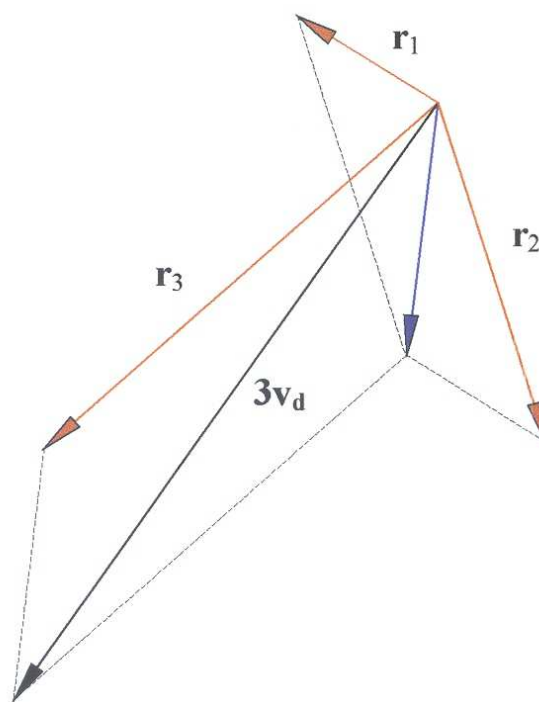


Figura 3.4- Determinação do vetor de desbalanceamento

3.5. Conclusão

Embora sejam necessárias *quatro* medições para implementar este método, na realidade *três* medições seriam suficientes. A quarta medição é utilizada apenas para confirmar se o ponto de interseção dos círculos está correto. Como é mostrado nas figuras que seguem, nestas duas situações não existe a interseção dos três círculos (provavelmente por erros na medição e/ou alguma alteração de velocidade, por exemplo) e, nestes casos, escolhe-se visualmente o centro geométrico como sendo a solução encontrada. Devido a situações como estas, a *solução gráfica* é a mais indicada e de fácil utilização (principalmente para usuários de nível iniciante).

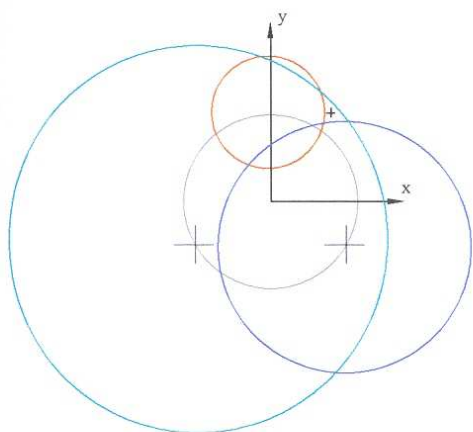


Figura 3.5a- Definição do centro geométrico

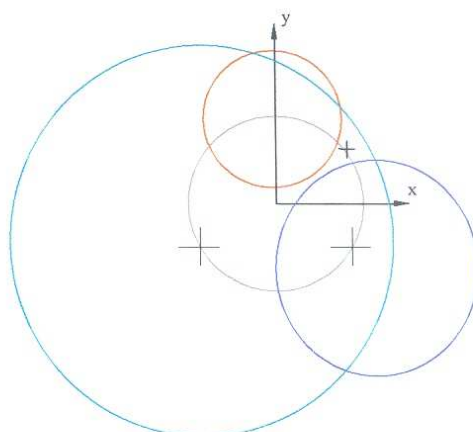


Figura 3.5b- Definição do centro geométrico

O processo de balanceamento com este método requer conhecimentos para medição apenas da amplitude de desbalanceamento. Em situações onde existe a presença de batimento, a amplitude de desbalanceamento pode ser obtida utilizando a média da amplitude calculada em tempo superior a dois ciclos completos de batimento. Este é um procedimento aproximado, no entanto, é uma técnica que permite realizar os cálculos na presença do batimento.

Novamente, um usuário iniciante com pouco treinamento é capaz de usar a técnica sem muitos problemas. Devido a sua simplicidade e rápida convergência o método é recomendado para balanceamento no próprio local de funcionamento do equipamento. Como será mostrado nos próximos capítulos técnica semelhante a esta pode ser utilizada para balanceamento em dois planos e com as mesmas vantagens citadas aqui.

3.6.Referências bibliográficas

HARTOG(1956) ,Den J. P. **Mechanical Vibrations**. N.Y. , U.S.A. : McGraw-Hill.

BLAKE(1972), M.P. & MITCHELL, W.S. **Vibration and Acoustic Measurement Handbook**, Spartan Books.

CARLSON (1979), P. O L. **Four Run Balancing without Phase**. Proceedings, Machinery Vibration Monitoring and Analysis.

MITCHELL(1993), John Stewart. **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company.

WOWK(1995), Victor. **Balancing**. U.S.A. : McGraw – Hill Inc.

WOWK(1991), Victor. **Machinery Vibration: Measurement and analysis**. U.S.A. : McGraw – Hill Inc.

Capítulo 4

Balanceamento em Dois Planos com Medição do Ângulo de Fase

(Two Plane Influence Coefficient Balancing Method)

Two plane balancing should only be attempted after single-plane balancing has proven to be unsuccessful. The rotor must be rigid, supports must be flexible or semiflexible, but not resonant, and couple unbalance or cross effect is present.

Victor Wowk.

4.1.Introdução

O balanceamento em dois planos é uma técnica cujo processo utiliza duas massas corretivas, ou seja, dois planos de correção, e também dois planos de medição (Fig.4.1). Os planos de medição podem ser no próprio eixo ou sistema de rotores no caso de medição de amplitude de deslocamento, ou nos mancais em caso de medição de deslocamento, velocidade ou aceleração. De acordo com Kroon (1944), a vibração gerada por efeitos de força centrífuga medida nos mancais ou no próprio eixo, é proporcional ao desbalanceamento existente. A medida desta proporcionalidade é realizada através dos coeficientes de influência, que são funções dependentes de parâmetros como rigidez, propriedades dinâmicas, amortecimento, velocidade de trabalho, e escolha dos planos de medição e balanceamento, Everett (1987). Utilizam-se três giros do sistema, sendo necessária a obtenção dos valores de amplitude de vibração, e também do ângulo de fase. Escolha errônea das posições de colocação das massas de teste, e medições não precisas do ângulo de fase podem levar a erros no cálculo das massas corretivas. Segundo Wowk (1995), utiliza-se o presente método em casos em que o rotor seja rígido, os mancais sejam flexíveis mas não ressonantes, e exista considerável efeito cruzado ou desbalanceamento dinâmico.

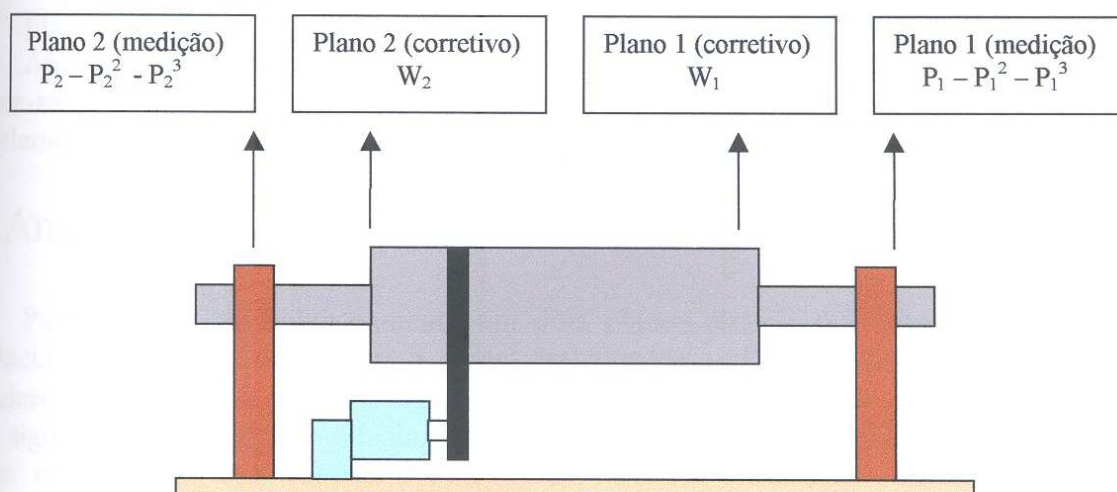


Figura 4.1- Posições de medição e correção para o balanceamento em dois planos de rotores rígidos

4.2.Implementação do método dos coeficientes de influência

Através de três giros do sistema, utilizando a mesma velocidade de trabalho, segundo Thearle (1934), realizam-se as etapas abaixo descritas.

Etapla 1:Medição da Amplitude Original de Balanceamento

Realiza-se a medição da condição original de desbalanceamento, para os planos um e dois, de tal forma que os *vetores* de desbalanceamento, P_1 e P_2 , para os planos 1 e 2 sejam perfeitamente determinados. Os *vetores* de desbalanceamento são obtidos através da medição das amplitudes de vibração e respectivos ângulos de fase;

Etapla 2:Medição da Amplitude com a Massa Teste no Plano 1

Adiciona-se ao plano 1 uma *massa de teste*, *matematicamente* representada pelo vetor W_1' , e realiza-se nova medição das condições de desbalanceamento nos planos 1 e 2. Os vetores medidos são P_1^2 e P_2^2 , respectivamente;

Etapla 3:Medição da Amplitude com a Massa Teste no Plano 2

Adiciona-se ao plano 2 uma *massa de teste*, *matematicamente* representada pelo vetor W_2' , e realiza-se nova medição das condições de desbalanceamento nos planos 1 e 2. Os vetores medidos são P_1^3 e P_2^3 , respectivamente;

Etapla 4:Cálculo das Massas de Correção

Com os valores medidos nas etapas anteriores, ou seja, seis valores de amplitudes de vibração, seis valores de ângulo fase, dois valores de massa teste e suas respectivas posições, calcula-se as massas de correção para os dois planos de balanceamento.

A medição realizada na primeira etapa determina os vetores originais do sistema. A segunda e terceira etapas correspondem aos vetores de vibração nos planos 1 e 2, e verificam a susceptibilidade do sistema a efeitos cruzados.

Etapa 5: Cálculo das Massas de Correção

Aplicam-se as massas corretivas obtidas na etapa 3, coloca-se o rotor em funcionamento e verifica-se o ganho obtido, ou seja, a vibração residual existente após o processo de balanceamento. A implementação matemática deste método é explicada em seguida.

4.3. Análise matemática

Para cálculo de balanceamento em dois planos através do método dos coeficientes de influência, existem quatro vetores a serem trabalhados – P_1 , P_2 , A , B – assim como quatro operadores vetoriais – α , β , θ , ϕ . Segundo Wowk (1995), escrever um vetor operador antes de um vetor significa girar o vetor pelo ângulo do vetor operador e multiplicar suas magnitudes. Para melhor compreensão dos vetores e operadores vetoriais citados anteriormente, é necessário o entendimento dos gráficos a seguir.

Para ilustrar a aplicação deste método, sejam por exemplo os dados mostrados na Tab.4.1:

Tabela 4.1 – Dados de medição

	Plano 1		Plano 2	
	amplitude (mils)	fase (°)	amplitude (mils)	fase (°)
original	86	63	65	206
massa plano 1	59	123	53	228
massa plano 2	62	36	92	162
massas teste(g)	283	90	340	180

*Observação.: 1mil = 1polegada/1000 = $25.4 \cdot 10^{-6}m$

Através dos dados de condições originais (amplitude e ângulo de fase) de desbalanceamento, plotam-se os dois vetores mostrados na Fig.4.2.

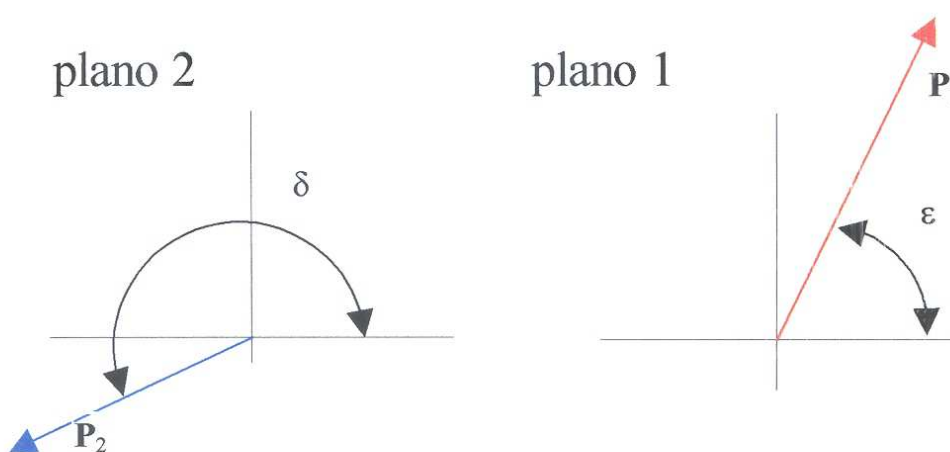


Figura 4.2- Vetores obtidos através das medições originais

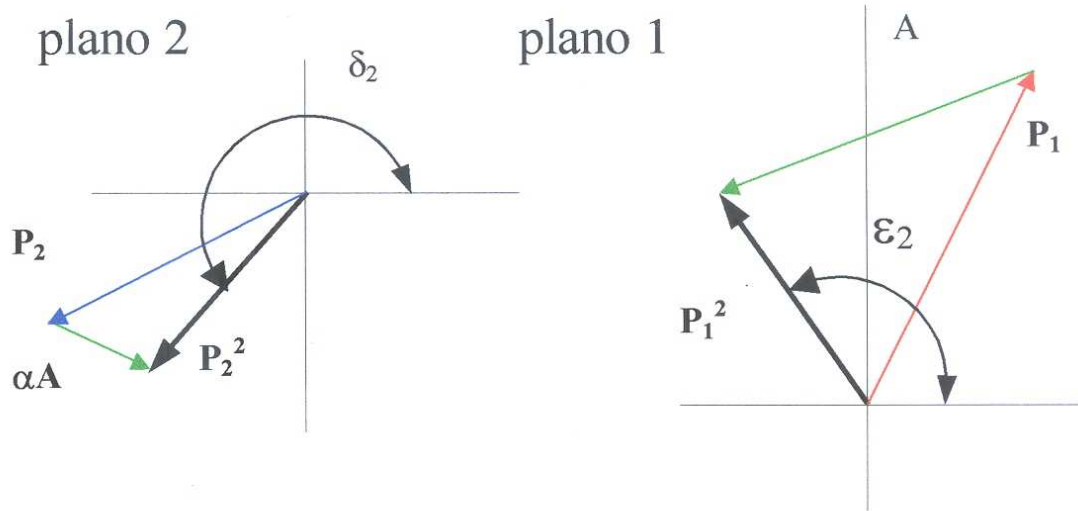


Figura 4.3- Vetores obtidos com massa teste no plano 1

Da mesma maneira, os vetores acima são plotados através dos valores de amplitude e ângulo de fase medidos após a colocação da massa de teste no plano 1. Nota-se através do gráfico referente ao plano 1 à direita, que o vetor P_1^2 é o resultado da soma dos vetores P_1 e A . O vetor A caracteriza a influência gerada pela colocação da massa de teste no plano de balanceamento 1, no plano de medições 1.

O vetor P_2^2 é definido pela soma dos vetores P_2 e αA . O vetor de desbalanceamento medido no plano de balanceamento 2 é também influenciado pela instalação da massa de teste no plano 1 de balanceamento. Essa influência é determinada pelo vetor αA , que é caracterizado pelo vetor A modificado pelo operador α . O operador vetorial representa a modificação da influência do vetor A , devido à transmissibilidade ao longo do rotor.

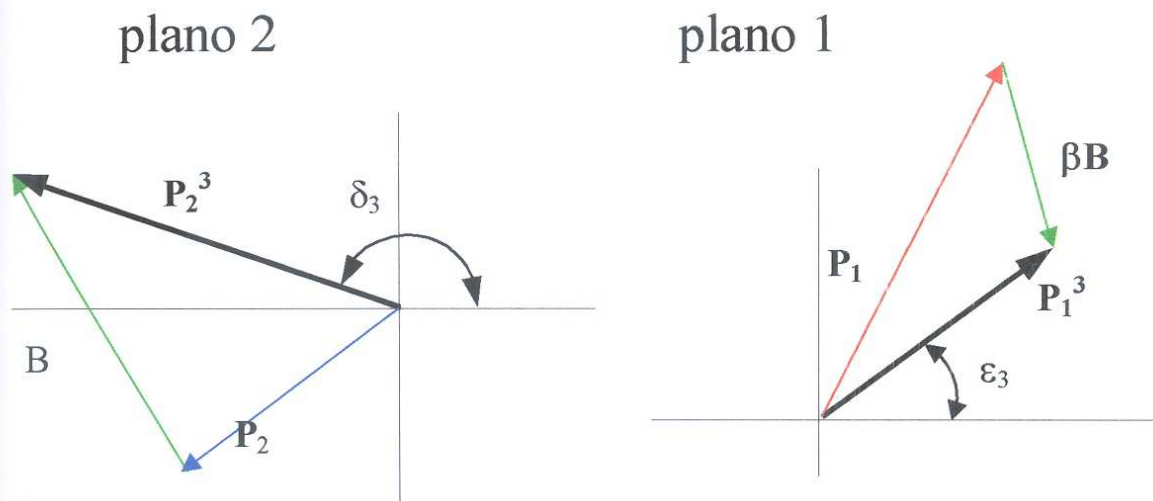


Figura 4.4- Vetores obtidos com massa teste no plano 2

No gráfico da Fig.4.4 são plotados os vetores referentes às medições com a massa de teste instalada no plano 2 de balanceamento. Graficamente, nota-se que o vetor $\mathbf{P}_2^3$ é obtido através da soma vetorial de $\mathbf{P}_2$ e $\mathbf{B}$. O vetor $\mathbf{B}$ caracteriza a influência gerada pela colocação da massa de teste no plano de balanceamento 2, no plano de medições 2.

O vetor $\mathbf{P}_1^3$ é definido pela soma dos vetores $\mathbf{P}_1$ e $\beta\mathbf{B}$. Novamente, utiliza-se um operador vetorial, β , para representar matematicamente a transmissibilidade da influência de $\mathbf{B}$ ao longo do rotor.

Wowk (1995) define que, matematicamente, através de subtração vetorial, pode-se obter os valores de $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$, α , β , como mostram as Eq. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 abaixo.

$$\mathbf{A} = \mathbf{P}_1^2 - \mathbf{P}_1 \quad (4.1)$$

$$\mathbf{B} = \mathbf{P}_2^3 - \mathbf{P}_2 \quad (4.2)$$

$$\alpha = \frac{\mathbf{P}_2^2 - \mathbf{P}_2}{\mathbf{A}} \quad (4.3)$$

$$\beta = \frac{\mathbf{P}_1^3 - \mathbf{P}_1}{\mathbf{B}} \quad (4.4)$$

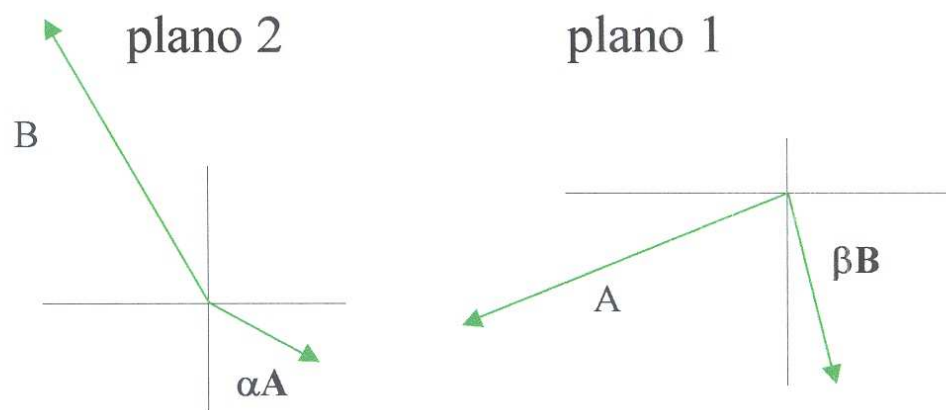


Figura 4.5- Vetores de influência nos planos 1 e 2

O objetivo do processo de balanceamento é anular as reações medidas nos mancais, ou seja, eliminar os vetores de desbalanceamento original $\mathbf{P}_1$ e $\mathbf{P}_2$. No entanto isso deve ser feito simultaneamente através da colocação de duas massas, situadas no plano 1 e 2 de balanceamento.

Assim sendo, a soma dos vetores de influência e vetores originais de desbalanceamento para cada plano deve ser zero, como mostram as Eq.4.5 e Eq.4.6 abaixo (Fig.4.5), Wowk (1995), Espíndola (1983):

Para o plano 1:

$$\mathbf{P}_1 + \mathbf{A} + \beta \mathbf{B} = 0 \quad (4.5)$$

Para o plano 2:

$$\mathbf{P}_2 + \mathbf{B} + \alpha \mathbf{A} = 0 \quad (4.6)$$

Então, para determinação dos vetores de balanceamento, ou seja, vetores originais defasados em 180° , obtém-se:

$$\mathbf{A} + \beta \mathbf{B} = -\mathbf{P}_1 \quad (4.7)$$

$$\mathbf{B} + \alpha \mathbf{A} = -\mathbf{P}_2 \quad (4.8)$$

Como foi citado anteriormente, o vetor $\mathbf{W}_1'$ representa a amplitude da massa de teste com sua direção de aplicação no plano 1. Da mesma maneira acontece para o plano 2, com $\mathbf{W}_2'$. Estas massas tem apenas efeito de teste, necessitando assim de mudanças em suas amplitudes e posições para produzirem efeitos corretivos no rotor. Portanto, gira-se as massas de teste e modifica-se suas amplitudes, de acordo com os cálculos apresentados a seguir. Para isso, realiza-se essa operação matematicamente através da utilização dos operadores θ e ϕ , como mostram as equações abaixo.

Sendo $\mathbf{W}_1$ e $\mathbf{W}_2$ os vetores (amplitude da massa e direção) responsáveis pela correção do rotor nos planos 1 e 2 de balanceamento respectivamente, obtém-se:

$$\mathbf{W}_1 = \theta \cdot \mathbf{W}_1' \quad (4.9)$$

$$\mathbf{W}_2 = \phi \cdot \mathbf{W}_2' \quad (4.10)$$

O vetor θ , é responsável pela modificação dos vetores de influência gerados através da instalação da massa de teste no plano 1 de balanceamento, e o vetor ϕ , modifica os vetores de influência gerados pela instalação de massa teste no plano 2.

Então, a adição desses vetores nas Eq. 4.7 e 4.8 resulta em:

$$\theta \mathbf{A} + \phi \beta \mathbf{B} = -\mathbf{P}_1 \quad (4.11)$$

$$\phi \mathbf{B} + \theta \alpha \mathbf{A} = -\mathbf{P}_2 \quad (4.12)$$

Através da resolução das Eq. 4.11 e 4.12 para θ e ϕ , determina-se:

$$\theta = \frac{\beta \cdot \mathbf{P}_2 - \mathbf{P}_1}{\mathbf{A} \cdot (1 - \alpha \cdot \beta)} \quad (4.13)$$

$$\varphi = \frac{\alpha \cdot P_1 - P_2}{B \cdot (1 - \alpha \cdot \beta)} \quad (4.14)$$

Finalmente, substituindo as Eq. 4.13 e 4.14 nas Eq.4.9 e 4.10, calculam-se as massas de correção através das Eq. 4.15 e 4.16 abaixo:

$$W_1 = \frac{\beta \cdot P_2 - P_1}{(1 - \alpha \cdot \beta) \cdot A} \cdot W'_1 \quad (4.15)$$

$$W_2 = \frac{\alpha \cdot P_1 - P_2}{B \cdot (1 - \alpha \cdot \beta)} \cdot W'_2 \quad (4.16)$$

Lembra-se que para cálculo dos coeficientes acima apresentados, é conveniente que seja utilizada forma retangular para somas e subtrações vetoriais, e forma polar para multiplicações e divisões, Wowk (1995).

Então, a correção calculada, W_1 e W_2 , é dada através de vetores representando a direção de aplicação, e amplitude da massa a ser aplicada para os planos 1 e 2 respectivamente.

4.4. Conclusão

O presente método apresenta o procedimento para correção de desbalanceamento em dois planos com medições do ângulo de fase. A técnica de correção em dois planos, *Influence Coefficient Method*, cujo procedimento requer medições de amplitude de vibração e ângulo de fase com relativa precisão, apresenta resultados satisfatórios desde que sejam obedecidas as restrições referentes a rotores rígidos, mancais flexíveis mas não ressonantes, e uniformidade na velocidade de operação durante as medições. O método é clássico, citado em toda literatura especializada no assunto, porém apresenta dificuldades para implementação em campo. Apesar disso, os termos das equações apresentadas são vetores, logo, matematicamente e através de somas e subtrações vetoriais com o auxílio de apenas uma calculadora programável pode-se obter as respostas em termos de correção para os dois planos desbalanceados. Um dos pontos importantes da análise é a escolha do ponto de aplicação da massa de teste, pois posicionamentos errôneos geram vetores de influência não efetivos para os cálculos, obtendo-se resultados equivocados de correção, Everett (1987). Em grande parte dos casos, a massa de teste deve produzir uma mudança de 30° no ângulo de fase e/ou 30% no valor de amplitude medida, Harrel (1996). Lembra-se que o método é recomendável apenas em situações onde os resultados com o balanceamento em um plano (*Single plane balancing*), não atingirem o nível de vibração residual desejado.

4.5.Referências bibliográficas

RAO(1995), Singeresu S. **Mechanical Vibrations**. U.S.A. : Addison – Wesley Publishing Company, Inc.

WOWK(1995), Victor. **Balancing**. U.S.A. : McGraw – Hill Inc.

HARTOG(1956), Den J. P. **Mechanical Vibrations**. N.Y. , U.S.A. : McGraw-Hill.

EVERETT(1987), Louis J. **Two-plane balancing of a rotor system without phase response measurements**. Transactions of the ASME , Texas, U.S.A . , abril, p.162, vol. 109.

KROON(1944), R. P. **Balancing of rotating apparatus, part II**. ASME Journal of Applied Mechanics , p. A-47.

THEARLE(1934), E. L. **Dynamic balancing of rotating machinery in the field**. Transactions of the american society of mechanical engineers ASME, N.Y, U.S.A . , p.745-753 , vol. 56.

HARREL(1996), John. **Precision balancing with the cmva 55 microlog** U.S.A . : www.skfcm.com.

ESPÍNDOLA (1983), José João de. **Curso de vibrações mecânicas**. Fundação do ensino da engenharia em Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina.

Capítulo 5

Balanceamento em Dois Planos sem Medição do Ângulo de Fase

(Two Plane Balancing Without Phase Response Measurements)

Because it does not require response phase measurements, it also has several advantages and can easily be applied to field balancing problems.

Louis J. Everett.

5.1.Introdução

Devido a dificuldades com relação a equipamentos e instrumentação, muitas vezes a medição do ângulo de fase é um grande inconveniente para a aplicação dos métodos descritos nos capítulos anteriores. O método a ser apresentado consiste na solução gráfica das equações e utiliza conceitos da *matriz dos coeficientes de influência* e do *método das quatro medições* para balanceamento em um plano.

Na maioria dos casos, os sistemas apresentam desbalanceamento dinâmico, ou seja, existem várias forças agindo ao longo do rotor, como se fosse uma soma de vários discos excêntricos girando em torno de um eixo, como foi visto no capítulo 1. Porém, pode-se aproximar a solução do problema de balanceamento, considerando apenas dois planos desbalanceados (planos 1 e 2). Então, a análise é baseada em dois planos de medição (leituras de amplitude) e dois planos de balanceamento (correção).

A técnica das sete medições, como o próprio nome sugere, necessita sete giros do sistema para medição *apenas* de amplitude de vibração. Medições de ângulo fase são desnecessárias, sendo utilizados os valores de amplitude de vibração (velocidade, deslocamento ou aceleração), totalizando catorze dados. O número de medições e/ou giros do sistema é maior do que para os métodos vistos anteriormente, porém através desta técnica contornam-se problemas existentes no método convencional (balanceamento em dois planos com ângulo fase), como por exemplo escolha

equivocada de posições de massas de teste, convergindo-se diretamente para uma solução. Com referência a insucessos obtidos com a aplicação da técnica de balanceamento em dois planos sem ângulo fase (*two plane balancing without phase response measurements*) devido a possíveis erros de medição, Everett (1997), apresenta ainda uma otimização do método descrito no presente capítulo, através de cálculo iterativo para estimativa do valor real de desbalanceamento com base nos valores de vibração medidos.

5.2.Implementação do método das sete medições

Segundo Everett(1987) , os valores de amplitude das massas de teste, W_1 , W_2 , W_3 , W_4 , W_5 , W_6 , e raio de aplicação, assim como o valor de rotação do sistema de rotores devem manter-se constantes ao longo das medições, para que se encontre a solução do sistema de equações Eq.5.1 e 5.2. Segue descrito o procedimento passo a passo para implementação do método.

Etapa 1:Medição da Amplitude Original de Balanceamento

Realiza-se a medição da amplitude original de desbalanceamento, para os planos um e dois, V_1^0 e V_2^0 , respectivamente. A letra V refere-se à amplitude de vibração; o número zero sobrescrito equivale à medição realizada sem massa teste instalada, sendo os números de um a sete para as medições com as massas de teste instaladas nos devidos planos de balanceamento (planos 1 e 2); os valores subscritos equivalem ao plano de medição, um ou dois.

Etapa 2:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 1 (Plano 1)

Adiciona-se a *massa de teste* W_1 , na posição 1 definida pelo vetor unitário w_1 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^1 e V_2^1 ;

Etapa 3:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 2 (Plano 1)

Adiciona-se a *massa de teste* W_2 , na posição 2 definida pelo vetor unitário w_2 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^2 e V_2^2 ;

Etapa 4:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 3 (Plano 1)

Adiciona-se a *massa de teste* W_3 , na posição 3 definida pelo vetor unitário w_3 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^3 e V_2^3 ;

Etapa 5:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 4 (Plano 2)

Adiciona-se a *massa de teste* W_4 , no plano 2 e na posição 4 definida pelo vetor unitário w_4 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^4 e V_2^4 ;

Etapa 6:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 5 (Plano 2)

Adiciona-se a *massa de teste* W_5 , no plano 2 e na posição 5 definida pelo vetor unitário w_5 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^5 e V_2^5 ;

Etapa 7:Medição da Amplitude com a Massa Teste na Posição 6 (Plano 2)

Adiciona-se a *massa de teste* W_6 , no plano 2 e na posição 6 definida pelo vetor unitário w_6 , e realiza-se nova medição das amplitudes de desbalanceamento, V_1^6 e V_2^6 ;

Utilizando a teoria dos coeficientes de influência, o balanceamento com o método das sete medições é realizado resolvendo-se a Eq.5.1:

$$\begin{Bmatrix} V_1^0 \mathbf{v}_1^0 \\ V_2^0 \mathbf{v}_2^0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \mathbf{i}_{11} & I_{12} \mathbf{i}_{12} \\ I_{21} \mathbf{i}_{21} & I_{22} \mathbf{i}_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_1 \mathbf{u}_1 \\ U_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (5.1)$$

Da Eq.5.1 define-se que V_j^k é a amplitude de *vibração medida* no plano 'j' ($j=1,2$) referente à massa 'k' instalada nos planos 1 ($k=1,2,3$) e 2 ($k=4,5,6$) de balanceamento. O termo $\mathbf{v}_j^k$ equivale ao *vetor unitário* (direção do ângulo fase) referente à medição realizada no plano de medições 'j' ($j=1,2$) com a instalação da massa de teste 'k' ($k=1,2...6$). O desbalanceamento localizado nos planos 1 e 2, é determinado pelos valores U_j , sendo $\mathbf{u}_j$ o vetor unitário responsável pela direção.

A equação anterior indica que a vibração medida é proporcional ao desbalanceamento existente nos dois planos de balanceamento, e utiliza uma matriz de coeficientes de influência para equacionar esta proporcionalidade. Desta equação apenas as amplitudes V_1^0 e V_2^0 são conhecidas. O objetivo do método é determinar $U_1 \mathbf{u}_1$ e $U_2 \mathbf{u}_2$ sem a medição dos ângulos de fase. Para isso, deve-se encontrar os valores de coeficiente de influência graficamente, através de círculos plotados, utilizando os valores de amplitude de vibração medidos.

Dividindo a primeira linha da Eq.5.1 por $\mathbf{v}_1^0$ e a segunda por $\mathbf{v}_2^0$ resulta:

$$\begin{Bmatrix} V_1^0 \\ V_2^0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \frac{\mathbf{i}_{11}}{\mathbf{v}_1^0} & I_{12} \frac{\mathbf{i}_{12}}{\mathbf{v}_1^0} \\ I_{21} \frac{\mathbf{i}_{21}}{\mathbf{v}_2^0} & I_{22} \frac{\mathbf{i}_{22}}{\mathbf{v}_2^0} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_1 \mathbf{u}_1 \\ U_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (5.2)$$

Resolvendo este sistema, tem-se:

$$\begin{Bmatrix} U_1 \mathbf{u}_1 \\ U_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \frac{\mathbf{i}_{11}}{\mathbf{v}_1^0} & I_{12} \frac{\mathbf{i}_{12}}{\mathbf{v}_1^0} \\ I_{21} \frac{\mathbf{i}_{21}}{\mathbf{v}_2^0} & I_{22} \frac{\mathbf{i}_{22}}{\mathbf{v}_2^0} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} V_1^0 \\ V_2^0 \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

Segundo Everett (1987), as medições realizadas serão utilizadas para aproximar os valores

da matriz $\begin{bmatrix} I_{11} \frac{\mathbf{i}_{11}}{\mathbf{v}_1^0} & I_{12} \frac{\mathbf{i}_{12}}{\mathbf{v}_1^0} \\ I_{21} \frac{\mathbf{i}_{21}}{\mathbf{v}_2^0} & I_{22} \frac{\mathbf{i}_{22}}{\mathbf{v}_2^0} \end{bmatrix}^{-1}$. A partir deste ponto, um método semelhante ao das *quatro medições*

será utilizado para determinar os coeficientes desta matriz.

Etapa 8:Plotar círculo original (plano 1)

O *círculo original 1* é traçado tendo como raio o valor da amplitude original no plano 1, V_1^0 , vezes um fator de escala;

Etapa 9: Plotar círculo (primeira massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original I* a posição w_1 que será o centro do *círculo 1*. O *círculo 1* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_1^1 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 10: Plotar círculo (segunda massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original I* a posição w_2 que será o centro do *círculo 2*. O *círculo 2* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_1^2 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 11: Plotar círculo (terceira massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original I* a posição w_3 que será o centro do *círculo 3*. O *círculo 3* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_1^3 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 12: Definição dos coeficientes da equação 5.2

A reta que une a origem do círculo original e a interseção dos círculos 1, 2 e 3, tem o valor $I_{11}W$. Para obter-se o valor de I_{11} , deve-se dividir o valor de $I_{11}W$ pelo valor da amplitude da massa teste, que manteve-se constante ao longo dos sete giros do sistema.

O valor de i_{11}/v_1^0 é determinado através do ângulo entre a reta de interseção e o eixo real negativo, como mostra a Fig. 5.1. No item seguinte referente à análise matemática, é esclarecido o procedimento acima descrito;

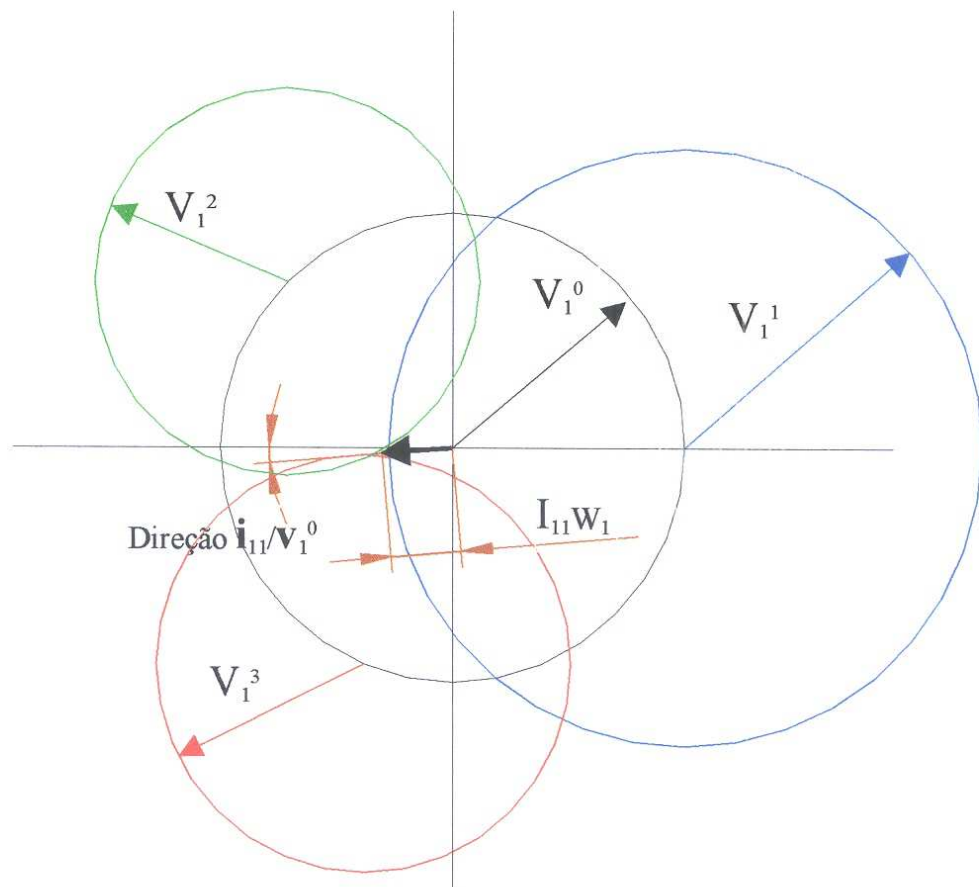


Figura 5.1- Determinação gráfica dos coeficientes da equação

Etapa 13: Plotar círculo original (plano 1)

O círculo original 1 é traçado novamente tendo como raio o valor da amplitude original no plano 1, V_1^0 , vezes um fator de escala;

Etapa 14: Plotar círculos referentes às medições no plano 1 com massas no plano 2

As etapas 9, 10 e 11 são repetidas, porém utilizando os valores medidos V_1^4 , V_1^5 , V_1^6 , obtidos através da colocação das massas de teste W_4 , W_5 , W_6 no plano 2, nas posições w_4 , w_5 , w_6 , respectivamente;

Etapa 15: Definição dos coeficientes da equação 5.2

A reta que une a origem do círculo original e a interseção dos círculos 1, 2 e 3, tem o valor $I_{12}W$. Para obter-se o valor de I_{12} , deve-se dividir o valor de $I_{12}W$ pelo valor da massa teste, que manteve-se constante ao longo dos sete giros do sistema.

O valor de i_{12}/v_1^0 é determinado através do ângulo entre a reta de interseção e o eixo real negativo, da mesma forma como foi feita na etapa 12, Fig.5.2;

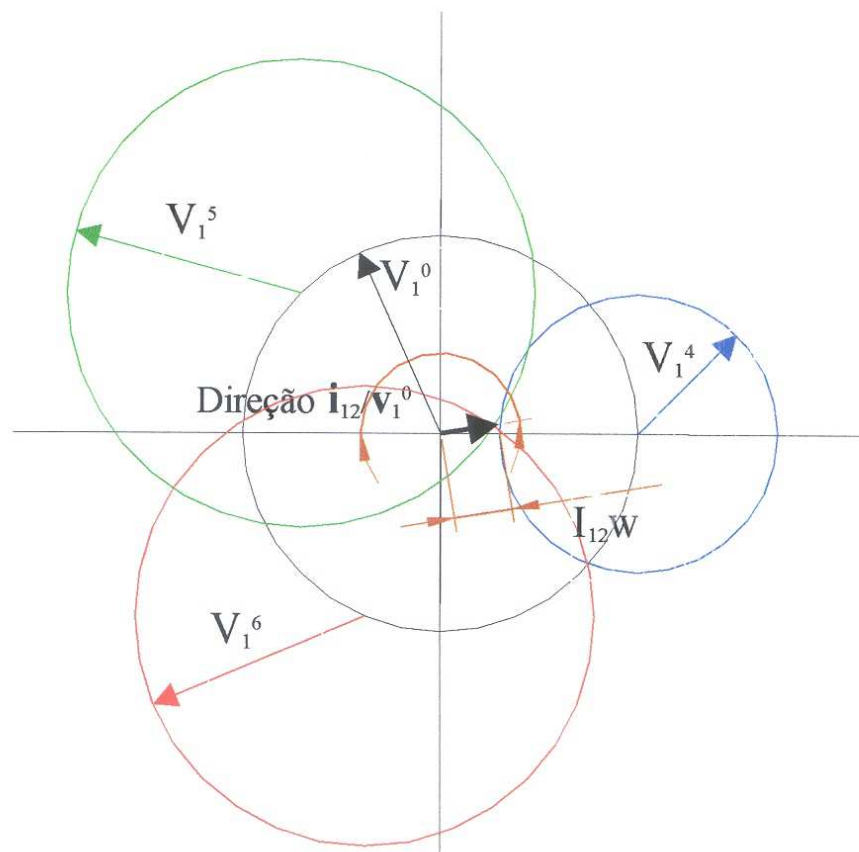


Figura 5.2- Determinação gráfica dos coeficientes da equação

Etapa 16: Plotar círculo original (plano 2)

O *círculo original II* é traçado tendo como raio o valor da amplitude original no plano 2, V_2^0 , vezes um fator de escala;

Etapa 17: Plotar círculo (primeira massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original II* a *posição* w_1 que será o centro do *círculo 1*. O *círculo 1* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_2^1 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 18: Plotar círculo (segunda massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original II* a *posição* w_2 que será o centro do *círculo 2*. O *círculo 2* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_2^2 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 19: Plotar círculo (terceira massa teste)

Marca-se sobre o *círculo original II* a *posição* w_3 que será o centro do *círculo 3*. O *círculo 3* é traçado com o raio igual a amplitude de vibração V_2^3 medida vezes o fator de escala definido na Etapa 8;

Etapa 20: Definição dos coeficientes da equação 5.2

A reta que une a origem do círculo original II e a interseção dos círculos I, II e III, tem o valor $I_{21}W$. Para obter-se o valor de I_{21} , deve-se dividir o valor de $I_{21}W$ pelo valor da massa teste, que manteve-se constante ao longo dos sete giros do sistema.

O valor de i_{21}/v_2^0 é determinado através do ângulo entre a reta de interseção e o eixo real negativo, da mesma forma como foi feita na etapa 12 (Fig.5.3);

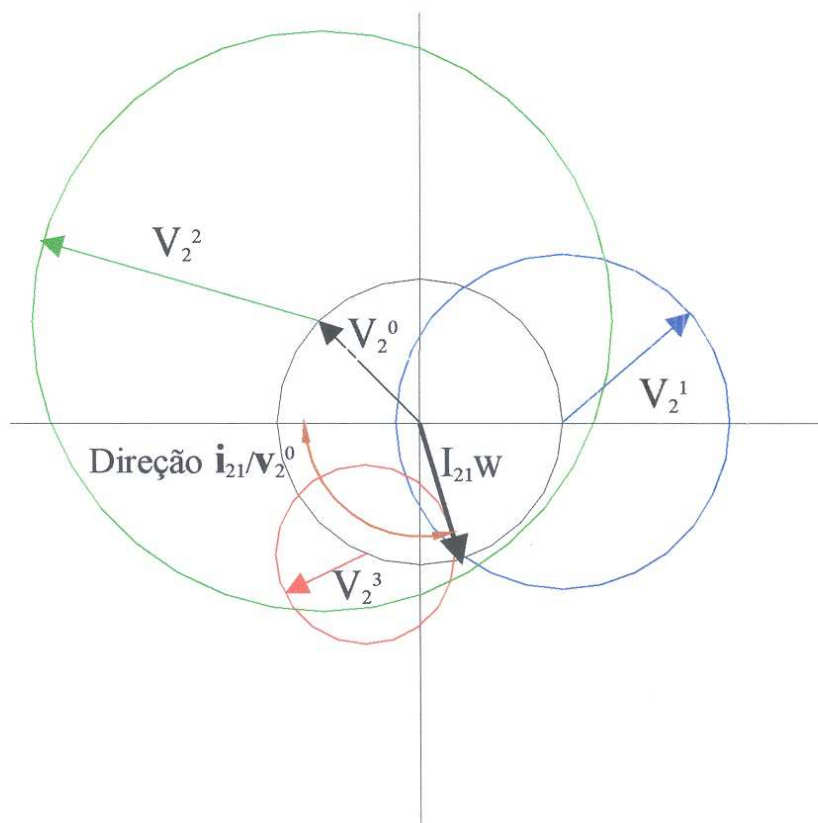


Figura 5.3- Determinação gráfica dos coeficientes da equação

Etapa 21: Plotar círculo original (plano 2)

O círculo original II é traçado novamente tendo como raio o valor da amplitude original no plano 2, V_2^0 , vezes um fator de escala;

Etapa 22: Plotar círculos referentes às medições no plano 2 com massas no plano 2

As etapas 17, 18 e 19 são repetidas, porém utilizando os valores medidos V_2^4 , V_2^5 , V_2^6 , obtidos através da colocação das massas de teste W_4 , W_5 , W_6 no plano 2, nas posições w_4 , w_5 , w_6 , respectivamente;

Etapa 23: Definição dos coeficientes da equação 5.2

A reta que une a origem do círculo original II e a interseção dos círculos I, II e III, tem o valor $I_{22}W$. Para obter-se o valor de I_{22} , deve-se dividir o valor de $I_{22}W$ pelo valor da massa teste, que manteve-se constante ao longo dos sete giros do sistema.

O valor de i_{22}/v_2^0 é determinado através do ângulo entre a reta de interseção e o eixo real negativo, da mesma forma como foi feita na etapa 12 (Fig. 5.4);

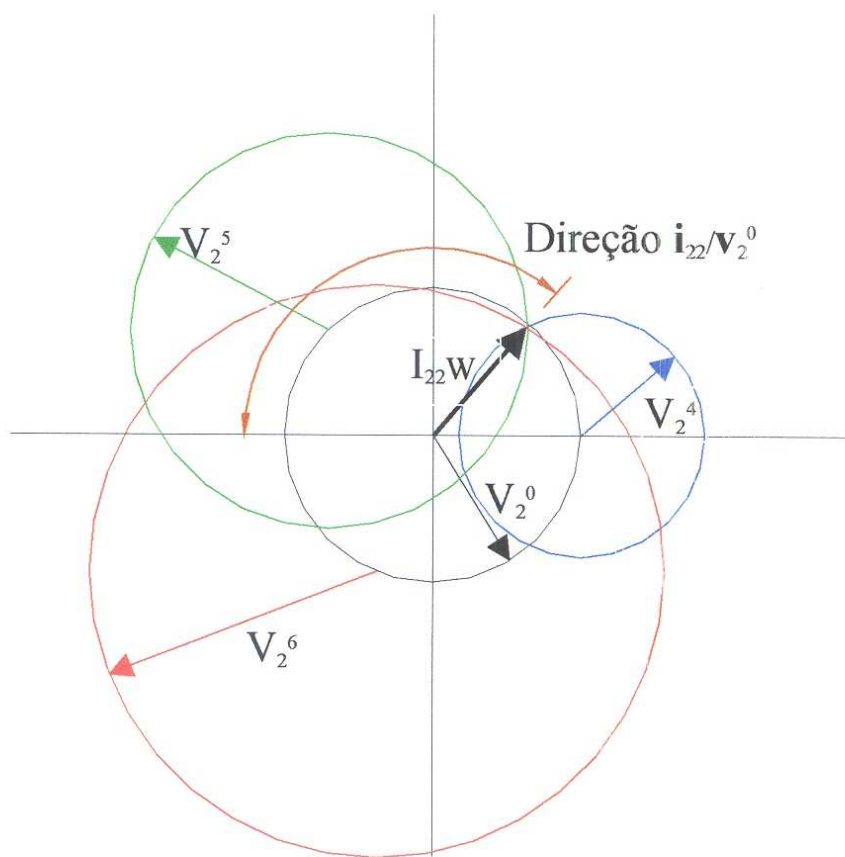


Figura 5.4- Determinação gráfica dos coeficientes da equação

Tendo sido determinados todos os coeficientes graficamente, a Eq. 5.2 é utilizada para cálculo dos valores de desbalanceamento nos planos 1 e 2, em termos de quantidade e posição angular. Para determinação da posição e massa corretiva, soma-se 180° às posições de desbalanceamento encontradas e aplica-se a mesma quantidade em gramas, utilizando o mesmo raio de aplicação das massas de teste.

5.3. Análise matemática

Coefficientes de influência:

Segundo Rao(1995), a relação entre o deslocamento em um ponto e as forças atuando nos demais pontos do sistema pode ser equacionada através dos coeficientes de influência de rigidez, na seguinte forma (Fig.5.5):

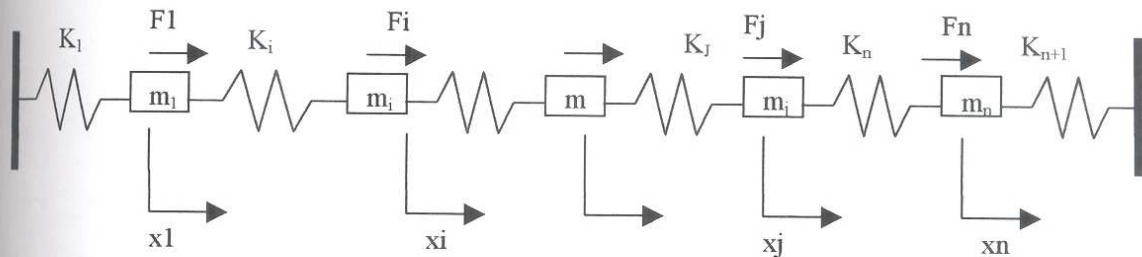


Figura 5.5- Sistema massa mola com n graus de liberdade

Para $n=1,2,\dots,n$, tem-se:

$$F_i = \sum_{j=1}^n K_{ij} \cdot x_j \quad (5.4)$$

Então, escrevendo através de vetor e matriz:

$$\{F\} = [K] \cdot \{x\} \quad (5.5)$$

Na equação anterior, $\{F\}$ e $\{x\}$ são vetores de força e deslocamento, respectivamente. A matriz de rigidez é definida por $[K]$.

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1} & & K_{nn} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Analogamente, pode-se trabalhar com os coeficientes de influência de flexibilidade. Nesse caso, o deslocamento no ponto i, pode ser calculado como sendo:

$$X_i = \sum_{j=1}^n I_{ij} \cdot F_j \quad (5.7)$$

Da mesma maneira, pode-se expressar a Eq. 5.7 através de vetor e matriz:

$$\{\mathbf{x}\} = [\mathbf{I}] \cdot \{\mathbf{F}\} \quad (5.8)$$

A matriz de flexibilidade é definida abaixo:

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{11} & \mathbf{I}_{12} & \mathbf{I}_{1n} \\ \mathbf{I}_{21} & \mathbf{I}_{22} & \mathbf{I}_{2n} \\ & & \\ & & \\ \mathbf{I}_{n1} & & \mathbf{I}_{nn} \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

Os coeficientes de influência de flexibilidade são definidos pela matriz inversa dos coeficientes de influência de rigidez.

$$[\mathbf{I}] = [\mathbf{K}]^{-1} \quad (5.10)$$

Voltando aos conceitos de desbalanceamento, a vibração medida é proporcional às forças geradas pelas massas excêntricas ao longo de um rotor, Kroon (1944). Ou seja, os deslocamentos gerados são proporcionais às forças que ocorrem em um sistema desbalanceado, neste caso forças centrífugas. Então, pode-se escrever por analogia:

$$\begin{aligned} \{\mathbf{V}\} &= [\mathbf{I}] \cdot \{\mathbf{U}\} \\ \{\mathbf{X}\} &= [\mathbf{I}] \cdot \{\mathbf{F}\} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Como já foi citado anteriormente, pode-se analisar desbalanceamento de rotores *rígidos* através de dois planos, Rao (1995), e expandindo-se a Eq. 5.11 tem-se:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{V}_1^0 \mathbf{v}_1^0 \\ \mathbf{V}_2^0 \mathbf{v}_2^0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{11} \mathbf{i}_{11} & \mathbf{I}_{12} \mathbf{i}_{12} \\ \mathbf{I}_{21} \mathbf{i}_{21} & \mathbf{I}_{22} \mathbf{i}_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_1 \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{U}_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (5.12)$$

Separadamente, para os planos de medição 1 e 2 obtém-se:

$$\mathbf{V}_1^0 \mathbf{v}_1^0 = \mathbf{I}_{11} \mathbf{i}_{11} \cdot \mathbf{U}_1 \mathbf{u}_1 + \mathbf{I}_{12} \mathbf{i}_{12} \cdot \mathbf{U}_2 \mathbf{u}_2 \quad (5.13)$$

$$\mathbf{V}_2^0 \mathbf{v}_2^0 = \mathbf{I}_{21} \mathbf{i}_{21} \cdot \mathbf{U}_1 \mathbf{u}_1 + \mathbf{I}_{22} \mathbf{i}_{22} \cdot \mathbf{U}_2 \mathbf{u}_2 \quad (5.14)$$

Como já foi visto anteriormente, de acordo com Everett(1987), o número subscrito em V ou U, vibração e desbalanceamento respectivamente, indica o plano de medição ou balanceamento. O número superescrito em V indica o giro do rotor (original ou teste). As letras maiúsculas indicam escalares, sendo que as minúsculas em negrito indicam vetores unitários.

Portanto, para a massa de teste W_1 colocada no plano 1 e posição $\mathbf{w}_1$ a Eq. 5.13 pode ser reescrita como sendo:

$$\begin{Bmatrix} V_1^1 \mathbf{v}_1^1 \\ V_2^1 \mathbf{v}_2^1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \mathbf{i}_{11} & I_{12} \mathbf{i}_{12} \\ I_{21} \mathbf{i}_{21} & I_{22} \mathbf{i}_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_1 \mathbf{u}_1 + W_1 \mathbf{w}_1 \\ U_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (5.15)$$

Assim para a massa W_i colocada na posição $\mathbf{w}_i$ do plano 1 tem-se:

$$\begin{Bmatrix} V_1^i \mathbf{v}_1^i \\ V_2^i \mathbf{v}_2^i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \mathbf{i}_{11} & I_{12} \mathbf{i}_{12} \\ I_{21} \mathbf{i}_{21} & I_{22} \mathbf{i}_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_1 \mathbf{u}_1 + W_i \mathbf{w}_i \\ U_2 \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (5.16)$$

Subtraindo a Eq. 5.16 da Eq. 5.12 resulta:

$$V_1^i \mathbf{v}_1^i - V_1^0 \mathbf{v}_1^0 = I_{11} \cdot \mathbf{i}_{11} \cdot W_i \cdot \mathbf{w}_i \quad (5.17)$$

$$V_2^i \mathbf{v}_2^i - V_2^0 \mathbf{v}_2^0 = I_{21} \cdot \mathbf{i}_{21} \cdot W_i \cdot \mathbf{w}_i \quad (5.18)$$

As equações acima podem ser escritas de maneira condensada como:

$$V_j^i \mathbf{v}_j^i - V_j^0 \mathbf{v}_j^0 = I_{j1} \cdot \mathbf{i}_{j1} \cdot W_i \cdot \mathbf{w}_i \quad (5.19)$$

Onde o subscrito 'j' refere-se ao plano j e o sobrescrito 'i' refere-se à massa de teste 'i'.

Para que seja possível a solução gráfica do problema, a equação acima deve ser melhor trabalhada. Dividindo a Eq. 5.19 por $\mathbf{w}_i$ e $\mathbf{v}_j^0$, tem-se:

$$\frac{V_j^i \mathbf{v}_j^i}{\mathbf{v}_j^0 \mathbf{w}_i} - \frac{V_j^0}{\mathbf{w}_i} = \frac{I_{j1} W_i \mathbf{i}_{j1}}{\mathbf{v}_j^0} \quad (5.20)$$

Para que o segundo termo do lado esquerdo da Eq. 5.20 se torne positivo, multiplica-se todos os termos por -1 (rotação de 180°). Também, para obter $V_1^0 \mathbf{w}_i$, invertem-se os vetores unitários inferiores e superiores de todos os termos, refletindo os componentes da equação sobre o eixo dos reais:

$$-\frac{V_j^i \mathbf{v}_j^0 \mathbf{w}_i}{\mathbf{v}_j^i} + V_j^0 \mathbf{w}_i = -\frac{I_{j1} W_i \mathbf{v}_j^0}{\mathbf{i}_{j1}} \quad (5.21)$$

Para implementar graficamente a soma vetorial da Eq. 5.21 utiliza-se o seguinte artifício, Everett(1987). Os termos com sinal negativo são rescritos usando produto com $\mathbf{n} = (1,0)$, o que resulta:

$$\frac{V_j^i \mathbf{v}_j^0 \mathbf{w}_i \cdot \mathbf{n}}{\mathbf{v}_j^i} + V_j^0 \mathbf{w}_i = \frac{I_{j1} W_i \mathbf{v}_j^0 \cdot \mathbf{n}}{\mathbf{i}_{j1}} \quad (5.22)$$

Nesta equação tem-se : o primeiro termo possui magnitude conhecida e do segundo sabe-se a magnitude e direção. Tomando $j=1$ (plano 1) e $i=1,2,3$, pode-se traçar os círculos mostrados na Fig. 5.7.

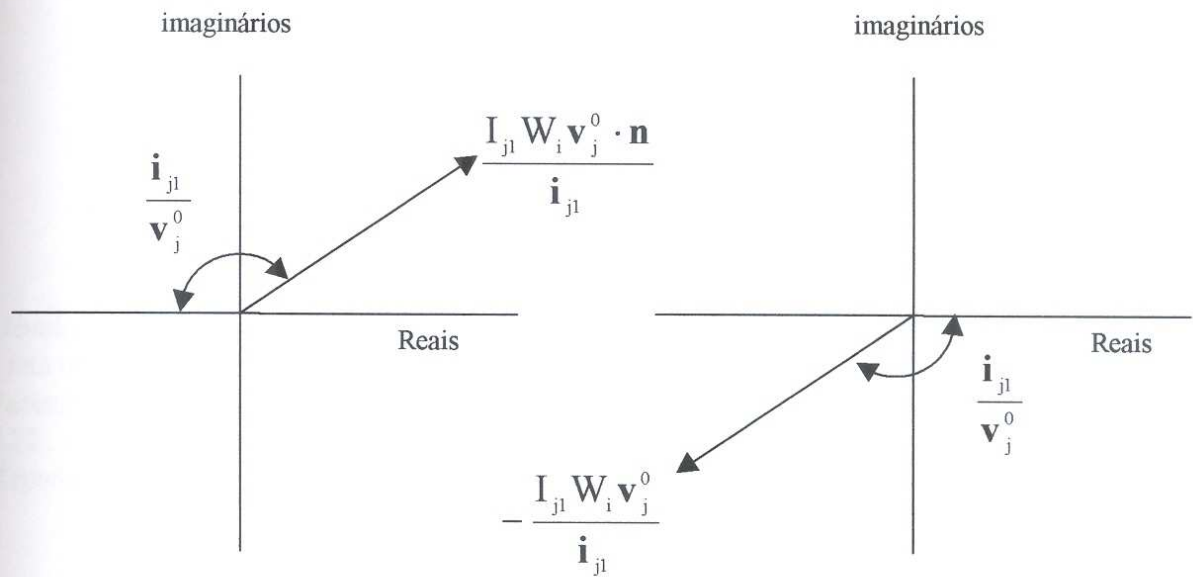


Figura 5.6- Efeito produzido através da introdução do vetor unitário n

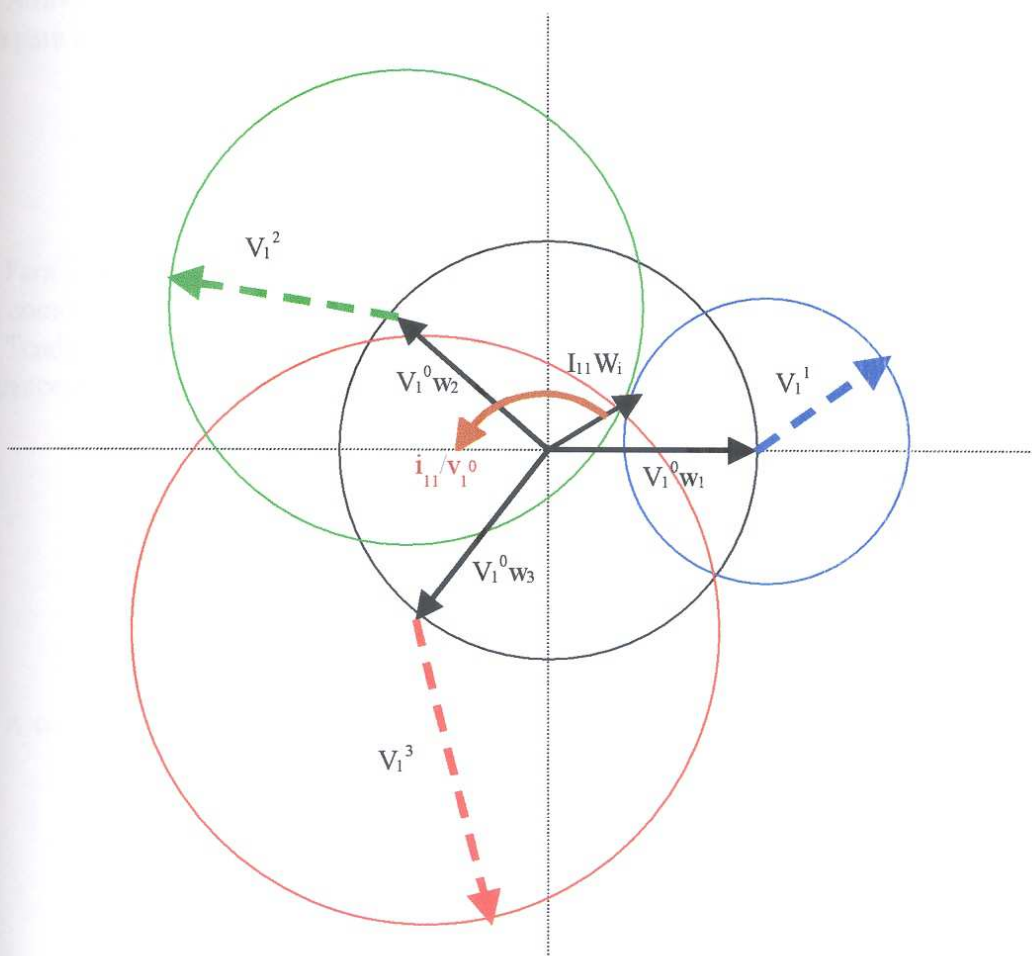


Figura 5.7- Solução gráfica

A reta que une a origem do círculo original e a intersecção tem o valor $I_{11}W_i$, como mostra a Eq. 5.22. Para obter-se o valor de I_{11} , deve-se dividir o valor de $I_{11}W_i$ pelo valor da massa teste, que manteve-se constante ao longo dos três giros do sistema.

$$W_1 = W_2 = W_3 = W_i \quad (5.23a)$$

$$\frac{I_{11} \cdot W_1}{W_1} = \frac{I_{11} \cdot W_2}{W_2} = \frac{I_{11} \cdot W_3}{W_3} = I_{11} \quad (5.23b)$$

Devido à adição do vetor unitário $-n$, o valor de i_{11}/v_1^0 é determinado através do ângulo entre a reta de intersecção e o eixo real negativo.

Fazendo $j=2$ (plano 2) com relação às massas colocadas no plano 1 (W_1, W_2, W_3), utilizando a Eq. 5.22, com o mesmo procedimento anterior, encontra-se I_{21} e i_{21}/v_2^0 .

Repetindo a Eq. 5.15 para as massas colocadas no plano 2, escreve-se:

$$\begin{Bmatrix} V_1^i v_1^i \\ V_2^i v_2^i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} i_{11} & I_{12} i_{12} \\ I_{21} i_{21} & I_{22} i_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_1 u_1 \\ U_2 u_2 + W_i w_i \end{Bmatrix} \quad (5.24)$$

Através dos mesmos artifícios matemáticos utilizados anteriormente, define-se a equação básica para a determinação dos coeficientes de influência associados ao plano 2, isto é:

$$\frac{V_j^i v_j^0 w_i \cdot n}{v_j^i} + V_j^0 w_i = \frac{I_{j2} W_i v_j^0 \cdot n}{i_{j2}} \quad (5.25)$$

Para $j=1$ (medição no plano 1) referente às massas W_4, W_5, W_6 , encontra-se I_{12} e i_{12}/v_1^0 , assim como para $j=2$ obtém-se I_{22} e i_{22}/v_2^0 .

Tendo sido calculados os coeficientes, voltando à Eq. 5.3, finalmente pode-se calcular o desbalanceamento nos planos 1 e 2 com:

$$\begin{Bmatrix} U_1 u_1 \\ U_2 u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{11} \frac{i_{11}}{v_1^0} & I_{12} \frac{i_{12}}{v_1^0} \\ I_{21} \frac{i_{21}}{v_2^0} & I_{22} \frac{i_{22}}{v_2^0} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} V_1^0 \\ V_2^0 \end{Bmatrix} \quad (5.26)$$

A correção com com adição de massa é obtida a 180° das posições obtidas resolvendo a Eq. 5.26.

5.4. Conclusão

O presente método destaca como principais vantagens sobre o método tradicional de balanceamento em dois planos (*Influence Coefficient Method*) a simplicidade de execução e a utilização de instrumentação não muito sofisticada. O método , que é uma extensão do método das quatro medições (*Four Run Method*) para dois planos, utiliza mais giros do sistema e consequentemente mais tempo de processo, porém supera o método tradicional no que diz respeito a possíveis falhas no sistema de medição de ângulo fase, ou até mesmo a escolhas errôneas da localização das massas de teste.

É especialmente indicado para balanceamento em campo e para operadores sem muita experiência.

5.5. Referências bibliográficas

RAO(1995), Singeresu S. **Mechanical Vibrations**. U.S.A. : Addison – Wesley Publishing Company, Inc.

HARTOG(1956), Den J. P. **Mechanical Vibrations**. N.Y. , U.S.A. : McGraw-Hill ,.

EVERETT(1987), Louis J. **Two-plane balancing of a rotor system without phase response measurements**. Transactions of the ASME , Texas, U.S.A . , abril , p.162, vol. 109.

EVERETT(1997), Louis J. **Optimal two – plane balance of rigid rotors**. Journal of Sound and Vibration, Texas, U.S.A . , p.656 , vol. 208.

KROON(1944), R. P. **Balancing of rotating apparatus, part II**. ASME Journal of Applied Mechanics , p. A-47.

THEARLE(1944), E. L. **Dynamic balancing of rotating machinery in the field**. Transactions of the american society of mechanical engineers ASME, N.Y, U.S.A . , p.745-753 , vol. 56.

DARLOW(1982), M. S. **The identification and elimination of nonindependent balance planes in influence coefficient balancing**. ASME.

Capítulo 6

Balanceamento Estático Dinâmico Puro

(Static Couple Method)

The Static Couple Method is a simple graphical technique for separating the static unbalance from the couple unbalance.

Victor Wowk .

6.1.Introdução

O desbalanceamento, como citado no capítulo 1, pode ser classificado basicamente em quatro categorias, desbalanceamento estático e semi-estático, desbalanceamento dinâmico puro e dinâmico. O desbalanceamento dinâmico, definido como a soma das parcelas de desbalanceamento estático (*static unbalance*) e dinâmico puro (*couple unbalance*), pode ser corrigido através da aplicação de duas massas corretivas em dois planos de balanceamento distintos. Pode-se realizar essa tarefa, utilizando os métodos citados nos Capítulos 4 e 5, Balanceamento em Dois Planos com Medição do Ângulo de Fase (*Two Plane Influence Coefficient Balancing Method*) e Balanceamento em Dois Planos sem Medição do Ângulo de Fase (*Two Plane Balancing Without Phase Response Measurements*).

No entanto, através do método descrito no presente capítulo, realiza-se a correção da parcela estática e da parcela dinâmica pura em etapas distintas. A correção do desbalanceamento estático é feita através da aplicação da massa corretiva no plano que contém o centro de gravidade, utilizando balanceamento simples em um plano (*Single Plane Balancing*). Da mesma maneira, a parcela restante (desbalanceamento dinâmico puro) pode ser corrigida através da técnica de balanceamento em um plano, porém com adição de duas massas 180° opostas e separadas axialmente. Mesmo sendo uma idealização, o método pode

ser aplicado e bons resultados podem ser obtidos, principalmente em casos onde ocorra efeito cruzado moderado, Wowk (1995), Mitchell (1993).

6.2.Implementação do método / exemplo prático

Etapa 1:Medição da Amplitude Original de Desbalanceamento

Coloca-se o rotor em funcionamento, e realiza-se a medição da amplitude original de desbalanceamento e ângulo fase para os planos 1 e 2, $\mathbf{O}_{P1}$ e $\mathbf{O}_{P2}$, respectivamente.

Etapa 2:Plotagem dos vetores medidos

Sejam $|\mathbf{O}_{P1}| = 0.23$ a -130° , e $|\mathbf{O}_{P2}| = 0.44$ a -52° , as medições originais. Pode-se verificar graficamente através da Fig.1 as parcelas de desbalanceamento presentes. Após a plotagem dos vetores desbalanceados, é traçada uma linha ligando as extremidades de $\mathbf{O}_{P1}$ e $\mathbf{O}_{P2}$. Para definir-se a parcela de desbalanceamento estático, $\mathbf{E}_{ST0}$, traça-se uma linha da origem até o ponto médio da linha que une os dois vetores. Graficamente, conclui-se que a linha que une a extremidade do vetor de desbalanceamento estático, $\mathbf{E}_{ST0}$, ao vetor de desbalanceamento do plano 1, $\mathbf{O}_{P1}$, é a parcela de desbalanceamento dinâmico puro para o plano 1, $\mathbf{D}_1$. O mesmo procedimento é realizado para o plano 2, $\mathbf{D}_2$, unindo-se as extremidades dos vetores $\mathbf{E}_{ST0}$ e $\mathbf{O}_{P2}$.

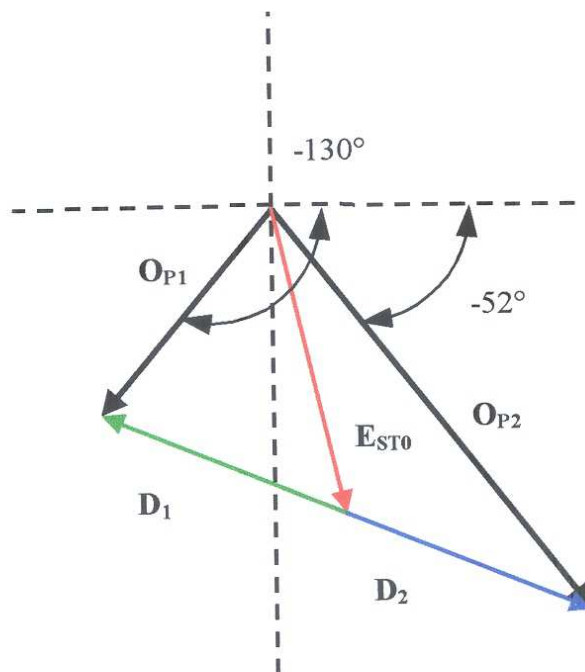


Figura 6.1- Plotagem dos vetores (correção estática)

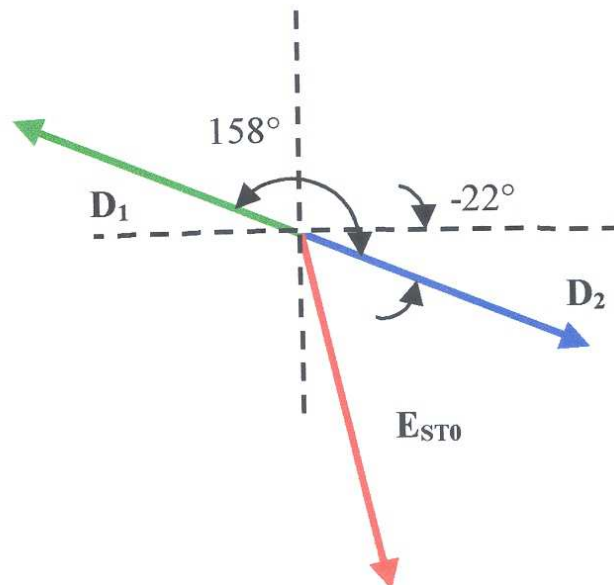


Figura 6.2- Parcela estática e dinâmica pura

Etapa 3: Medição com aplicação de massa teste

Nota-se que a parcela referente ao desbalanceamento estático é superior à parcela desbalanceamento dinâmico (Fig.6.1). Para obtenção de dados necessários para a correção estática aplica-se a massa teste o mais próximo possível do plano que contém o C.G. do rotor. Através aplicação de uma massa teste de 20g, obtém-se:

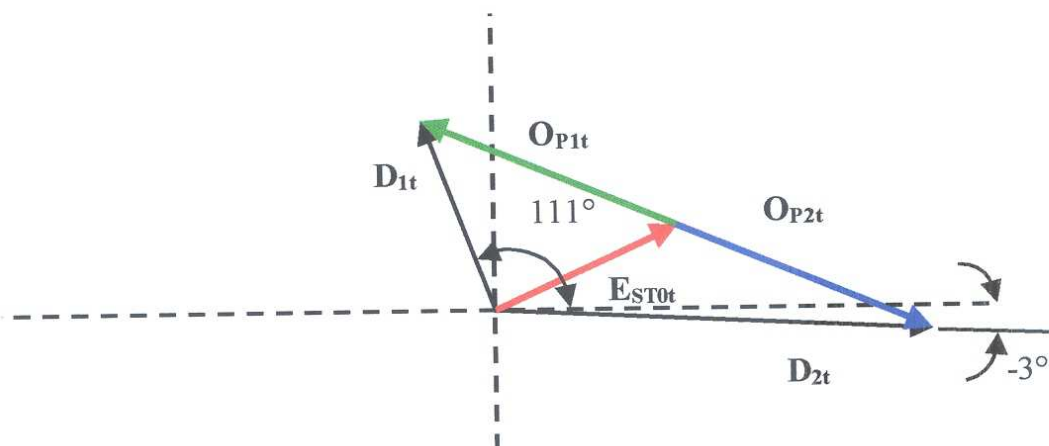


Figura 6.3- Vetores obtidos com instalação da massa de teste

Etapa 4: Correção estática:

Nesta etapa, são plotados os vetores referentes à parcela estática, E_{ST0} e E_{ST0t} , para consequente correção através da técnica de balanceamento em um plano.

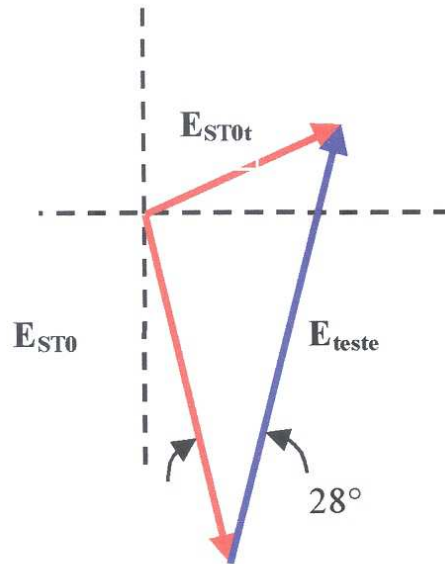


Figura 6.4- Solução para parcela estática

Sendo $|E_{teste}| = 0.34$, $|E_{ST0}| = 0.27$, e $|E_{ST0t}| = 0.16$, pode-se calcular a massa de correção através da Eq. 6.1 abaixo, Wowk (1995):

$$M_{\text{correção}} = \frac{E_{ST0}}{E_{\text{teste}}} \times M_{\text{teste}} \quad (6.1)$$

A massa de correção ($M_{\text{correção}} = 15.9\text{g}$) é então instalada 28° defasada em relação à posição onde foi posicionada massa de teste, segundo indica o gráfico na Fig. 6. 4.

Etapa 5: Medição com aplicação de massa teste nos dois planos extremos

Repete-se a etapa 3, porém colocando-se duas massas de balanceamento, defasadas em 180° e posicionadas em planos de balanceamento distintos. Sendo a massa utilizada de 10g, e $|O_{P1D}| = 0.13$ a -82° , e $|O_{P2D}| = 0.13$ a 122° , através da Fig. 6.5 são plotados os vetores de teste para correção da parcela dinâmica de desbalanceamento.

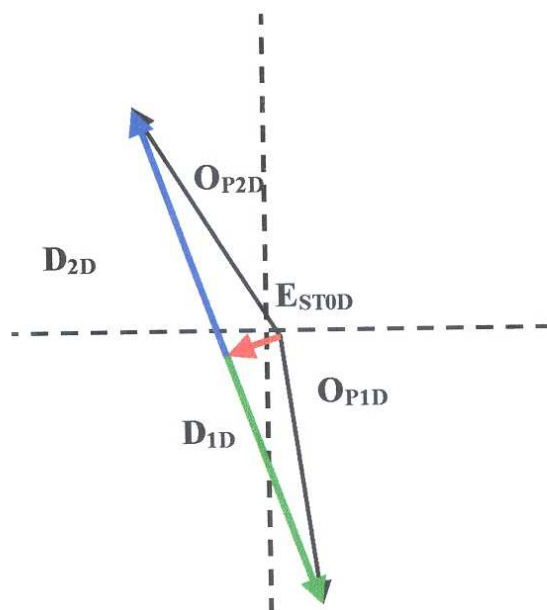


Figura 6.5- Plotagem dos vetores (correção dinâmica)

Etapa 6: Cálculo da massa de balanceamento dinâmico puro

Teoricamente, as massas corretivas para os dois planos escolhidos serão iguais, porém defasadas em 180° . Portanto pode-se escolher tanto os dados medidos no plano 1 como no plano 2 para efeito de cálculo. Com o mesmo procedimento utilizado para correção estática, através da equação 1, pode-se calcular a massa de correção a ser aplicada nos planos de balanceamento.

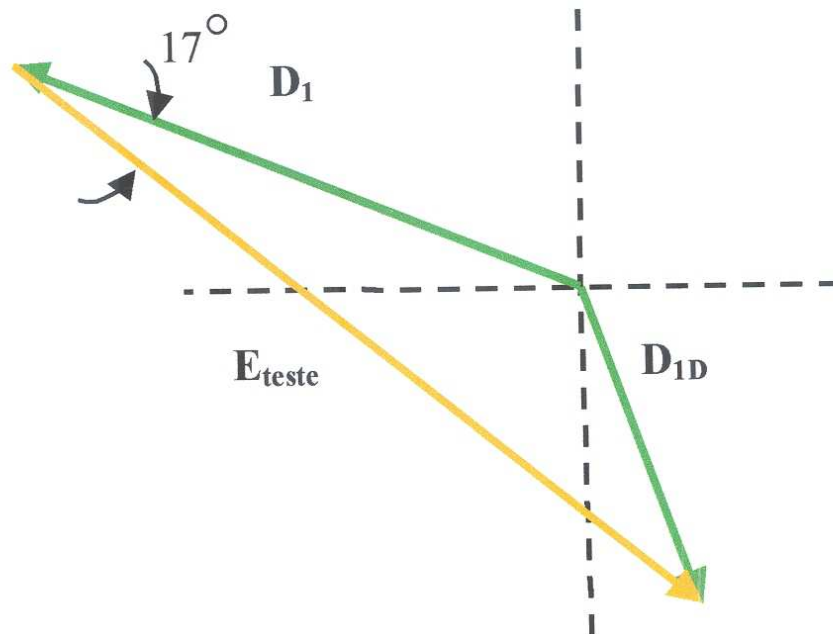


Figura 6.6- Solução para parcela dinâmica

Sejam $|E_{teste}| = 0.326$, $|O_{P1}| = 0.225$, e $|O_{P1D}| = 0.13$, pode-se calcular a massa de correção através da mesma equação utilizada na etapa 4.

Então, a correção é dada através da aplicação da massa corretiva calculada, $M_{correção} = 6.9g$, com defasagem de 17° em relação à posição da massa de teste, como mostra a Fig. 6.6. Para o plano 2, mantém-se a amplitude da massa corretiva, porém com defasagem de 180° em relação à posição da massa corretiva do plano 1.

6.3.Conclusão

O método estático dinâmico puro (*Static – Couple Method*), que é uma solução gráfica aplicada a três planos do sistema rotativo, utiliza balanceamento em um plano (*Single Plane Balancing*) separadamente para a correção das parcelas de desbalanceamento estático e dinâmico puro. O método permite visualização da condição de desbalanceamento, ou seja, quantidade de cada uma das parcelas. Assim sendo, pode-se planejar uma estratégia mais efetiva de correção, ou seja, qual das parcelas deve-se corrigir em primeiro lugar. Segundo Bayley (1997), a vibração residual obtida nos dois planos de medição se comporta de maneira diferente em casos de rotores situados fora dos mancais (*Overhung Rotor*), dependendo dos valores de ângulo fase medidos. Neste caso, se os ângulos forem próximos, a vibração nos mancais será maior, diminuindo a vida útil dos rolamentos. Assim sendo, a visualização da condição de desbalanceamento é importante para a determinação de tolerâncias dinâmicas e estáticas de desbalanceamento. No entanto, segundo Wowk(1995) devido à quantidade de giros necessários, à necessidade de medição precisa dos valores de ângulo fase, e à possíveis ocorrências de efeitos cruzados severos, esta técnica pode em muitas vezes não convergir a um resultado de maneira eficaz e/ou rápida.

6.4.Referências bibliográficas

WOWK(1995), Victor. **Balancing**. U.S.A .: McGraw – Hill Inc.

MITCHELL(1993), John Stewart. **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company.

BAYLEY(1997), David. **Simultaneous readout of both static and dynamic measurements**. U.S.A.: www.schenck-usa.com.

Capítulo 7

0 Protótipo da Máquina de Balanceamento

7.1.Introdução

O processo de balanceamento de um equipamento é normalmente executado de duas maneiras: no local de trabalho do equipamento (campo) também chamado *field balancing*, ou em uma máquina para balanceamento (oficina especializada), conhecido por *shop balancing*. Dependendo do número de rotores a serem balanceados, ou seja, do número de pontos de medição e tempo para análise, torna-se dispendioso para a empresa a contratação de serviços de um especialista para a realização dessa tarefa no local de trabalho do equipamento, Shablinsky (1994). Sendo assim, é interessante a aquisição de uma máquina para balanceamento, que independente do método de cálculo e técnica utilizada, informará o local e quantidade de massa a ser posicionada, para a correção do desbalanceamento. Também é necessário lembrar que, o custo para obtenção de uma máquina de balanceamento é justificado pelas horas em que determinados equipamentos em uma fábrica permaneceriam parados para correção, e pelo aumento dos intervalos de trabalho entre períodos de manutenção programada (Alberto, 1997). Máquinas de balanceamento também são utilizadas nos casos em que o rotor seja inacessível em termos de medição e correção de massas de teste e corretivas.

Existe uma diferença básica entre os dois meios, no que diz respeito a vibração residual medida. Ocasionalmente, um rotor balanceado em uma máquina de balanceamento apresentará maiores níveis de vibração depois de instalado no local de trabalho, do que se tivesse sido balanceado no próprio local de funcionamento. Isso se deve ao fato de que a máquina balanceadora não reproduz os diversos parâmetros, como folgas e tolerâncias de montagem, ajustes dos eixos nos mancais e respectivos valores de rigidez, precisão no alinhamento de eixos acoplados e operações características do equipamento, como fluxo de fluido em bombas e ventiladores. As máquinas balanceadoras, pelo fato de analisarem apenas a componente de vibração referente à força centrífuga causada pela rotação do componente, atingem melhores resultados em termos de distribuição de massa em torno no centro de giro, ao passo que o processo de balanceamento no local de trabalho obtém melhores resultados em termos de vibrações, pois levam em consideração as condições de instalação anteriormente citadas, Wowk (1995).

7.2. Mancais rígidos e mancais flexíveis:

Com relação à configuração dos apoios da máquina de balanceamento, pode-se citar dois tipos principais – máquinas com *mancais rígidos* e máquinas com *mancais flexíveis*

Essa classificação é feita de acordo com a forma de suporte do conjunto a ser balanceado. Esse suporte pode ser rígido ou flexível, sendo que a diferença básica entre as duas é que, com mancais flexíveis o movimento da peça ou conjunto desbalanceado é maior, e com mancais rígidos a vibração gerada pelo desbalanceamento é transmitida para o solo ou base da máquina.

Máquinas com *mancais flexíveis* operam girando a peça desbalanceada acima da frequência natural dos suportes (Fig. 7.1). Devido à flexibilidade, a frequência natural possui valores baixos, normalmente entre 100 e 300 rpm (1.5 a 5Hz), Wowk (1995). Ainda, segundo Wowk (1995), como a máquina opera acima da frequência natural dos seus suportes, o deslocamento produzido está defasado 180° em relação à força produzida pelo *desbalanceamento*. Através da Fig. 7.2, obtida variando-se valores de velocidade angular na Eq.7.2, pode-se notar a variação no ângulo de fase descrita acima.

Sendo $|x|$ o valor de *deslocamento* em [m], $|\theta|$ o valor de ângulo fase em [°], $|e|$ o valor de *excentricidade* da massa desbalanceada em [m], $|m|$ o valor da massa desbalanceada em [kg], $|\omega|$ o valor de *velocidade angular* em [rad/s], $|M|$ o valor de *massa do conjunto* em [kg], $|c|$ o valor de *amortecimento* do sistema, em [Ns/m], e $|k|$ o valor de *rigidez* em [N/m], Rao (1995), Wowk (1995), Hibbeler (1998), obtém-se:

$$x = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{[(k - M \cdot \omega^2) + (c \cdot \omega^2)]^{1/2}} \quad (7.1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{c \cdot \omega}{k - M \cdot \omega^2} \right) \quad (7.2)$$

A Eq.7.1 determina o deslocamento de um sistema, resultante de uma excitação causada por uma força centrífuga gerada através de uma massa desbalanceada. Para estruturas com baixa rigidez, o ponto referente ao deslocamento máximo, ou melhor, à primeira frequência de ressonância, situa-se em uma região de baixa frequência ou velocidade angular (Figs.7.1 e 7.2).

O deslocamento citado é diretamente proporcional à massa desbalanceada e ao raio de localização, e é inversamente proporcional ao peso do rotor e sistema de suportes, Eq.7.1. Devido à inércia, o sistema absorve parte da energia de vibração, gerando menor deslocamento e isolando regiões vizinhas à alocação da máquina, Wowk (1995).

Ainda, em máquinas de mancais flexíveis, o deslocamento é pouco sensível à mudança de rotação (Fig. 7.1), portanto logo acima da frequência de ressonância ele permanece praticamente constante. Então, conclui-se que pode-se obter bons resultados de balanceamento a baixas velocidades de rotação, com utilização de boa instrumentação de medição.

Uma máquina de suportes flexíveis, utilizando correia para transmissão de movimento contorna alguns dos mais frequentes erros que são gerados no processo de balanceamento: imprecisão de fixação, ruído elétrico e transmissão de vibração pela base.

Máquinas que utilizam *mancais flexíveis* precisam ser calibradas de acordo com o peso do rotor ou eixo a ser balanceado, o que não ocorre em máquinas de mancais rígidos. Por outro lado, utilizando-se mancais rígidos, existe a necessidade de uma base ou fundação rígida e massiva.

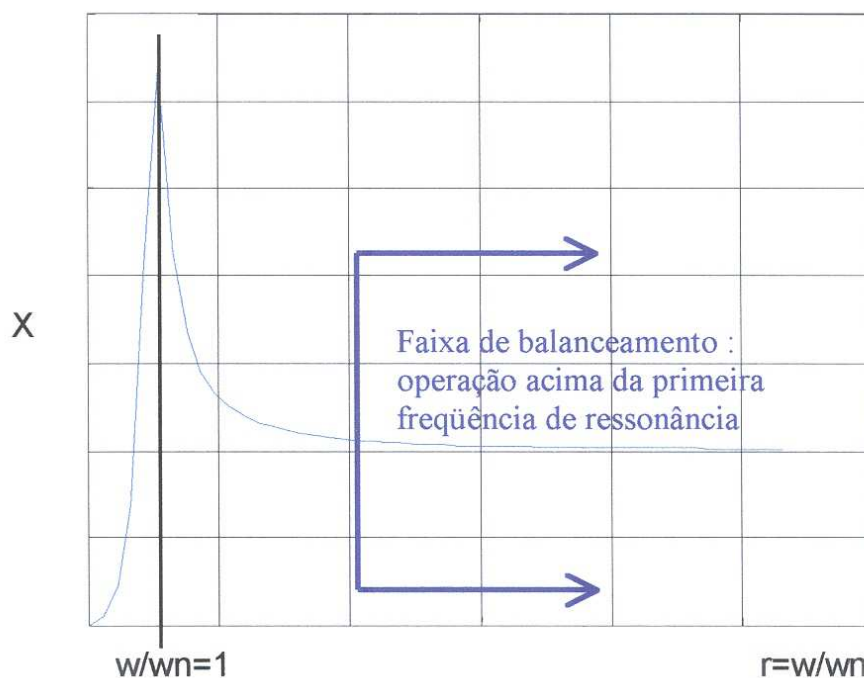


Figura 7.1- Deslocamento em mancais flexíveis

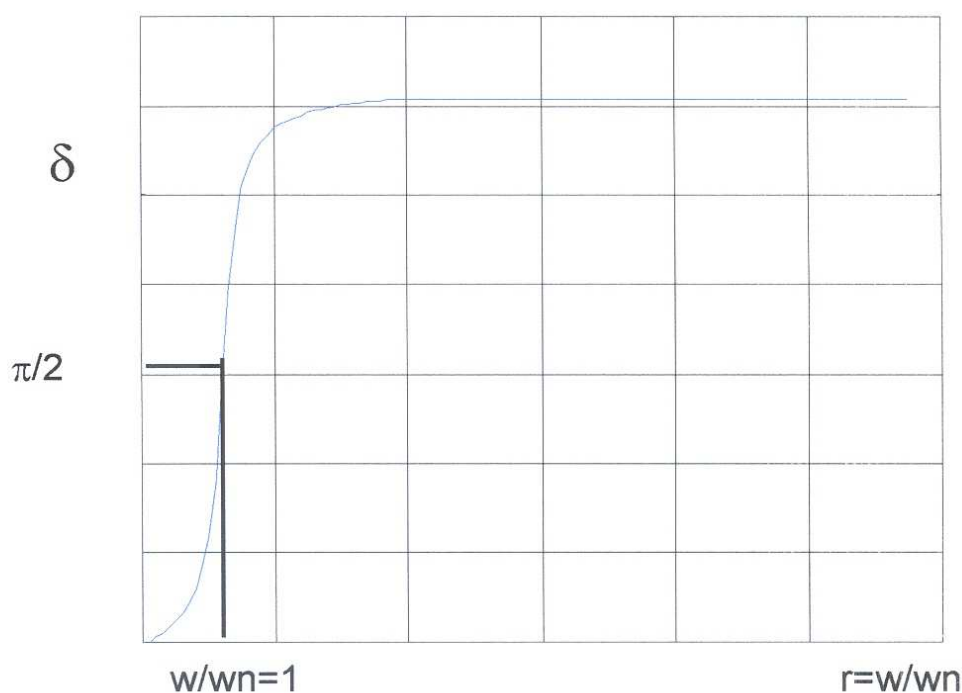


Figura 7.2- Variação do ângulo fase em mancais flexíveis em função da variação da velocidade angular

Já as máquinas com mancais rígidos são projetadas para operar abaixo da frequência de ressonância dos seus suportes, que é geralmente alta, na ordem de 30000 a 120000 rpm (500 a 2000Hz). Portanto, a frequência de ressonância dos suportes nunca é atingida, ou seja, o deslocamento está em fase com a massa desbalanceada, como pode ser visto na Fig. 7.3 e Fig. 7.4. O efeito que uma massa excêntrica alocada em um plano exerce no plano da outra extremidade, no caso de balanceamento em 2 planos, é fácil de ser trabalhado, Wowk (1995).

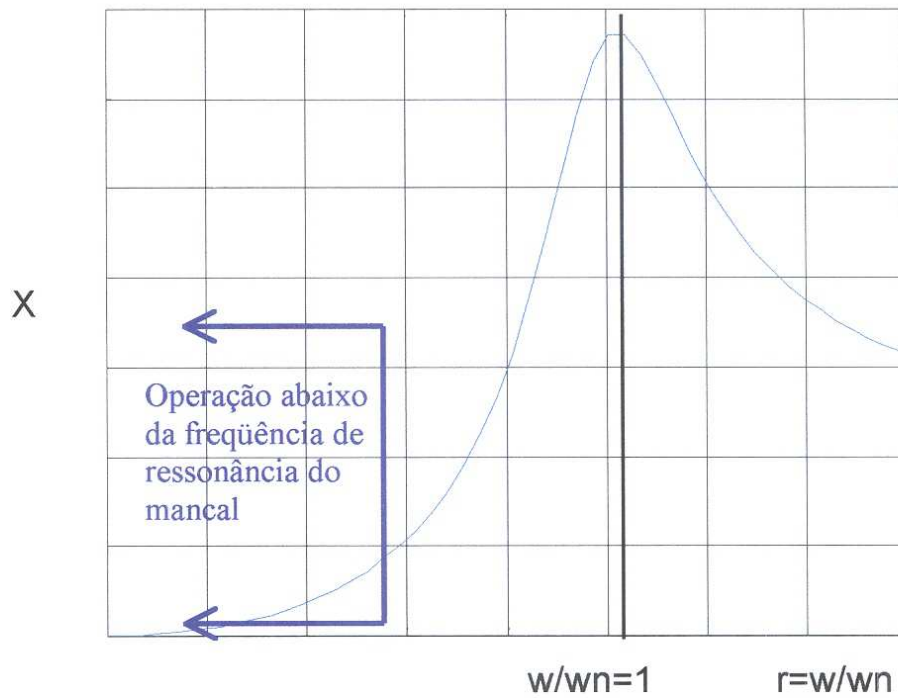


Figura 7.3- Deslocamento em mancais rígidos

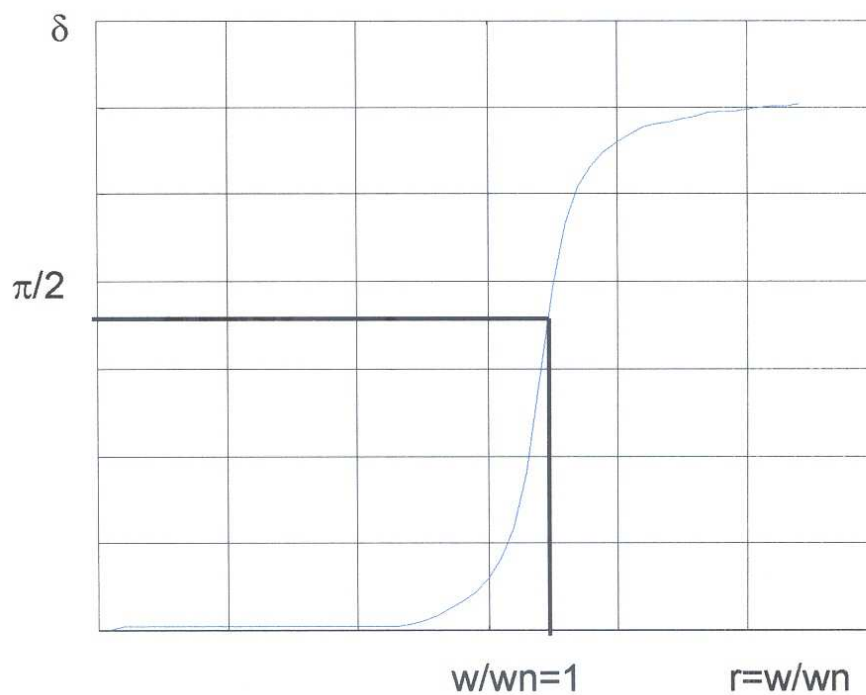


Figura 7.4- Variação do ângulo fase em mancais rígidos em função da variação da velocidade angular

Em máquinas de mancais rígidos, o movimento capturado pelos sensores depende da massa desbalanceada, raio de localização e velocidade de rotação. Sendo assim, não importa o peso do sistema a ser analisado, fazendo desnecessária a calibração de acordo com o peso do rotor.

A fundação massiva e rígida serve para alguns propósitos: fixação, para que a máquina não saia da sua posição dependendo do nível de vibração gerado, não transmitir vibração para áreas vizinhas e não deixar que os sensores sejam influenciados por vibrações de áreas vizinhas (amortecimento).

Uma das grandes vantagens dos equipamentos de mancais rígidos, é que podem reproduzir mais fielmente as condições de trabalho dos rotores a serem balanceados.

Resumidamente, as máquinas com mancais flexíveis e rígidos apresentam as características mostradas na Tab. 7.1, Wowk (1995).

Tabela 7.1 – Vantagens / desvantagens – mancais rígidos e mancais flexíveis

	Vantagens	Desvantagens
Mancais flexíveis	1. Tipo mais sensível ao efeito do desbalanceamento; 2. Inércia do rotor absorve energia de desbalanceamento; 3. Não é afetado por atividades próximas; 4. Instrumentação mais simples; 5. Pouco afetado por ruído; 6. Boa sensibilidade mesmo operando a baixas velocidades de operação; 7. Pode ser movida do local facilmente. 8. Fácil percepção de melhorias (<i>hand – calibration</i>)	1. Requer calibração para cada peso de rotor; 2. Movimento grande através da região de ressonância; 3. Massa de sistema de suporte pode minimizar sensibilidade;
Mancais rígidos	1. Calibração permanente; 2. Absorve altos valores de desbalanceamento inicial; 3. Leitura direta de desbalanceamento; 4. Sem defasagem de sinal; 5. Efeito cruzado facilmente detectado; 6. Mais indicado para produção devido a pequenos deslocamentos; 7. Mais adequado para balanceamento de rotores flexíveis;	1. Menor sensibilidade; 2. Fundação massiva e rígida; 3. Instrumentação mais sofisticada; 4. Afetado por atividades próximas; 5. Operação a altas rotações; 6. Não indicado para movimentação;

7.3. Configurações da máquina:

Com relação à maneira de colocar a peça a ser balanceada em movimento, podem ser citadas duas principais: através de *junta universal* ou *acoplamento*, ou *correia*.

O primeiro método tem a vantagem de transmitir mais torque com maior rapidez. Por outro lado, necessita-se de precisão e baixíssimos níveis de desbalanceamento da junta, para não introduzir erros no processo de balanceamento. Segundo H. Ota (1984a, 1984b, 1986) e M. Saigo (1984), citado por M. Xu e R.D. Marangoni (1990, 1994a, 1994b), vibrações laterais aumentam quando o motor gira com velocidade angular próxima de um dos submúltiplos das frequências naturais angulares do sistema de rotor. O desalinhamento, que pode ser angular, paralelo, ou uma combinação dos dois, ocorre quando os eixos da máquina motriz e máquina motora não estão na mesma linha de centro. Devido a este fato, a velocidade e aceleração do eixo movimentado variam, ocorrendo variações nos sinais medidos, dificultando a análise. Portanto, sob estas circunstâncias esse não é o meio mais adequado para máquinas de manutenção para balanceamento.

Transmissão de desbalanceamento, desalinhamento e forças laterais para o sistema de rotores não é problema quando utiliza-se transmissão por *correias*, contanto que nenhuma das polias esteja girando na mesma rotação do rotor, Wowk (1995). Sistemas com correia, cuja transmissão de rotação ao sistema de rotores se deve ao atrito existente entre os dois componentes, produzem melhores níveis de balanceamento atribuído a maiores níveis de sensibilidade. Correias geram níveis de sensibilidade de até $5\mu\text{in}$, ao passo que acoplamentos trabalham normalmente com $25\mu\text{in}$ de sensibilidade.

O sistema de contato entre o eixo e a máquina pode ser feito através de dois rolamentos, bloco em V (*V-Block*), ou bloco em semi- círculo (*Half-sleeve bearing support*), como mostra a Fig.7.5.

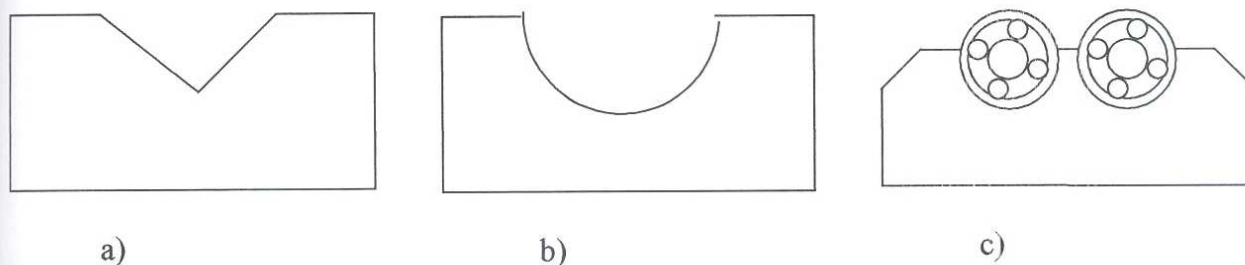


Figura7.5- Sistemas de contato – a)*V-block* b)*Half-sleeve* c)rolamentos

No caso do suporte com rolamentos, a diferença de velocidade entre os mesmos e o eixo a ser balanceado deve ser de pelo menos 60rpm. Já a diferença entre diâmetros deve situar-se em pelo menos 10%, Wowk(1995), Schenk Trebel (www.schenck-usa.com).

Com relação ao sistema de suporte do eixo, os rolamentos devem estar alinhados para que se tenha uma linha de contato, e não apenas contato pontual, o que ocasionaria desgaste do eixo analisado. É necessário restringir também o movimento do eixo na direção vertical, pois devido a desbalanceamentos existentes, o eixo pode se mover em relação aos suportes (rolamentos). A correia ajuda a evitar esse movimento, mas pode tornar-se perigoso em caso de rompimento.

7.4. O protótipo da máquina de balanceamento

As máquinas de balanceamento comerciais normalmente são projetadas para trabalhar em duas configurações diferentes: com apoios rígidos ou com apoios flexíveis. O protótipo de máquina de balanceamento construído foi projetado para trabalhar nas duas configurações com pequenas mudanças no sistema de apoio. Estas duas configurações possibilitam a comparação dos resultados de balanceamento obtidos com apoios rígidos e flexíveis e é claramente verificada com os resultados experimentais. Este protótipo pode ser visualizado na Fig.7.6.

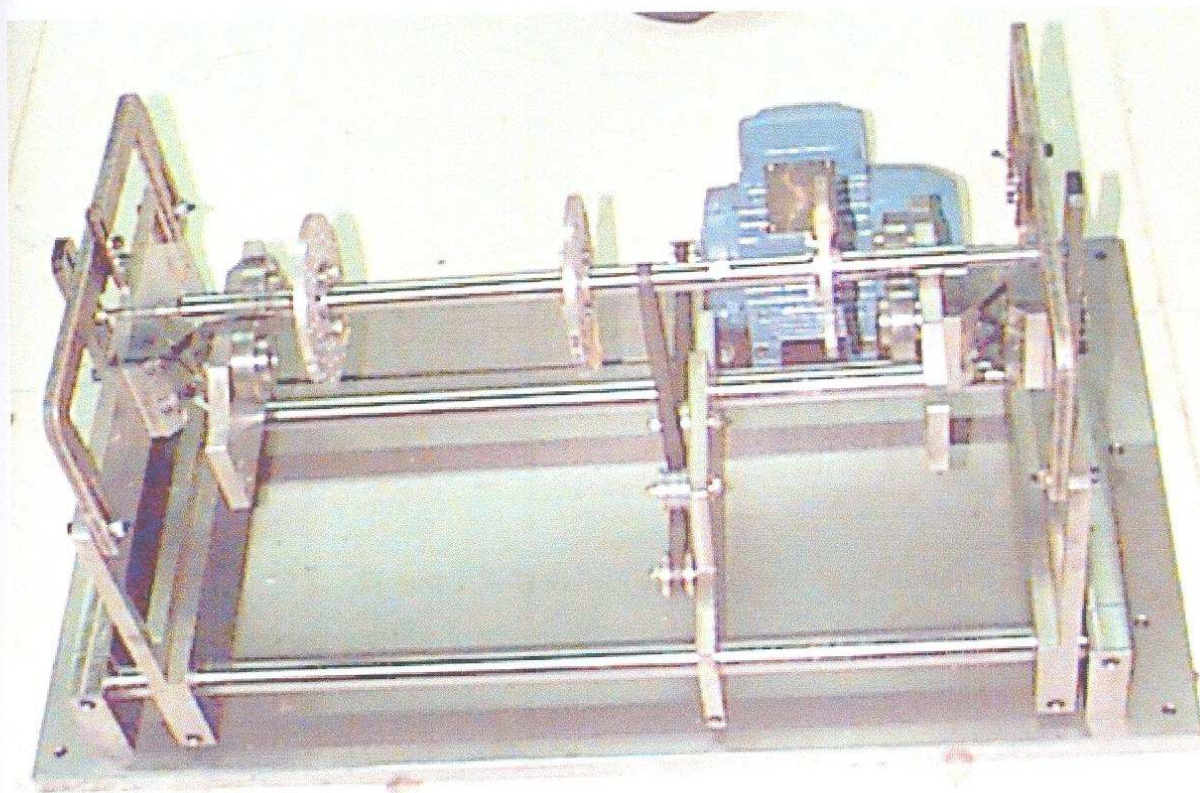


Figura 7.6- Protótipo da máquina de balanceamento com mancais rígidos e flexíveis

Os problemas de desalinhamento e de transmissão de forças distintas do desbalanceamento são contornados utilizando transmissão por correia e o rotor desbalanceado é apoiado em rolamentos, Fig.7.7. Um motor elétrico com potência de $\frac{1}{4}$ Hp é utilizado para acionamento do sistema. O motor é montado em guias deslizantes que permite a sua movimentação sobre a base fixa da máquina e a sua velocidade é controlada com uso de inversor de frequência comercial.

Os apoios também são montados sobre guias (dois eixos maciços de aço) que permitem ajustar o comprimento entre os apoios para facilitar a colocação dos rotores desbalanceados, Fig.7.7. Os movimentos verticais e axiais do eixo são contidos com apoios ajustáveis, Fig.7.8.

Também, para que não ocorram interferências de medição, é obedecida a diferença de rotação entre as polias e o eixo desbalanceado. Os rolamentos de suporte também possuem diâmetro superior ao diâmetro do eixo utilizado nos experimentos.

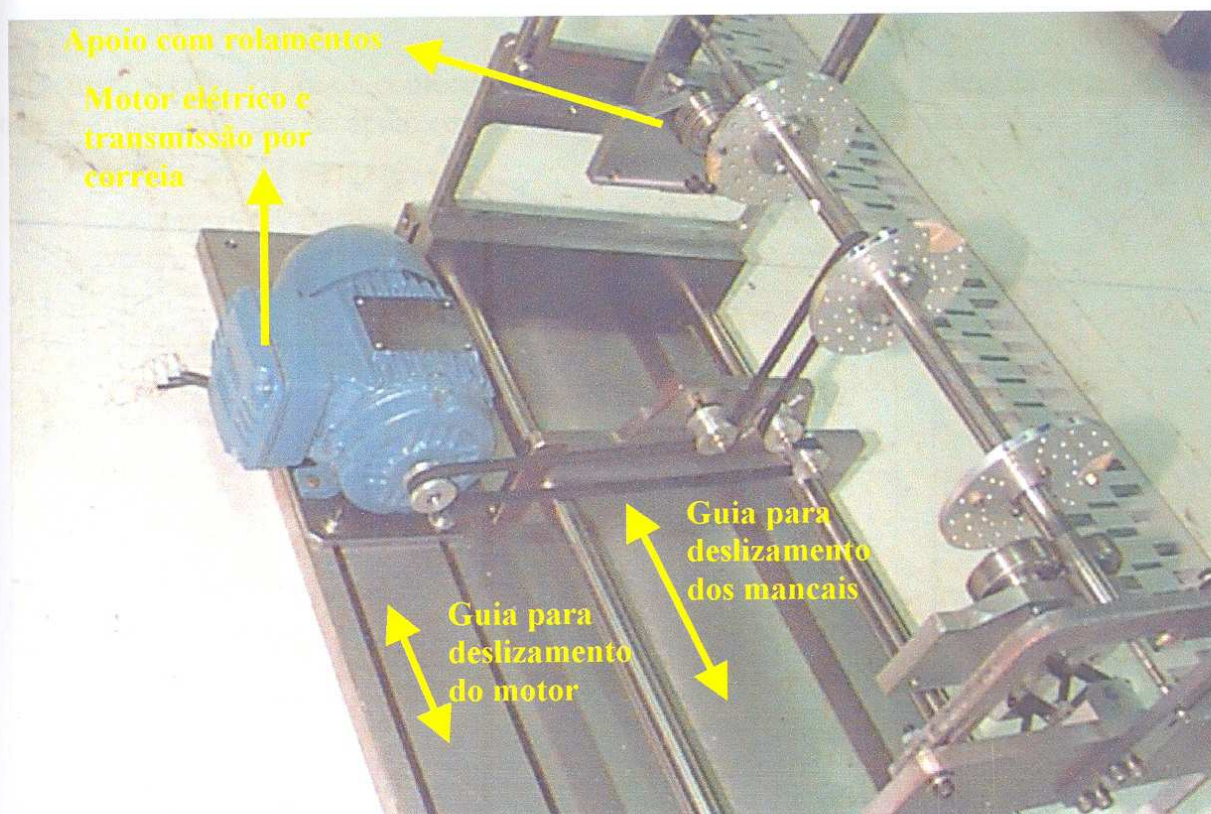


Figura 7.7- Detalhes construtivos do protótipo

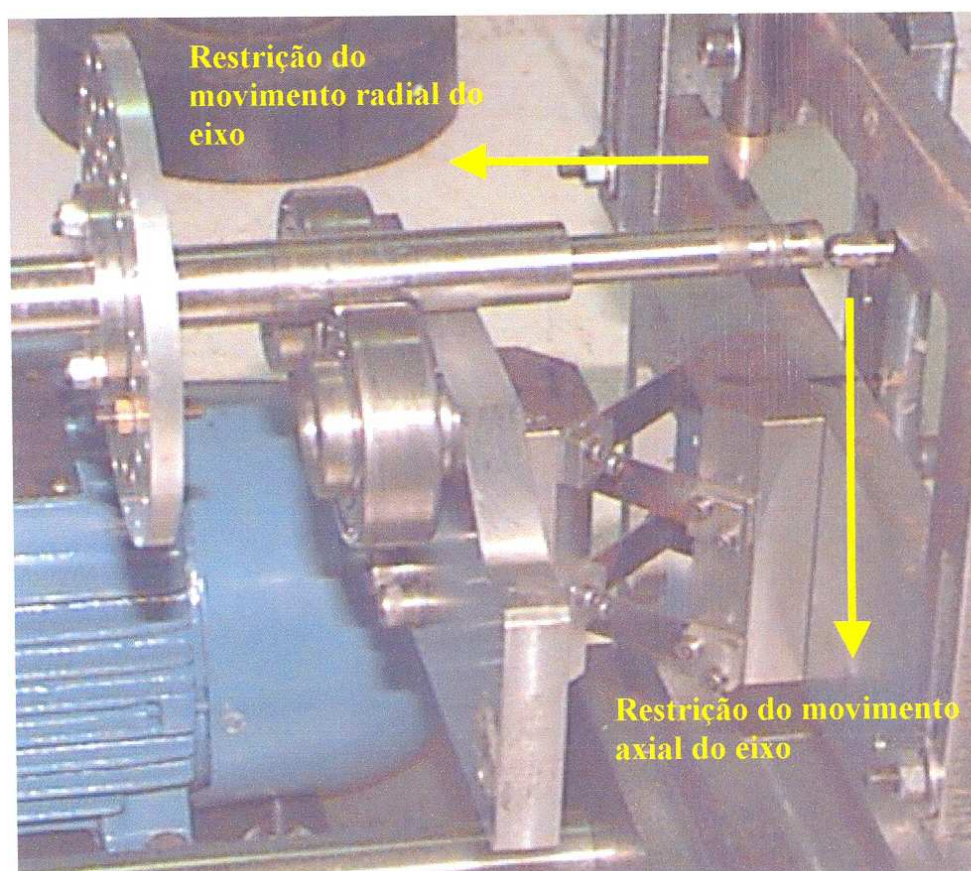


Figura 7.8- Detalhes dos apoios para restrição do movimento radial e axial da peça

- Apoios *rígidos*:

Os mancais *rígidos* foram confeccionados com chapas de aço de $\frac{1}{2}$ polegada de largura na região de medição e fixação do apoio com rolamentos, e 1 polegada na região de base, Fig.7.9a e b.

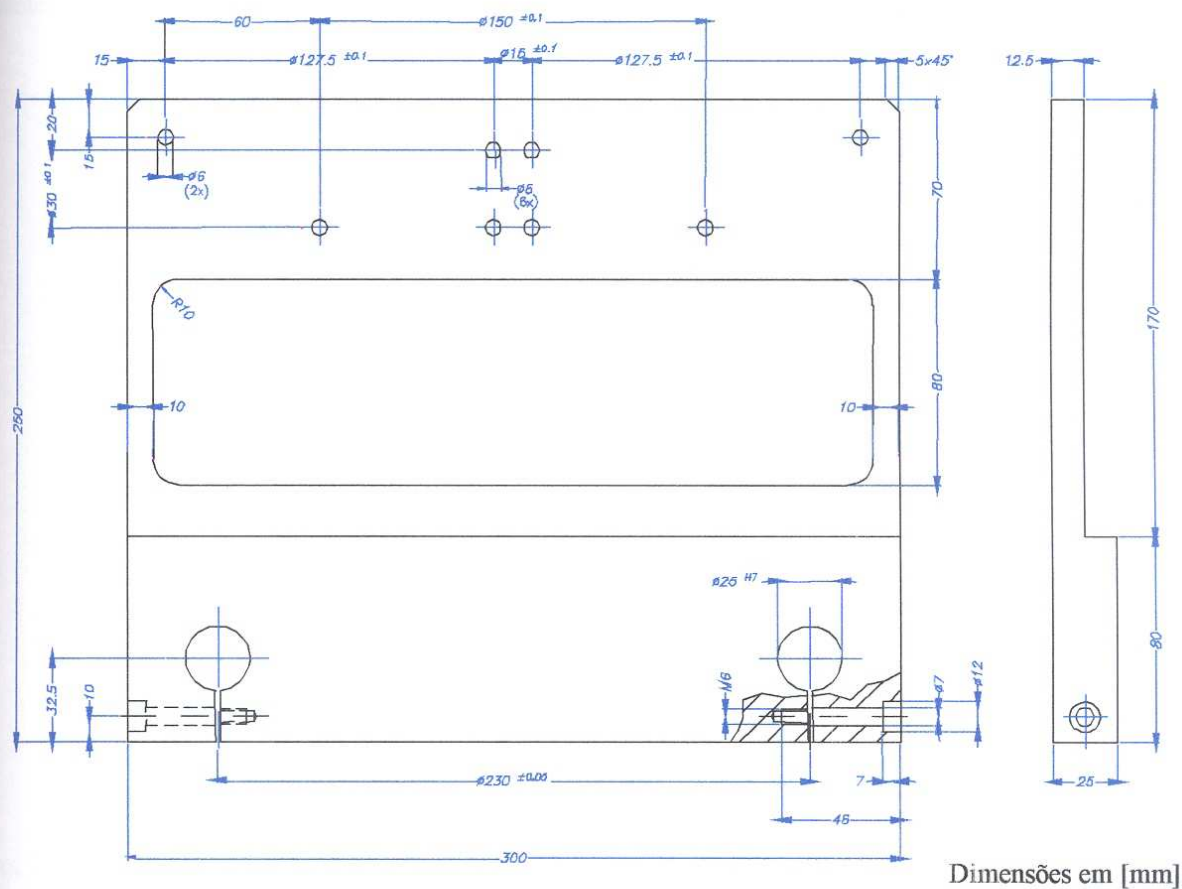


Figura 7.9a- Dimensões do sistema de mancal rígido

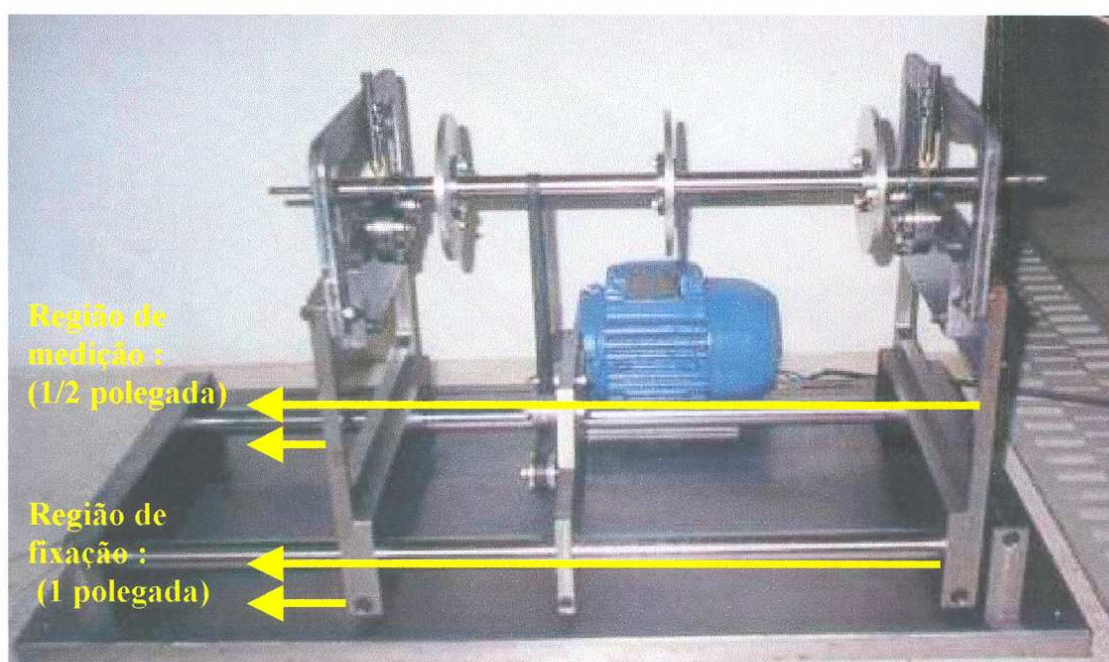


Figura 7.9b- Perfil do protótipo da máquina – detalhe dos mancais rígidos

A simulação numérica com uso de elementos finitos (Algor), Fig.7.10(a,b), mostra que a primeira frequência natural do apoio é em torno de 50 Hz. Os cálculos foram realizados utilizando elemento do tipo brick (hexaedro linear), 4363 nós e 3072 elementos. A densidade do material é de $7.7 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$. O valor da primeira frequência obtida foi confirmada através da análise de resposta em frequência (Fig. 7.11), com utilização do martelo de impacto e acelerômetro instalado na região do mancal.

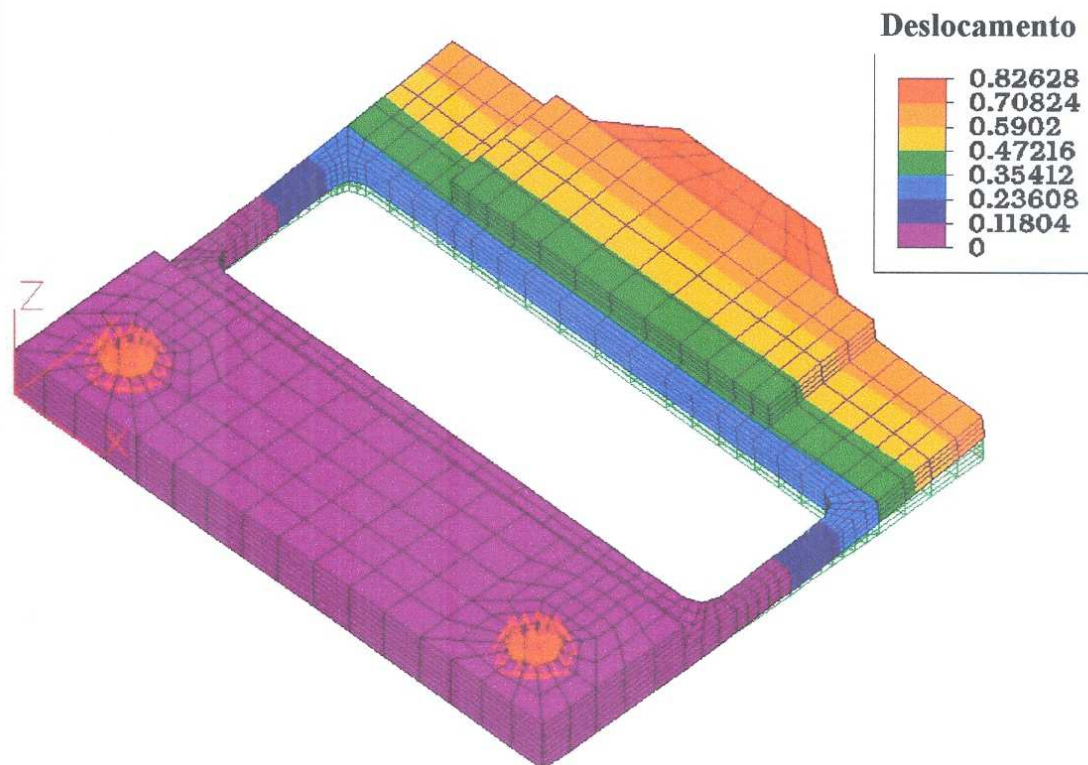


Figura 7.10a- Modo referente à 1ª frequência natural obtida através de elementos finitos

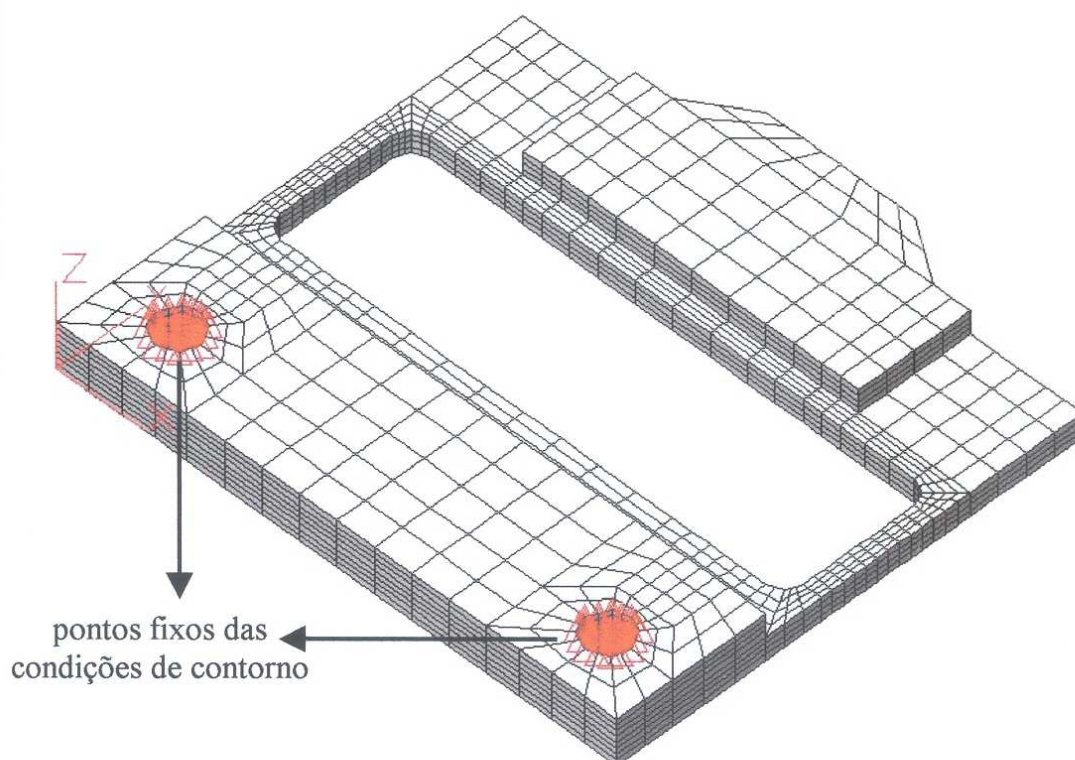


Figura 7.10b- Detalhe do modelo de simulação e pontos de referência para condições de contorno

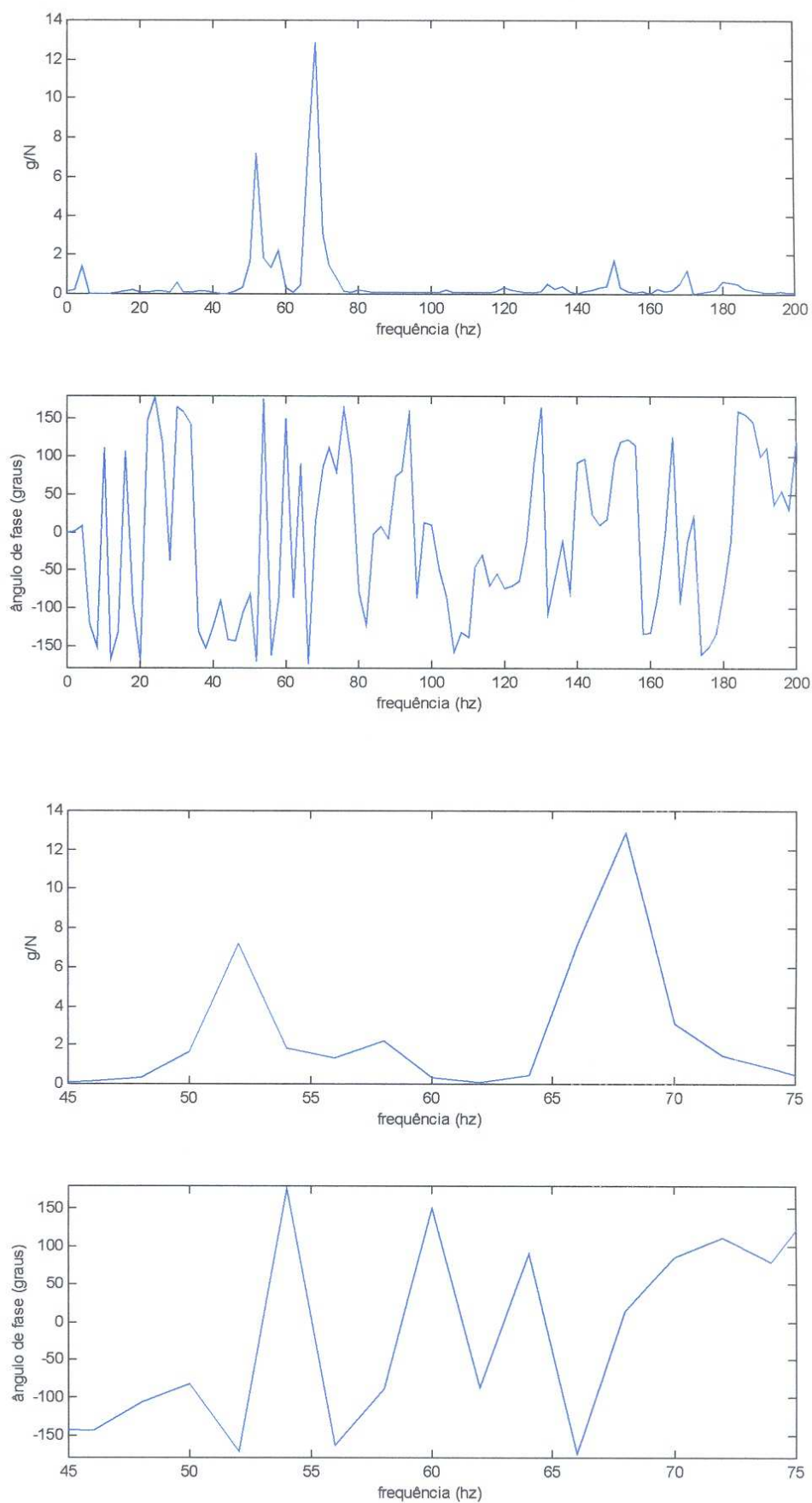


Figura 7.11- Resposta em frequência e variação do ângulo de fase do suporte submetido a ensaio com martelo de impacto – 0 a 200 Hz (gráfico superior) e faixa de 45 a 75Hz (1ª frequência)

- Apoios *flexíveis*:

Os mancais *flexíveis* são projetados de forma a permitir movimentação em apenas um plano (plano horizontal). Estes mancais foram confeccionados com pequenas lâminas de aço mola 40 HRC (Fig.7.12b) com largura de 12 mm e espessura de 0.7 mm dispostas na forma de X e fixadas rigidamente na base de aço, Fig.7.12a, Fig.7.13.

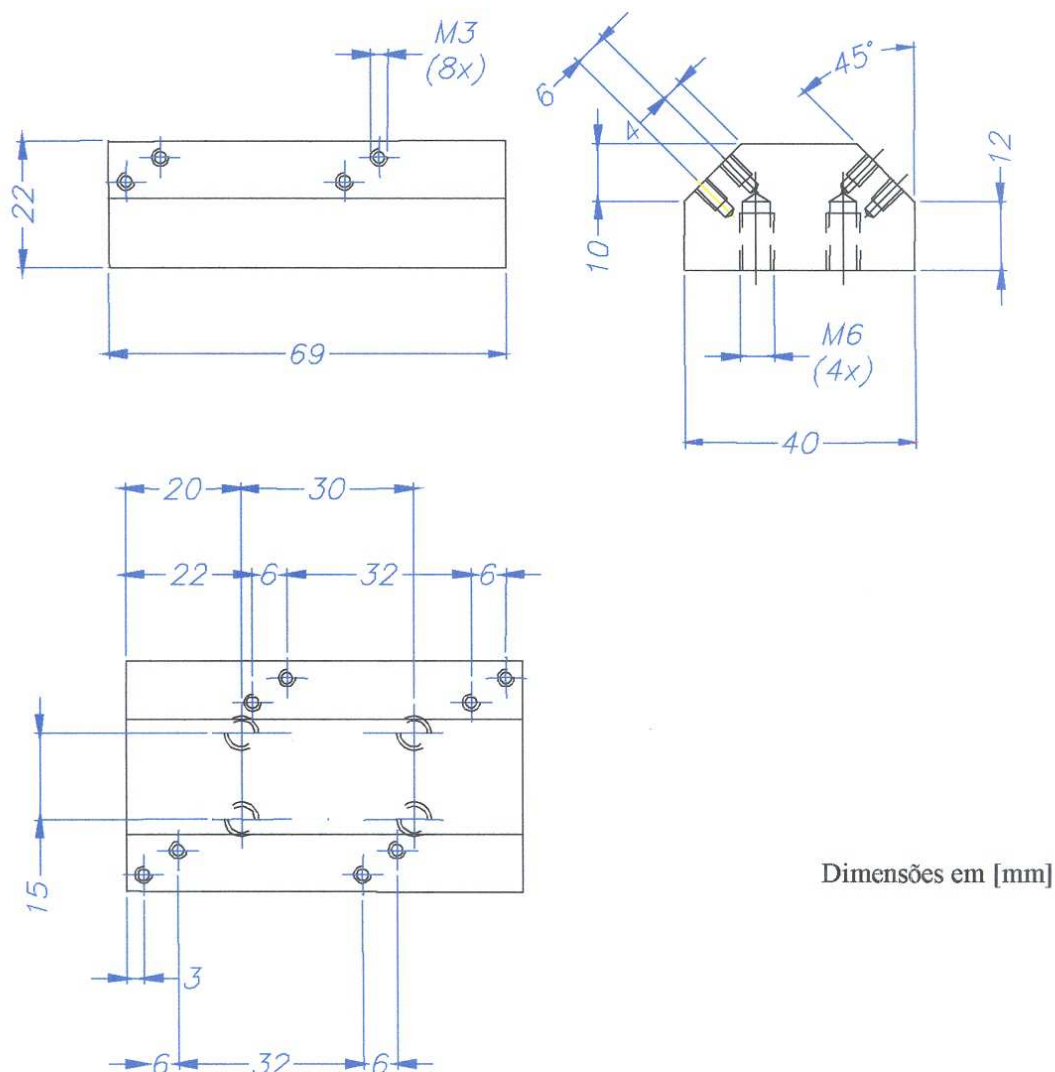


Figura 7.12a- Dimensões do bloco de fixação do sistema de apoios flexíveis parte rígida

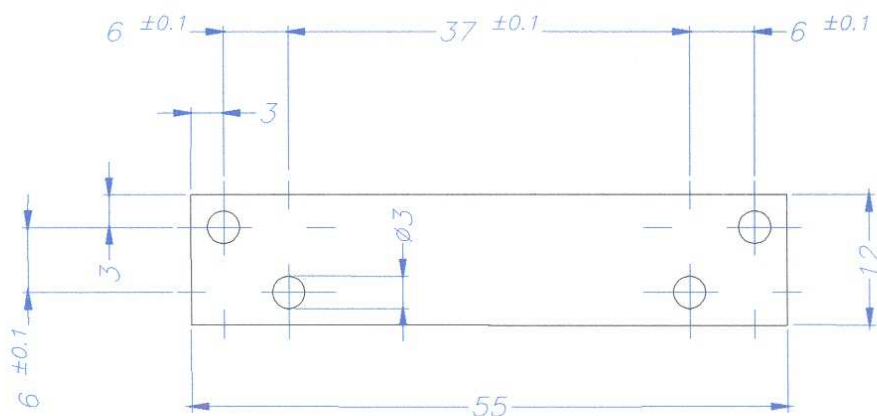


Figura 7.12b- Dimensões da chapa de aço mola – parte flexível

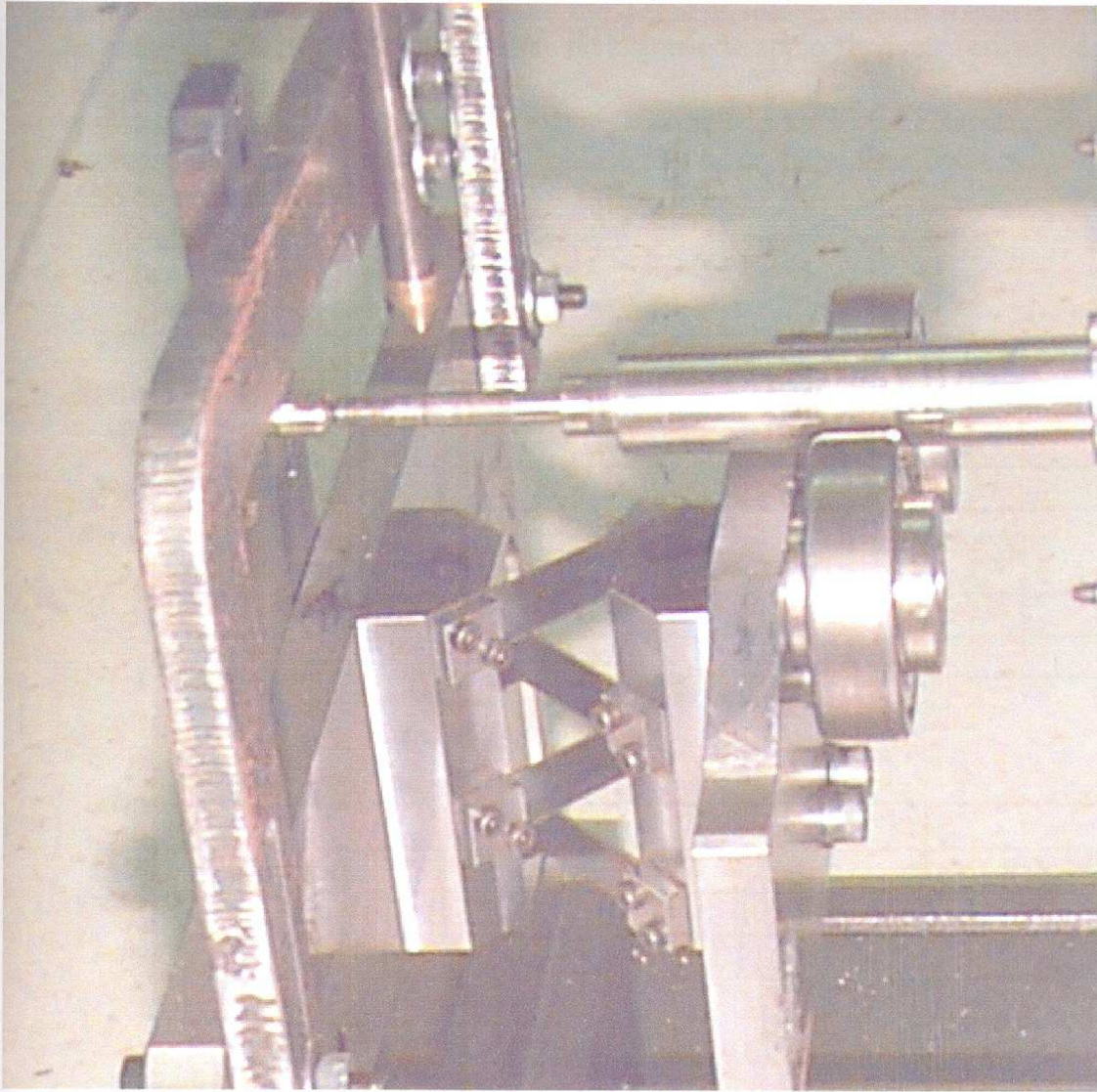


Figura 7.13- Sistema de apoios flexíveis montado no protótipo da máquina

Experimentalmente, com aplicação de um pequeno deslocamento inicial e medição de resposta com acelerômetro instalado diretamente no sistema de apoio flexível, verificou-se que esta frequência está próxima de 5.3 Hz, Fig. 7.14.

Lembra-se que o sistema de mancais flexíveis é projetado de forma a garantir baixa rigidez, para que o processo de balanceamento seja realizado acima da primeira frequência natural, como foi citado no início do capítulo.

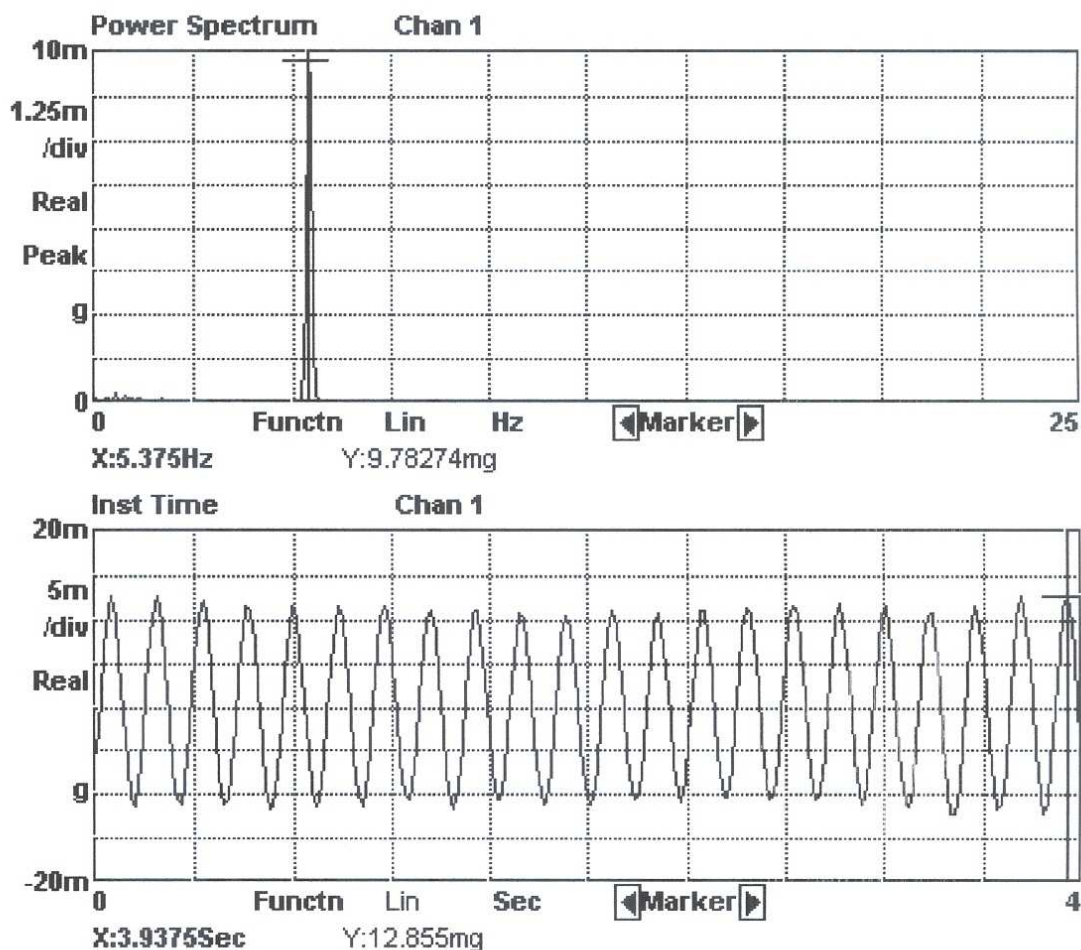


Figura 7.14- Gráfico de resposta obtido através de aplicação de deslocamento inicial e acelerômetros instalados no mancal flexível

7.5. Conclusão

Com exceção dos instrumentos de medição, o sistema de balanceamento apresenta custo relativamente baixo, e conforme mostram os dados obtidos experimentalmente (Capítulo 8) os resultados de correção de desbalanceamento são confiáveis, provando que não é necessário um alto investimento para a produção deste tipo de equipamento.

O protótipo, fabricado sem usinagem de precisão, oferece bons resultados nas duas configurações, apoios rígidos ou flexíveis. Como fatores de contribuição para o bom rendimento podem ser citados a utilização de correia, responsável por aumento na sensibilidade, e inversor de frequência, responsável pela estabilidade na velocidade de operação.

O equipamento é prático, permitindo regulagem das diversas partes, como os apoios de mancais, sistemas de restrição de movimento axial e radial (vertical), polia esticadora. Com isto, pode-se efetuar balanceamento de peças de diferentes dimensões, através de pequenos ajustes das partes móveis da máquina.

De acordo com a literatura, Wowk(1995), a faixa de operação onde pode-se obter valores confiáveis de correção encontra-se logo após a primeira frequência de ressonância. Através de resultados obtidos na parte experimental do trabalho (Capítulo 8), o sistema de mancais flexíveis do protótipo apresenta uma faixa de operação a partir de 8 Hz (480 RPM), pois sua primeira frequência de ressonância situa-se próximo de 5.3 Hz (320 RPM).

Através de simulação em elementos finitos (Algor) e experimentação, foi verificado que o sistema de apoios rígidos possui frequências naturais abaixo do objetivo. Esse fato é causado pela pequena espessura e região vazada do apoio rígido, e resulta em diminuição da faixa de operação nessa configuração. Experimentalmente, foram obtidos resultados confiáveis em frequências de operação de até 30 Hz (1800 RPM), Capítulo 8.

7.6. Referências bibliográficas:

RAO(1995), Singeresu S. **Mechanical Vibrations**. U.S.A. : Addison – Wesley Publishing Company, Inc.

WOWK(1991), Victor. **Machinery vibration : Measurement and analysis** . U.S.A .: McGraw – Hill Inc.

WOWK(1995), Victor. **Balancing**. U.S.A .: McGraw – Hill Inc.

MITCHELL(1993), John Stewart. **Introduction to machinery analysis and monitoring**. 2. ed. Oklahoma, U.S.A.: PennWell publishing company.

OTA, H.; KATO, M.(1984). **Lateral vibrations of a rotating shaft driven by a universal joint**. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, p.2002-2007, vol. 27.

OTA, H.; KATO, M.(1984). **Even multiple vibrations of a rotating shaft due to secondary moment of a universal joint**. Proceedings of the Third International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, Institution of Mechanical Engineers , London, p.199-204.

OTA, H.; KATO, M.(1986). **Unstable and forced vibrations of na asymmetrical shaft driven by a universal joint**. Proceedings of the International Conference on Rotordynamics, Tokyo, Japan, p.493-498.

XU, M.; MARANGONI, R.D.(1990). **Flexible couplings : study and application**. Shock and vibration digest, p.3-11, vol. 22.

XU, M. ; MARANGONI, R. D.(1994). **Vibration analysis of a motor – flexible coupling –rotor system subjected to misalignment and unbalance, part I : Theoretical model and analysis**. Journal of Sound and Vibration, Pennsylvania, U.S.A. , p.663-679 , vol. 176.

XU, M. ; MARANGONI, R. D. (1994). **Vibration analysis of a motor – flexible coupling –rotor system subjected to misalignment and unbalance, part II : Experimental validation**. Journal of Sound and Vibration, Pennsylvania, U.S.A . p.681-691 , vol. 176.

IWATSUBO, T; SAIGO, M.(1994). **Transverse vibration of a rotor system driven by a Cardan Joint**. Journal of Sound and Vibration, p. 9-18, vol. 95.

Capítulo 8

Experimentos e Resultados

8.1.Introdução

Para comprovação da eficácia dos diversos métodos citados na parte teórica, verificação e comparação de eficiência dos tipos de apoio e instrumentos de medição utilizados, foram realizados alguns experimentos utilizando o protótipo de máquina de balanceamento descrito no capítulo anterior.

O aparato experimental permite a regulagem do desbalanceamento simulado, através da adição de massa em posições angulares e radiais conhecidas. Com isso, pode-se estimar a posição e quantidade aproximada de massa corretiva resultante dos cálculos utilizados nos diversos métodos aplicados.

A comparação é feita entre os resultados obtidos através da utilização de diferentes instrumentos de medição, como *acelerômetro*, sensor de deslocamento *proximeter*, e *relógio comparador*; compara-se também os resultados obtidos em diferentes faixas de operação - mancais flexíveis e rígidos - e também dos métodos corretivos, explorando técnicas pouco citadas na literatura, como o método das sete medições (*two plane balancing without phase measurement*) e método estático dinâmico puro (*static – couple method*).

8.2.Procedimento experimental

Para a realização dos experimentos e comparação dos resultados obtidos com as diversas técnicas de balanceamento com apoios rígidos e flexíveis, foi construído o sistema de rotor ilustrado na Fig. 8.1.

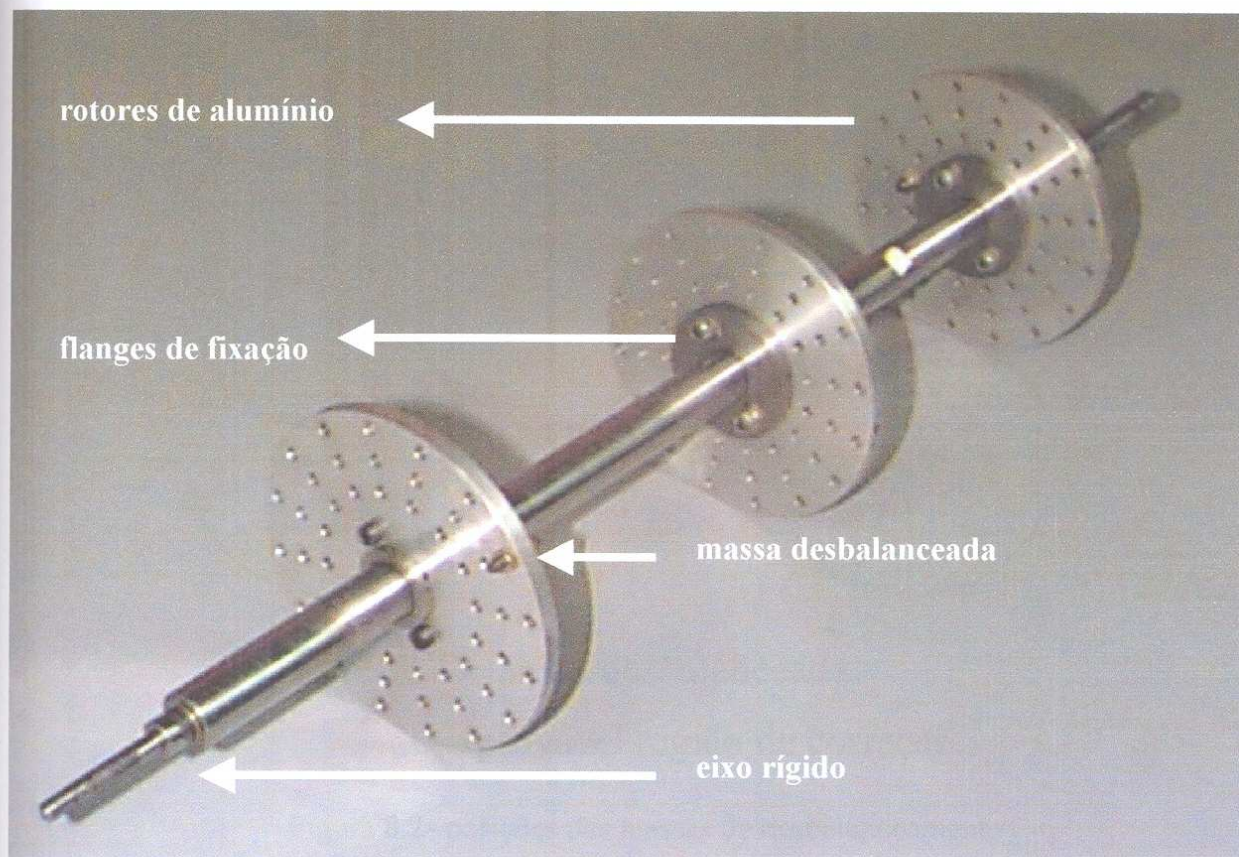


Figura 8.1- conjunto de rotores – eixo, flanges, discos

Os componentes do sistema de rotores, ou seja, eixo, discos e flanges de fixação não foram balanceados antes do procedimento experimental. Apesar de apresentarem uniformidade na geometria, esses componentes geram uma parcela inicial de desbalanceamento devido a presença de parafusos de fixação, furos e canal usinado no eixo para medição de ângulo fase.

Os três rotores são de alumínio com espessura 5mm, diâmetro externo de 60mm e com furos de 4mm para a fixação com parafusos das massas que provocam o desbalanceamento inicial, Fig.8.1. Os furos são espaçados de 10mm e ângulo de 22.5° . Estes três discos estão fixados no eixo através de flanges aparafusadas. O eixo é maciço (aço) com diâmetro de 18 mm.

As massas que provocam o desbalanceamento inicial (além do desbalanceamento original do eixo) foram colocadas nas posições ilustradas na Fig.8.2. Portanto, pode-se estimar a localização das massas de balanceamento que deve ser obtida nos cálculos referentes às diversas técnicas de correção utilizadas.

Também, para realização das etapas de balanceamento, foram instaladas massas de teste nas posições descritas através da Fig.8.3.

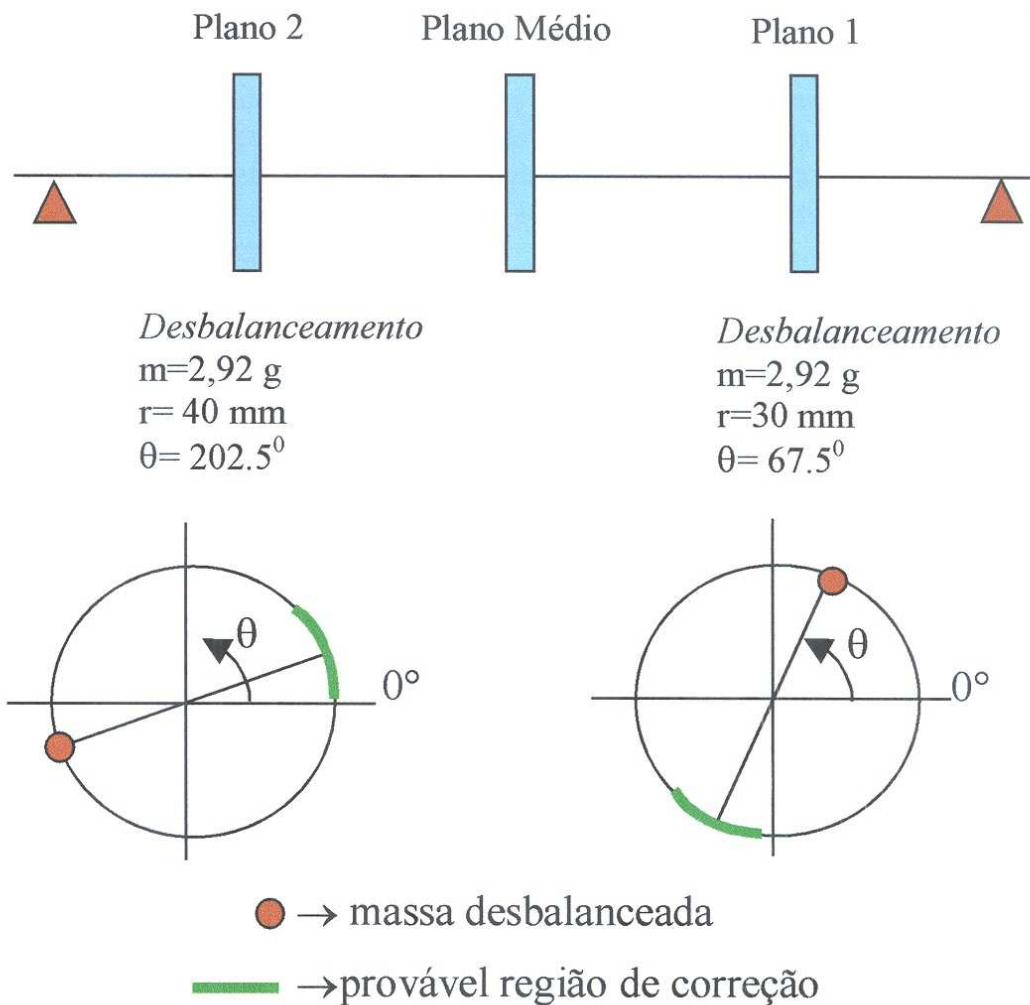


Figura 8.2- posições das massas de desbalanceamento

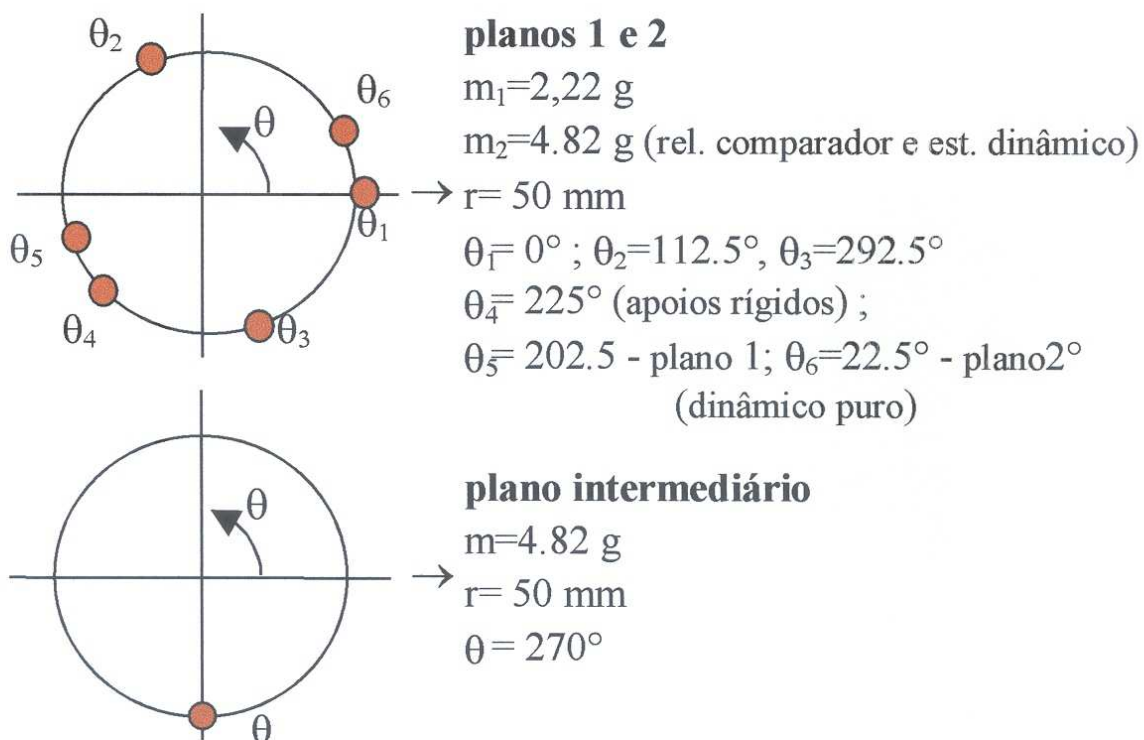


Figura 8.3- posições das massas de teste

O sistema de medição é composto por um analisador de espectros com 16 canais, conjunto de sensores do tipo *proximeter* com fonte para alimentação de tensão -24VDC e acelerômetros. Os sensores *proximeter* são utilizados na configuração flexível da máquina, para medição de deslocamento e ângulo de fase. São instalados três sensores, sendo dois utilizados para medição de deslocamento, e um como referência (*trigger sensor*), Fig.8.4. Com a utilização da configuração rígida da máquina, é necessária a instalação de acelerômetros na parte lateral dos apoios rígidos para medição de vibração, Fig.8.5.

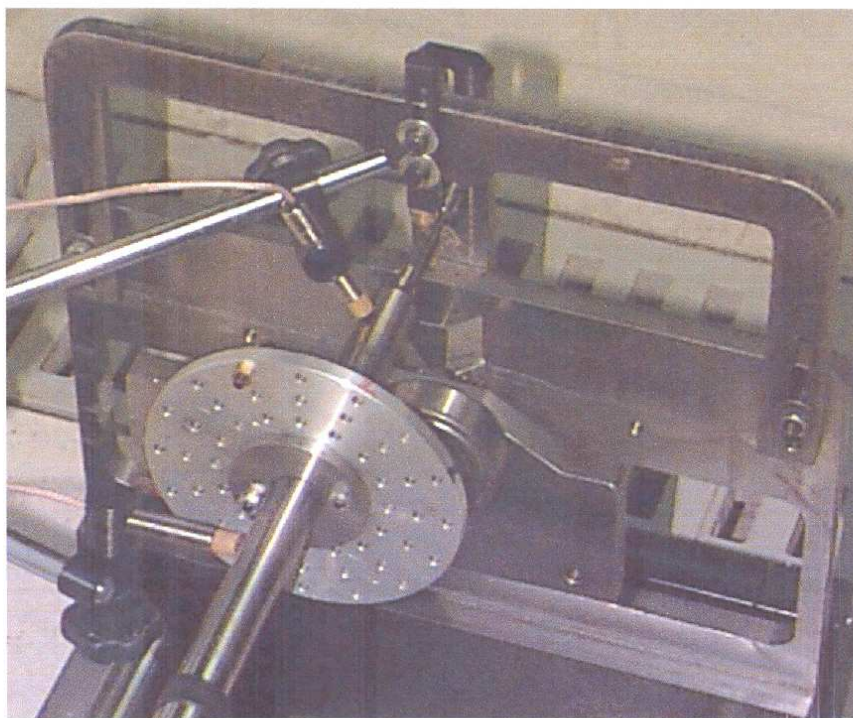


Figura 8.4- medições com sensor do tipo proximeter

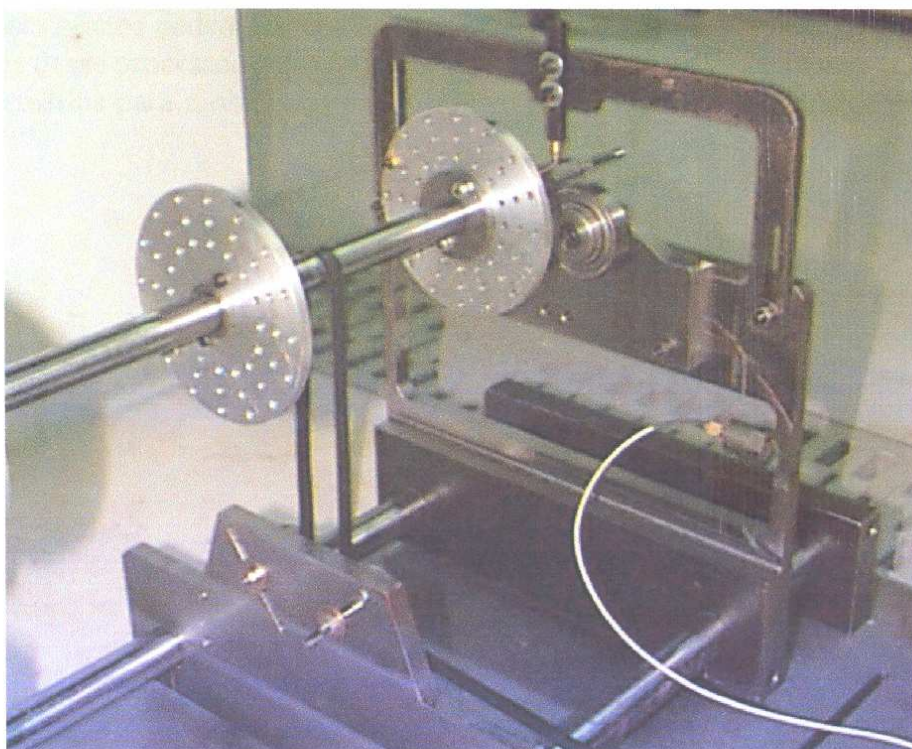


Figura 8.5- medições com sensor do tipo acelerômetro

8.3. Resultados com apoios flexíveis

Descreve-se em seguida o procedimento de balanceamento com uso do Método das Sete Medições. Os resultados experimentais mostrados na Tab.8.1 foram obtidos com apoios flexíveis e a amplitude de vibração foi medida *visualmente* com relógio comparador convencional instalado na parte lateral do sistema flexível. A rotação foi mantida constante a 13Hz (780 RPM) através da utilização de um inversor de frequência comercial, e as medições foram obtidas instalando-se a massa m_2 nas posições angulares θ_1 θ_2 θ_3 , como indica a Tab.8.1 e Fig.8.2.

Tabela 8.1 – Medições com relógio comparador convencional.

Apoio: Flexível			Frequência de operação: 13.0 Hz	
Medição n°	massa teste plano	Ângulo [°]	Plano 1	Plano 2
			Amplitude [mm]×10 ⁻²	Amplitude [mm]×10 ⁻²
0	-	-	8	7
1	1	0	20	17
2		112.5	23	6
3		292.5	10	15
4	2	0	3	21
5		112.5	11	29
6		292.5	9	31

De posse destes dados experimentais são traçados os círculos descritos no capítulo 5, conforme ilustram as Figs.8.6 a 8.9. Para simplicidade e rapidez do processo de cálculo, todos os dados de medição citados na Tab.8.1 são alimentados em um programa gerado em MatLab.

Além dos valores de medição, são informados valores de massa de teste e os ângulos de posicionamento. Automaticamente são plotados os círculos, de onde encontram-se os pontos de interseção. Esses pontos podem ser facilmente visualizados na tela e capturados através do cursor.

Através desse processo, o programa retorna os valores capturados pelo cursor e soluciona as equações necessárias para a obtenção das massas e posições de correção, que podem ser vistos na Tab.8.3.

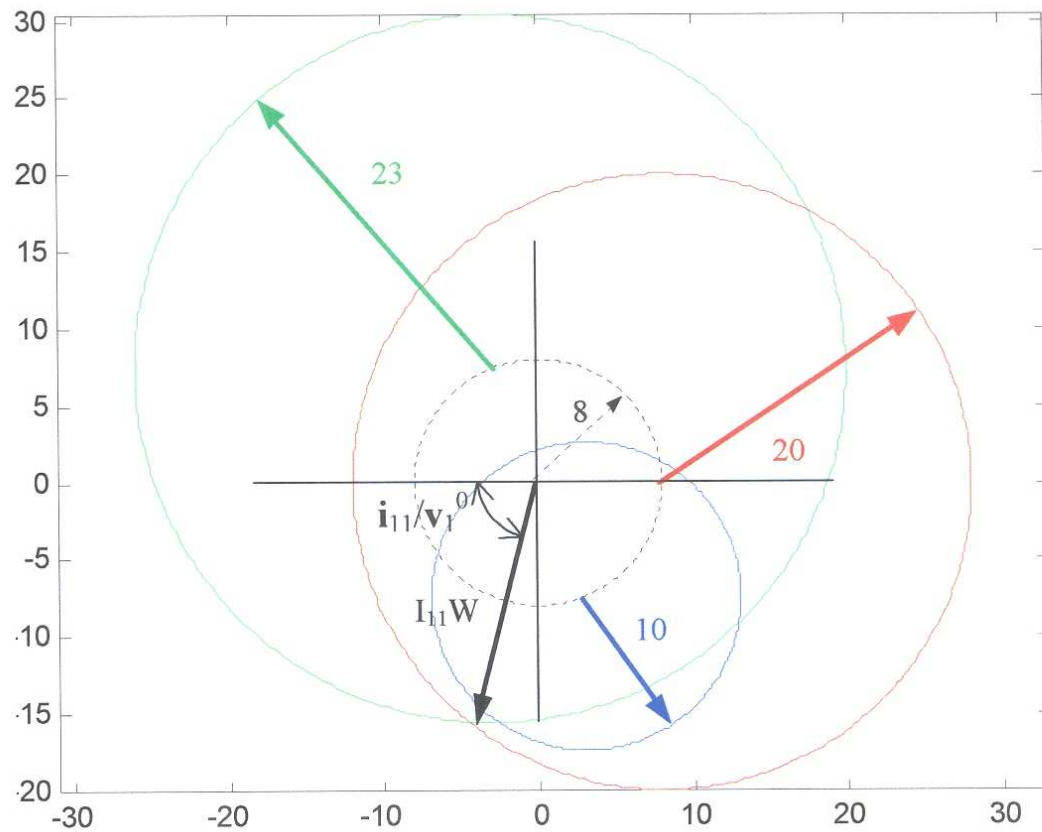


Figura 8.6- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador)

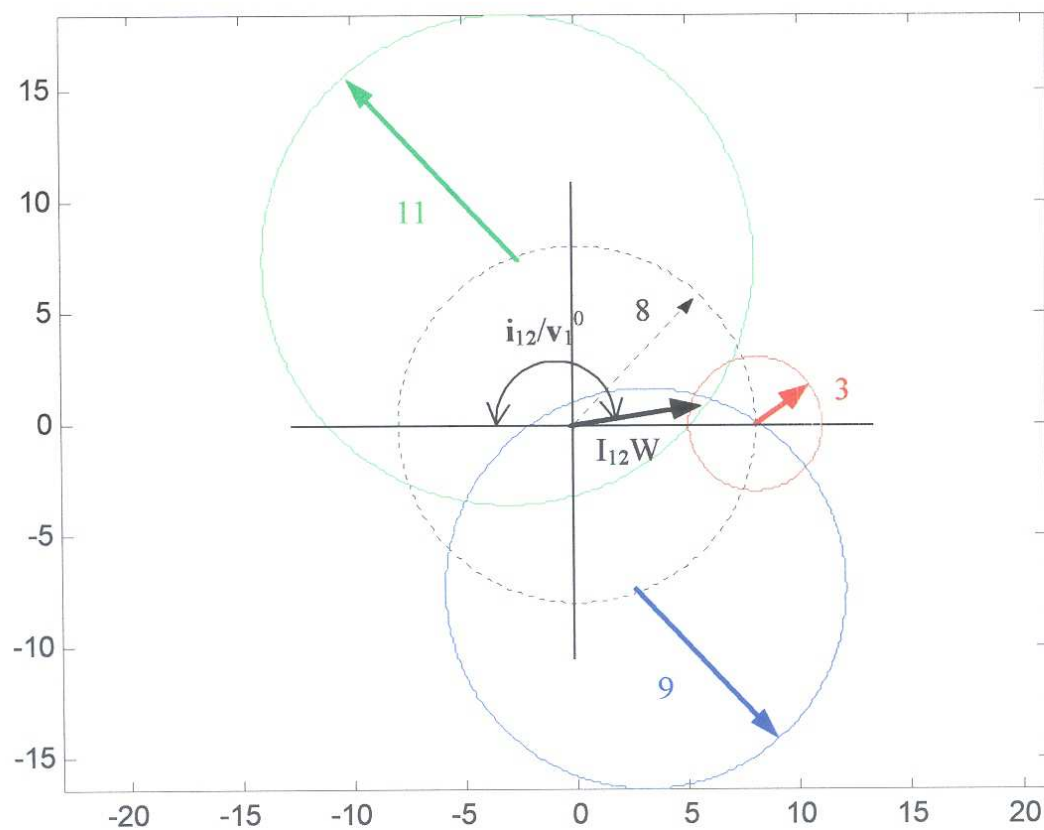


Figura 8.7- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador)

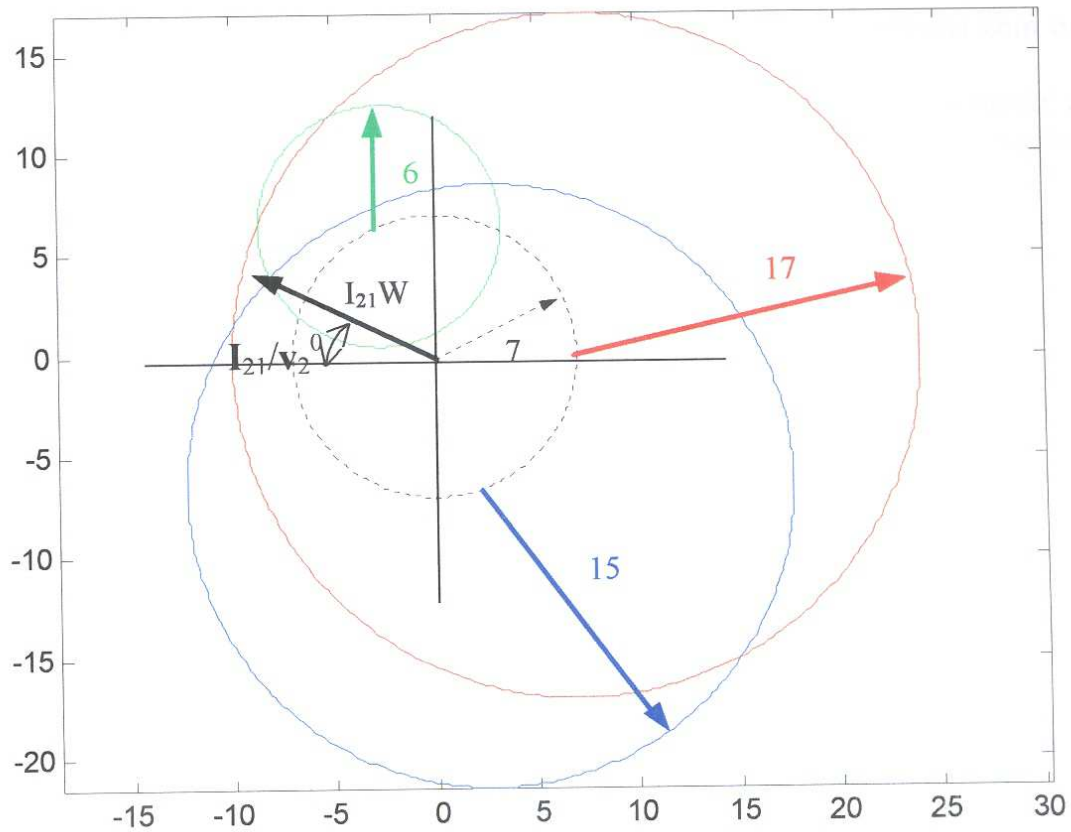


Figura 8.8- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador)

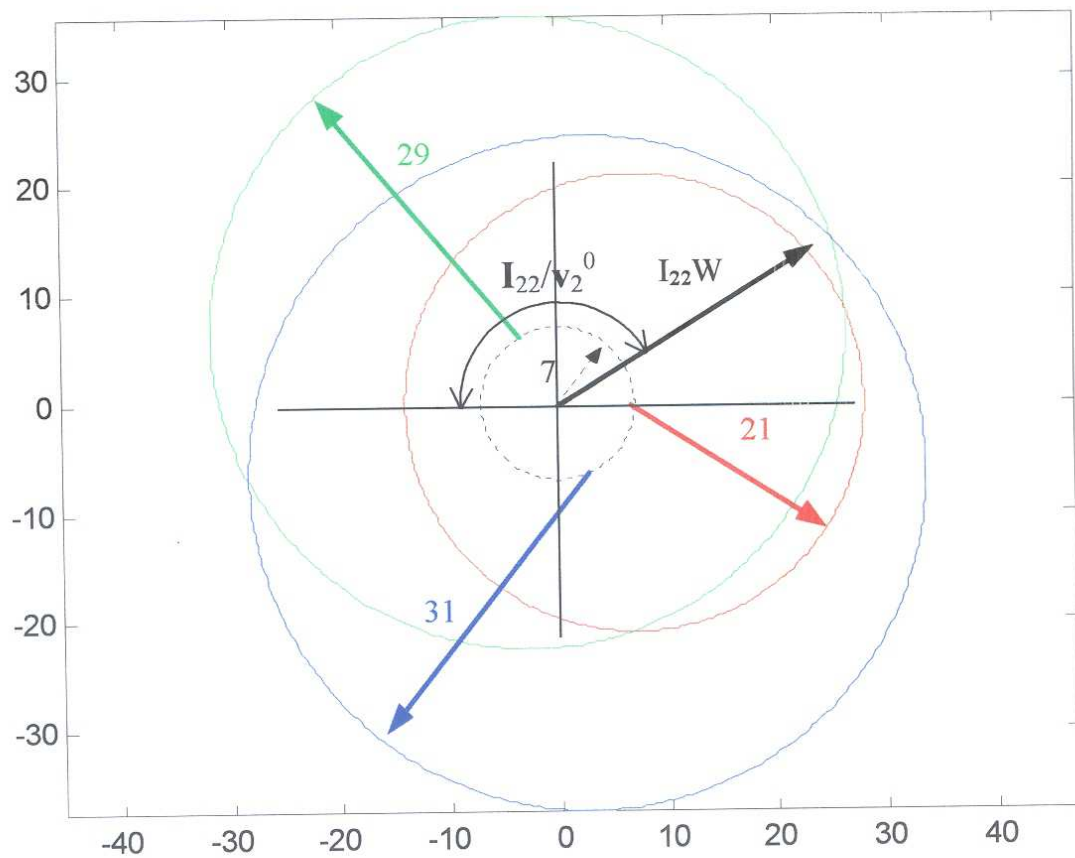


Figura 8.9- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (relógio comparador)

Nota-se claramente nestas figuras que não ocorre a perfeita interseção dos três círculos. Muito provavelmente este fato deve-se à leitura *visual* dos resultados. Entretanto, os valores finais do balanceamento, também mostrados na Tab. 8.7, apresentam boa concordância com os obtidos com outros instrumentos de medição.

Este fato já não é verificado quando as medições são realizadas com acelerômetro, conforme mostram a Tab.8.2 e as Figs.8.10 a 8.13. Nota-se claramente que o erro na interseção dos três círculos é bem menor.

Ainda utilizando a mesma técnica de correção (Método das Sete Medições), e o mesmo sistema de suporte flexível, realizam-se novas medições. A frequência utilizada é constante e igual a 8.5Hz, sendo aplicada a massa de teste m_1 nas posições $\theta_1 \theta_2 \theta_3$, Fig.8.3.

Assim como no experimento utilizando relógio comparador, todos os dados de vibração medidos (Tab.8.2), os dados de quantidade e posição das massas de teste são informados ao programa de cálculo. Sendo assim, novamente são plotados os círculos para que se possa calcular as massas e posições necessárias para correção.

Tabela 8.2 –Medições com acelerômetro. Massa teste= 2,22 [g].

Apoio: Flexível			Frequência de operação: 8.50 Hz	
Medição n°	Massa teste Plano	Ângulo [°]	Plano 1	Plano 2
			Amplitude [mG]	Amplitude [mG]
0	-	-	22.82	36.25
1	1	0	32.28	40.82
2		112.5	36.08	36.35
3		292.5	15.92	38.29
4	2	0	16.39	15.74
5		112.5	23.62	46.51
6		292.5	22.18	49.05

Observação: $G= 9.81\text{m/s}^2$ (aceleração da gravidade)

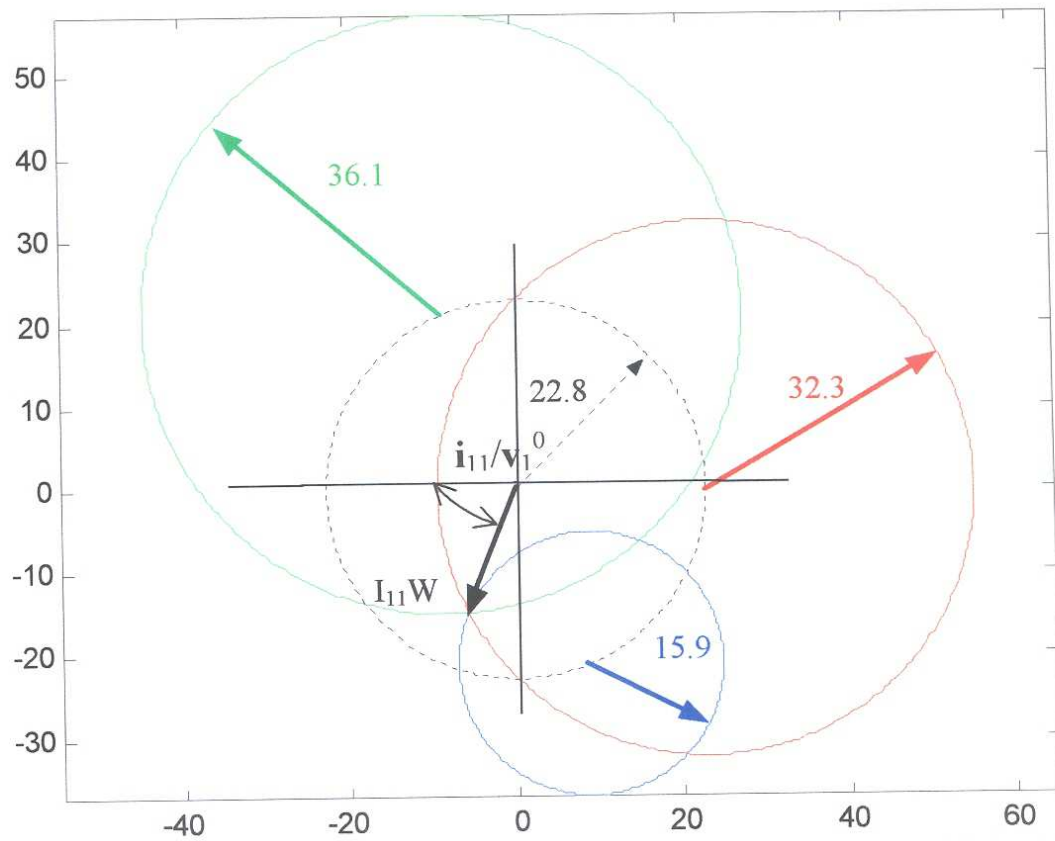


Figura 8.10- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro/flexível)

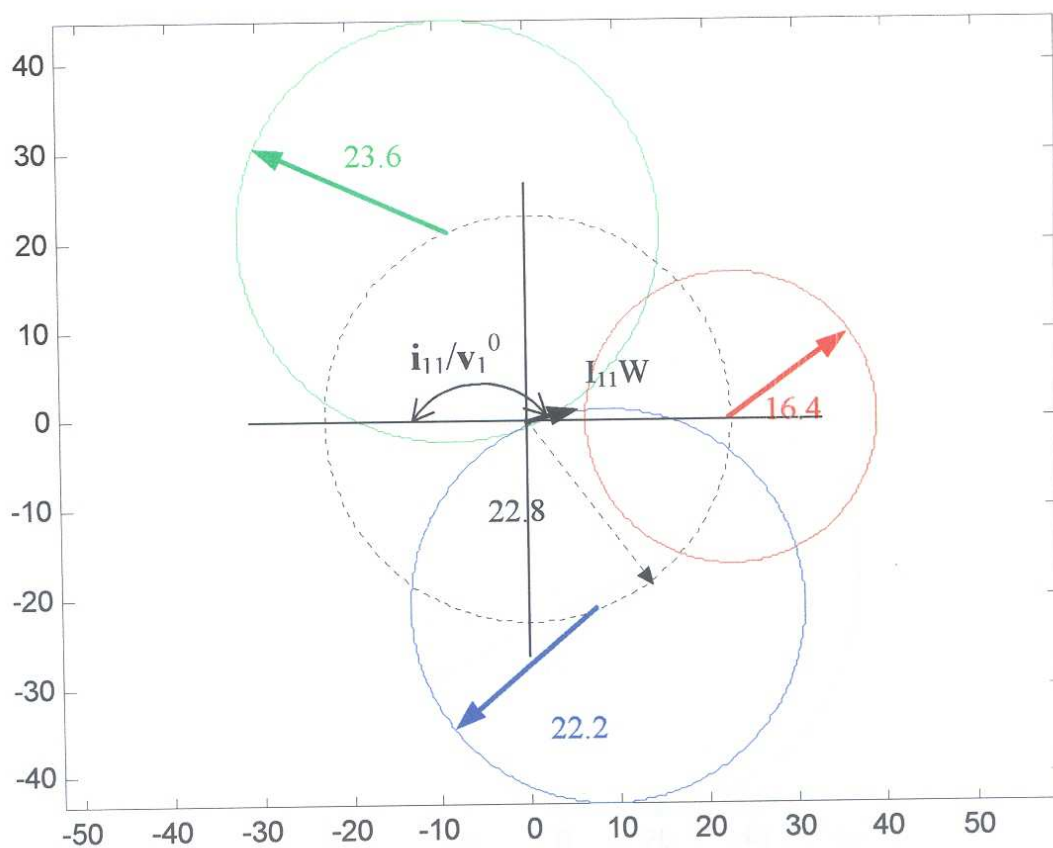


Figura 8.11- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro/flexível)

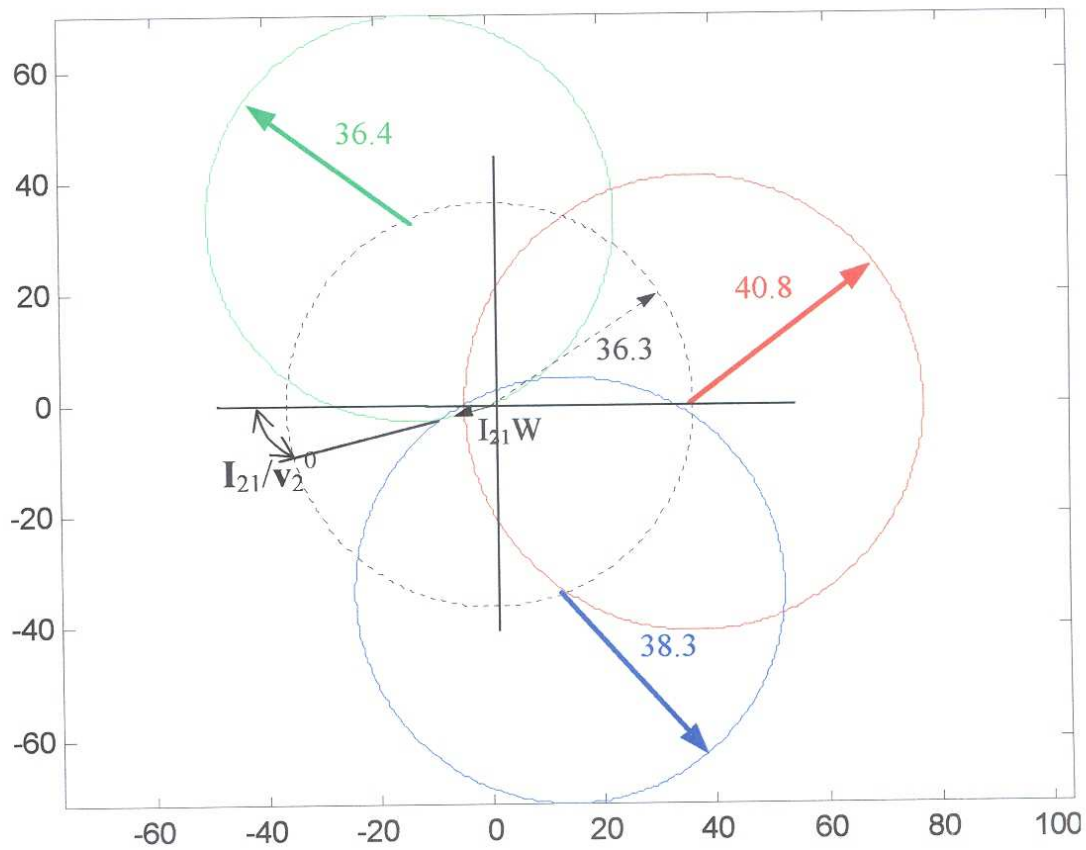


Figura 8.12- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro / flexível)

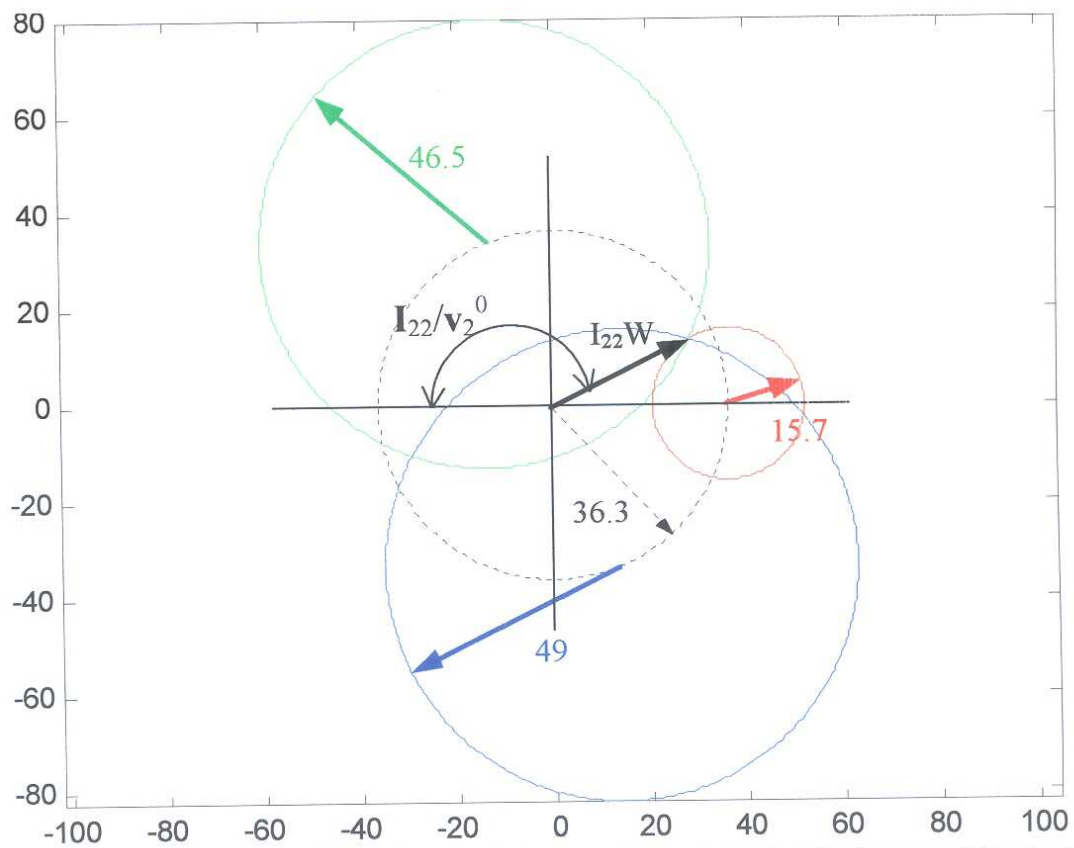


Figura 8.13- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro / flexível)

A Tab.8.3 abaixo mostra valores de medição de deslocamento utilizando mancais flexíveis e sensores proximiter. A rotação do sistema de rotores foi mantida constante a 8.50 Hz e a massa teste m_1 foi instalada nas posições θ_1 θ_2 θ_3 de acordo com a Fig.8.3 .

Com os valores da Tab.8.3, foram aplicadas duas técnicas de correção, o *Método dos Coeficientes de Influência* utilizando medições de ângulo de fase e o *Método das Sete Medições*.

O *Método das Sete Medições* apresenta a solução gráfica (Figs. 8.14 a 8.17) para obtenção dos coeficientes necessários para a resolução das equações descritas no Capítulo 5.

Para implementação do *Método dos Coeficientes de Influência* são realizadas três medições, sendo uma original sem massa de teste, e outras duas com a massa m_1 instalada na posição 1 e m_2 instalada na posição 2 para os planos 1 e 2 de balanceamento. O processo de cálculo das massas de correção é resolvido em um programa em MatLab, sendo necessário apenas a alimentação dos dados de medição (Tab. 8.3) e dados da massa de teste como amplitude e posição.

Os resultados obtidos utilizando sensores do tipo proximiter para medição das amplitudes de deslocamento apresentam características semelhantes às verificadas com medições realizadas com acelerômetros. Estes resultados estão mostrados na Tab.8.3 e Figs. 8.14 a 8.17.

Fig. 8.3- Medições com proximiter. Massa teste=2,22 [g].

Apoio: Flexível			Frequência de operação: 8.50 Hz			
Medição n°	massa teste plano	Ângulo [°]	Plano 1		Plano 2	
			Amplitude [mils]	Fase [°]	Amplitude [mils]	Fase [°]
0	-	-	1.78	108.2	3.66	-77.4
1	1	0	2.93	62.8	3.88	-84.1
2		112.5	3.43	115.1	3.27	-87.6
3		292.5	1.22	45.4	4.01	-71.1
4	2	0	1.69	117.2	1.52	19.4
5		112.5	1.87	107.9	4.51	-127.9
6		292.5	1.58	112.8	4.83	-32.9

Observação.: 1mil = 1polegada/1000 = $25.4 \cdot 10^{-6}$ m

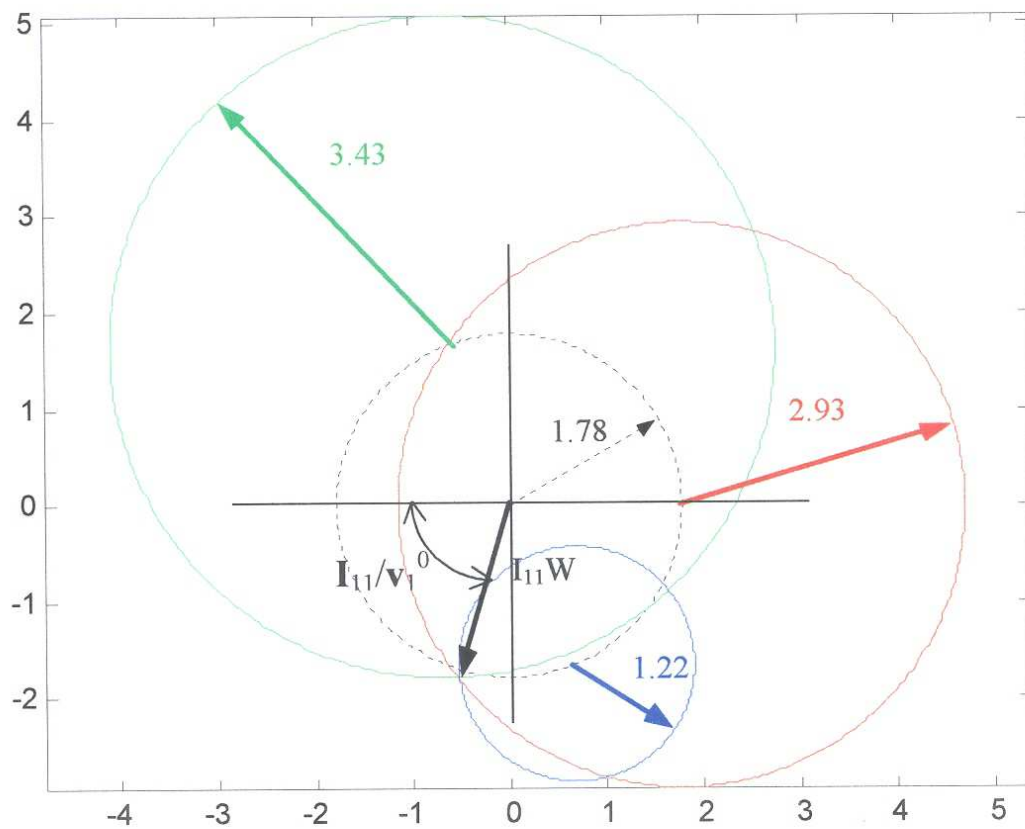


Figura 8.14- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)

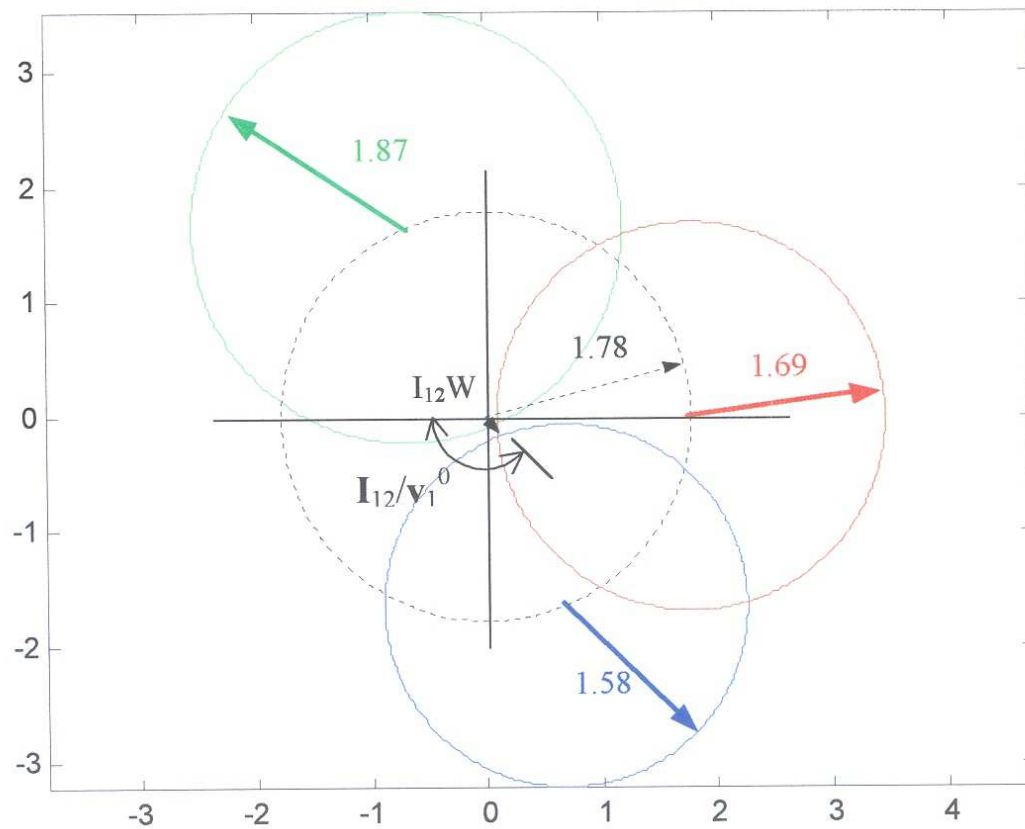


Figura 8.15- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)

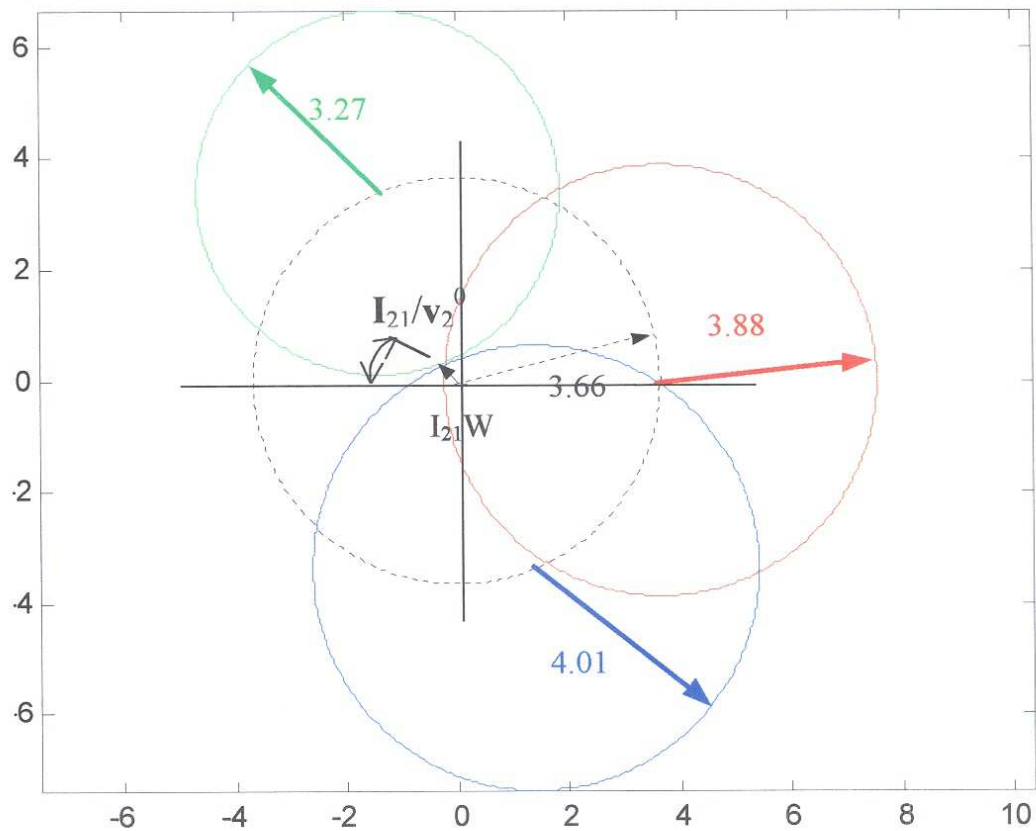


Figura 8.16- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)

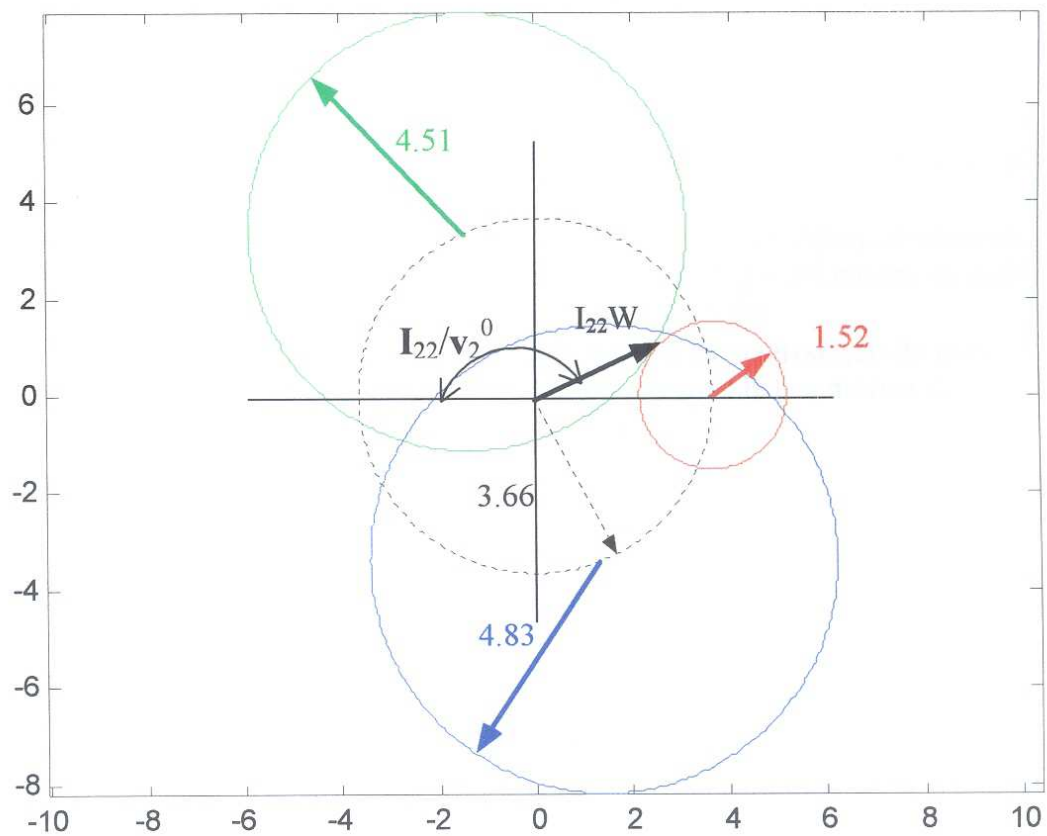


Figura 8.17- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (proximite)

Abaixo são mostradas medições de deslocamento e ângulo de fase necessárias para implementação do método estático dinâmico (*Static Couple Method*). Ainda utilizando mancais flexíveis e sensores proximíter, mantém-se a rotação do sistema de rotores a 8.50Hz (510 RPM) e instala-se a massa m_2 nas posições θ (parcela estática), θ_5 e θ_6 (parcela dinâmica).

Tabela 8.4- Medições com proximíter – método estático dinâmico puro

Apoio: Flexível			Frequência de operação: 8.50 Hz			
Medição n°	massa teste plano	Ângulo [°]	Plano 1		Plano 2	
			Amplitude [mils]	Fase [°]	Amplitude [mils]	Fase [°]
0	-	-	1.82	116.2	4.54	-53.1
E	Médio	270	1.98	-50.1	3.94	77.4
D	1	202.5	1.32	-163.3	0.879	-118.4
	2	22.5				

*Observação.: 1mil = 1polegada/1000 = $25.4 \cdot 10^{-6}$ m

O método estático-dinâmico realiza a correção das parcelas de desbalanceamento *estático* e *dinâmico puro* separadamente em duas etapas, Capítulo 6. O procedimento pode ser realizado iniciando-se por qualquer uma das parcelas. No entanto, através da verificação da medição original em aplicação de massa teste (medição n° 0), nota-se através dos ângulos de fase que existe uma maior parcela de desbalanceamento dinâmico puro. Desta forma, optou-se pela correção inicial nesta parcela.

Na primeira etapa, adiciona-se a massa m_1 em θ_5 e θ_6 nos planos 1 e 2 respectivamente, obtendo-se os valores citados na Tab.8.4.

Plotando-se os vetores medidos (Figs. 8.18 a 8.20), a solução é obtida graficamente. As coordenadas dos vetores, ou seja, pontos de origem e extremidade, são capturados pelo cursor diretamente na tela. Com esses dados informados, o programa retorna automaticamente os valores de amplitude de massas de correção e posições de fixação.

Durante a análise, pode-se optar pela utilização dos vetores referentes ao plano 1 ou plano 2. No experimento, a solução gráfica assim como os cálculos foram desenvolvidos em relação às medições realizadas no plano 1, Figs. 8.18 e 8.19.

No gráfico da Fig.8.18, onde é plotada a condição inicial de desbalanceamento, é obtida a parcela de desbalanceamento dinâmico referente ao plano 1. A Fig.8.19 mostra os mesmos vetores plotados, porém com alteração devido à instalação da massa de teste.

Através da Fig.8.20, pode-se verificar o ângulo de giro para instalação da massa corretiva no plano 1. A massa de correção utilizada no plano 2 de balanceamento é a mesma determinada para o plano 1, porém com ângulo de aplicação defasado em 180°.

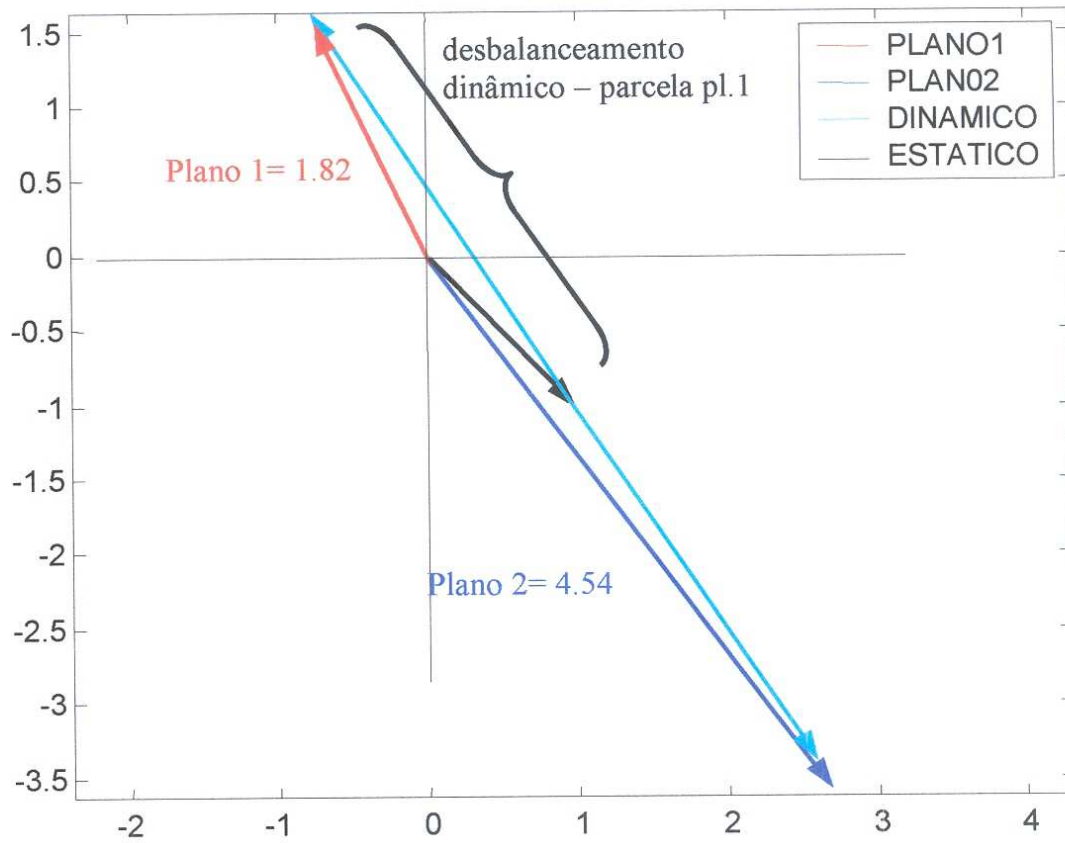


Figura 8.18- Vetores originais medidos

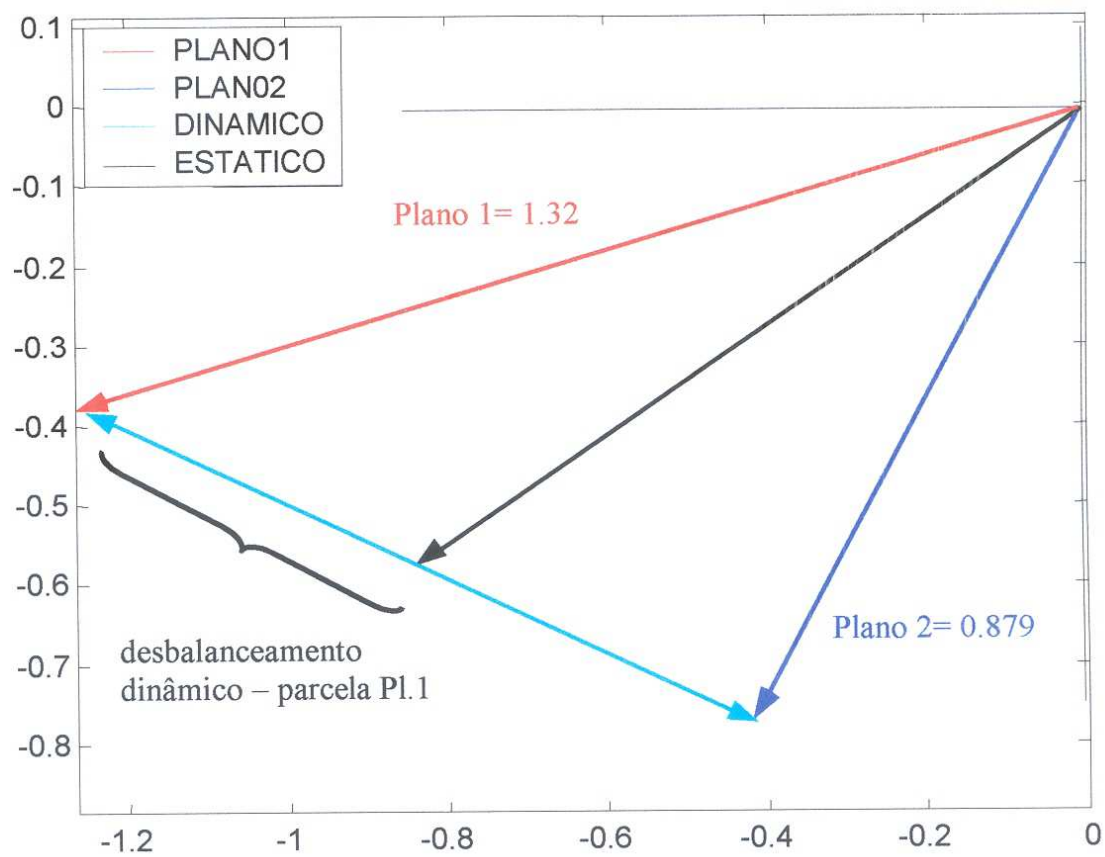


Figura 8.19- Vetores medidos após adição das massas de teste

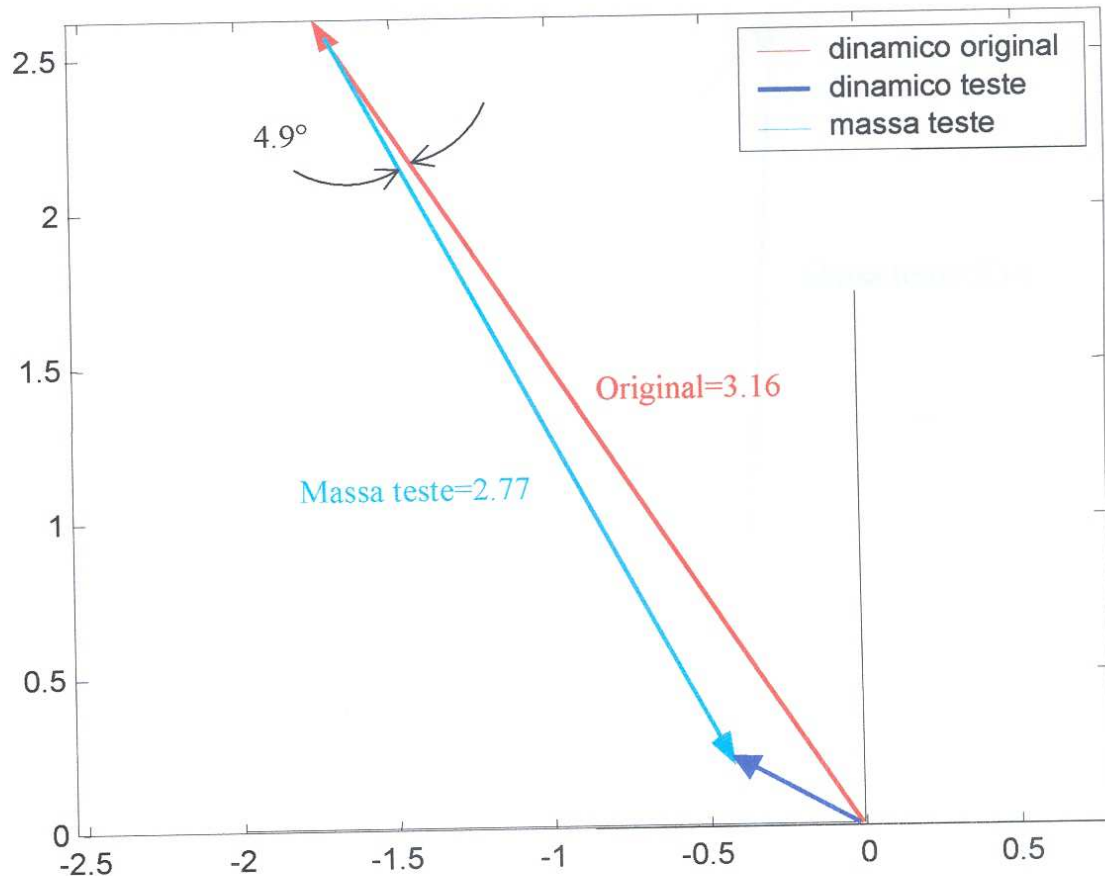


Figura 8.20- Determinação da posição de correção para parcela dinâmica pura

Através da Fig.8.20 acima, verifica-se que a posição de correção é obtida através do giro da massa de teste a 4.9° no sentido anti-horário. Utilizando a Eq. 6.1 descrita no Capítulo 6, determina-se a amplitude da massa de teste.

$$M_{\text{correção}} = \frac{3.16}{2.77} \times 2.22\text{g} = 2.53\text{g}$$

Após a fixação das massas de correção, realiza-se a verificação da eficiência da técnica em termos de vibração residual resultante.

Devido à redução da amplitude de deslocamento após a aplicação da correção referente à parcela dinâmica pura, explora-se a parcela de desbalanceamento estático existente.

Para realização desta etapa, os dados medidos são obtidos através da fixação da massa de teste m_2 na posição θ no plano médio do sistema de rotores.

De posse dos dados da tabela 8.4, de forma semelhante à etapa anterior (parcela dinâmica pura) são plotados os gráficos, resultando nas parcelas de desbalanceamento estático para o plano 1 referentes à medição original e medição com massa de teste, Fig.8.21.

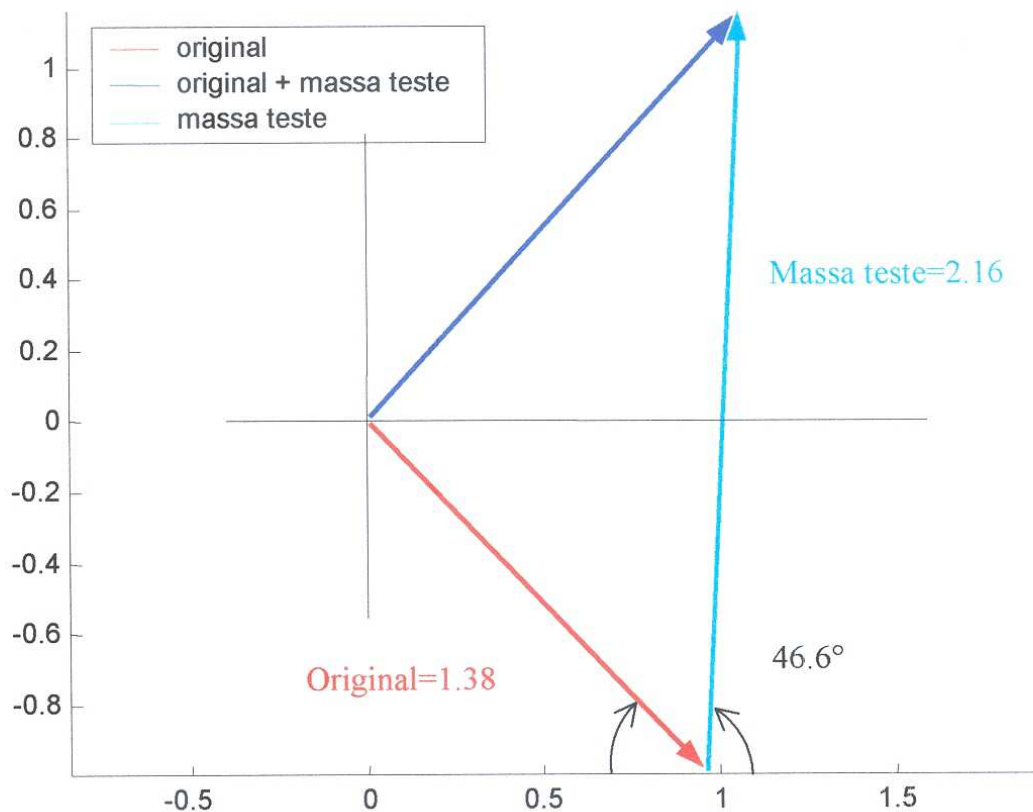


Figura 8.21- Primeiro valor de correção para parcela estática

A posição de fixação da massa de correção é determinada realizando-se o giro de 46.6° anti-horário em relação à posição da massa de teste (Fig.8.21) e a determinação da amplitude é obtida através da equação abaixo:

$$M_{\text{correção}} = \frac{1.38}{2.16} \times 4.82\text{g} = 3.08\text{g}$$

As amplitudes medidas após a correção mostram que permanece uma certa quantidade de desbalanceamento residual no plano 2 de balanceamento, sendo necessário portanto uma etapa adicional de ajuste fino (*trim balance*).

Utilizando os dados das medições realizadas após a correção plotam-se os gráficos, obtendo-se novamente as parcelas de desbalanceamento estático referentes à condição original e condição de teste, Fig.8.22.

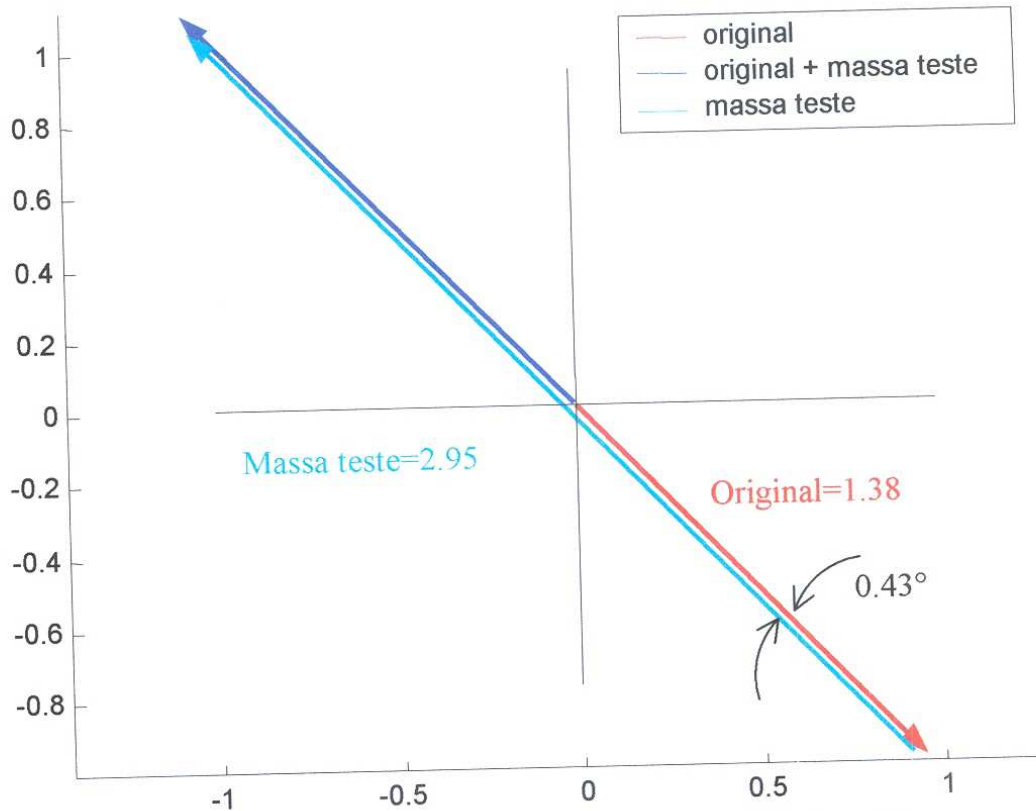


Figura 8.22- Segundo valor de correção para parcela estática

A posição de fixação da massa de correção é determinada realizando-se o giro de 0.43° horário em relação à posição da massa de teste (Fig.8.22) e a determinação da amplitude é obtida através da equação abaixo:

$$M_{\text{correção}} = \frac{1.38}{2.95} \times 3.08g = 1.44g$$

O resultado em termos de vibração residual são apresentados na Tab. 8.7.

Antes de apresentar os resultados obtidos com utilização de apoio rígido, são mostrados resultados do experimento realizado com apoios flexíveis e frequência do sistema de rotores de 5.125Hz. A Tab.8.5 mostra os dados de medição com aplicação da massa m_1 nas posições $\theta_1 \theta_2 \theta_3$.

Tabela 8.5- Medições com proximiter. F=5.125Hz

Apoio: Flexível			Frequência de operação: 5.125 Hz			
Medição n°	massa teste plano	Ângulo [°]	Plano 1		Plano 2	
			Amplitude [mils]	Fase [°]	Amplitude [mils]	Fase [°]
0	-	-	17.9	-37.1	7.4	-38.9
1	1	0	19.3	-33.9	8.0	-35.9
2		112.5	20.1	-26.4	8.5	-27.4
3		292.5	5.0	46.7	2.2	41.0
4	2	0	18.8	-36.4	7.8	-39.4
5		112.5	19.7	-30.2	8.4	-28.8
6		292.5	17.9	-37.4	7.3	-41.3

De acordo com os dados da Tab.8.5, verifica-se que as amplitudes de deslocamento medidas são maiores que as amplitudes obtidas no experimento utilizando frequência de 8.50Hz. Também, os valores de ângulo de fase tem uma variação muito pequena através da aplicação da massa de teste. Desta forma, a processo de correção através do Método das Sete Medições é prejudicado, devido aos erros introduzidos na execução dos gráficos, Fig. 8.23.

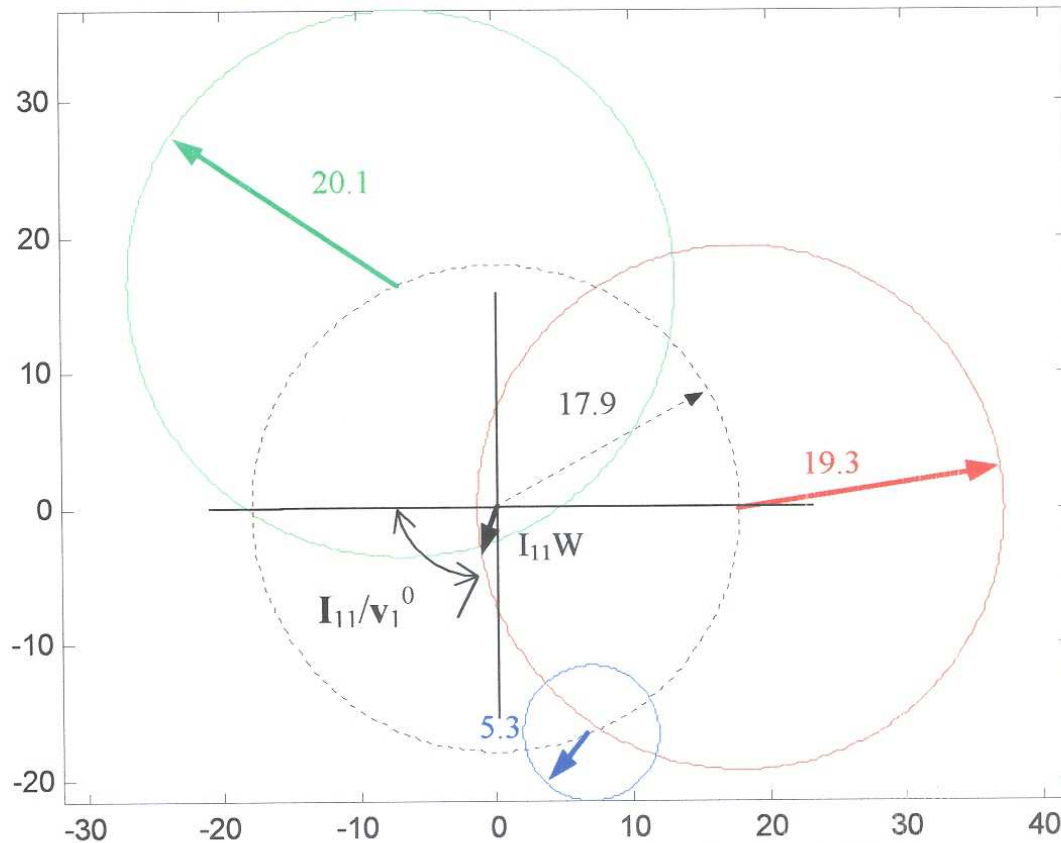


Figura 8.23- Gráfico obtido com frequência de 5.125Hz

Da mesma maneira, o Método dos Coeficientes de Influência não fornece solução correta para o problema devido aos erros na leitura de amplitudes de deslocamento e principalmente à pequena variação dos valores de ângulo fase obtida ao longo das medições.

8.4. Resultados com apoios rígidos

Os resultados para apoios rígidos foram obtidos apenas com o uso de acelerômetros e estão mostrados na Tab.8.6 e Figs. 8.24 a 8.27. A rotação foi mantida constante a 27.25Hz através da utilização de um inversor de frequência comercial, e as medições foram obtidas instalando-se a massa m_1 nas posições angulares θ_1 θ_2 θ_4 , como indica a Tab.8.6 e Fig.8.2.

Tabela 8.6 – Dados obtidos com acelerômetro.

Apoio: Rígido			Frequência de operação: 27.25 Hz	
Medição n°	Massa teste Plano	Ângul o [°]	Plano 1	Plano 2
			Amplitude [mG]	Amplitude [mG]
0	-	-	1.80	3.66
1	1	0	2.92	1.95
2		112.5	4.57	4.37
3		225	2.26	6.58
4	2	0	2.42	2.52
5		112.5	3.59	8.26
6		225	1.55	9.77

Observação: $G = 9.81 \text{ m/s}^2$ (aceleração da gravidade)

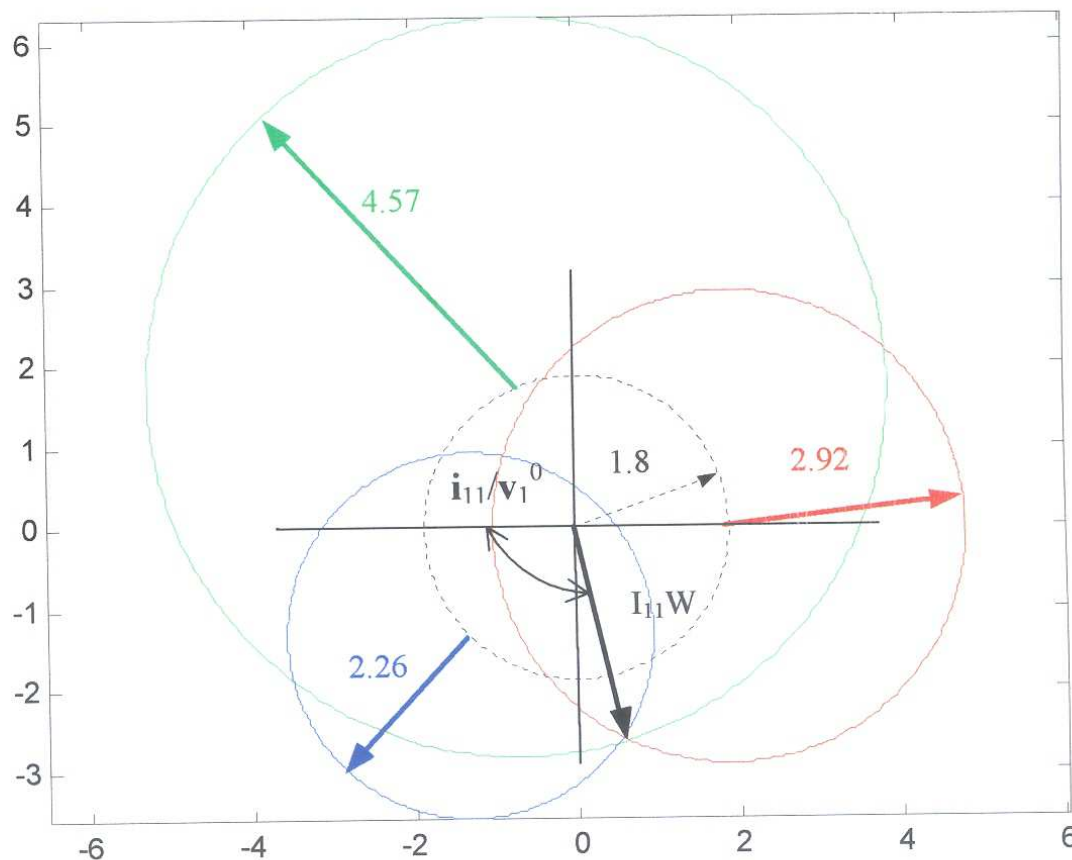


Figura 8.24- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro/apoio rígido)

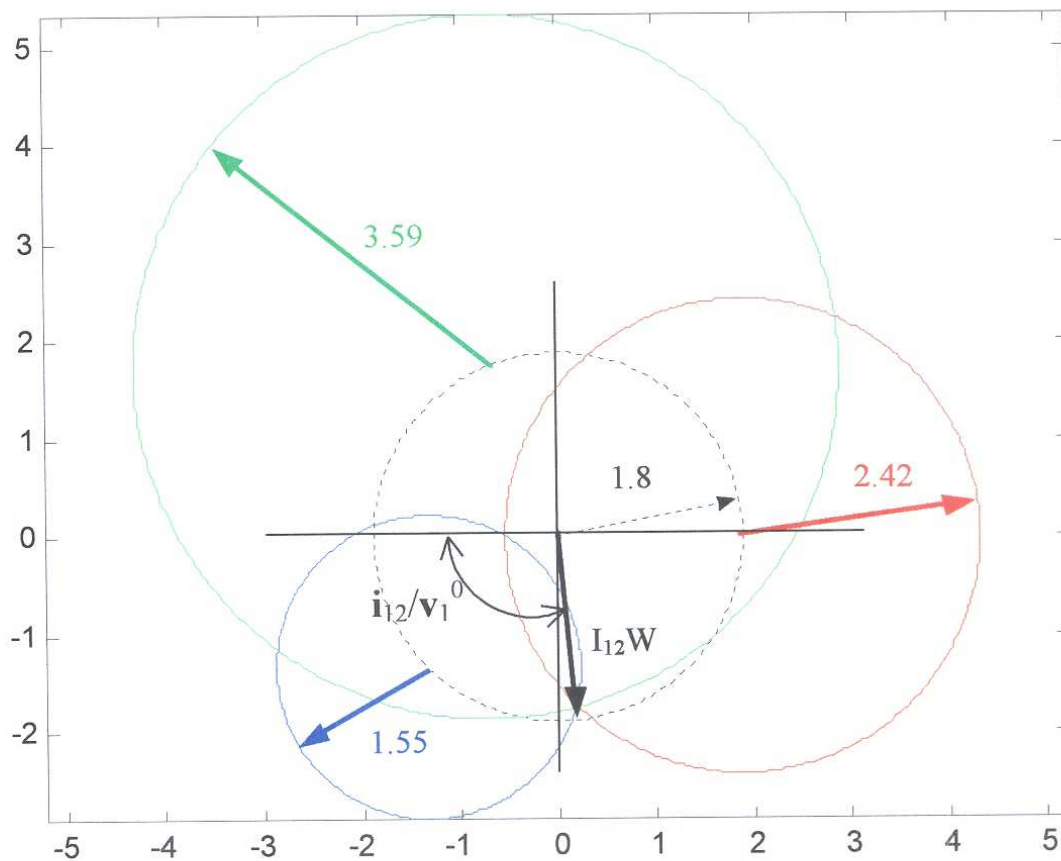


Figura 8.25- Determinação gráfica dos coeficientes da equação(acelerômetro/apoio rígido)

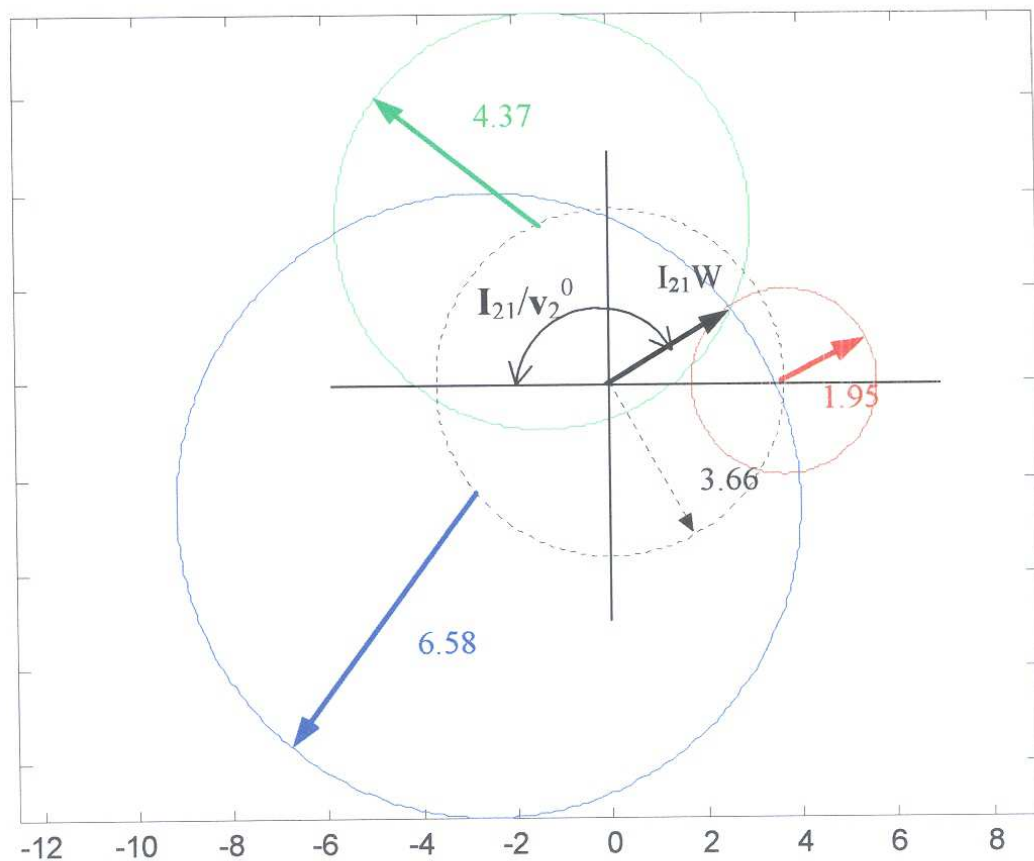


Figura 8.26- Determinação gráfica dos coeficientes da equação(acelerômetro/apoio rígido)

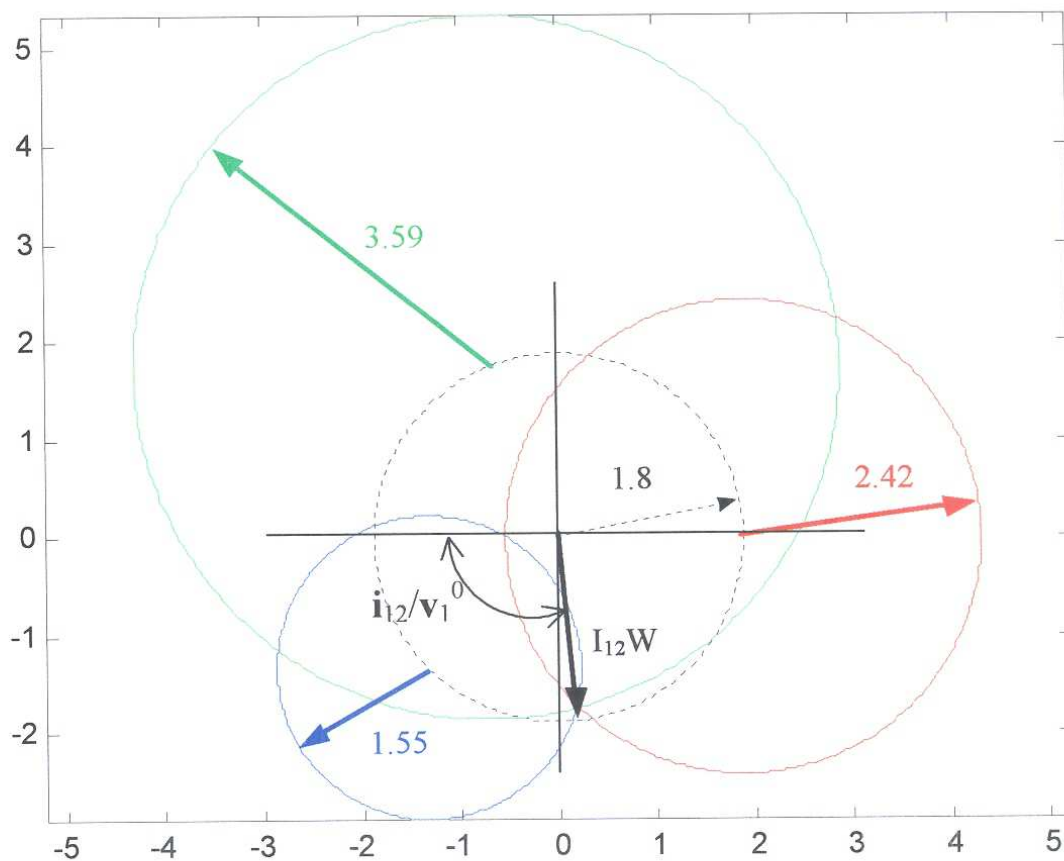


Figura 8.25- Determinação gráfica dos coeficientes da equação(acelerômetro/apoio rígido)

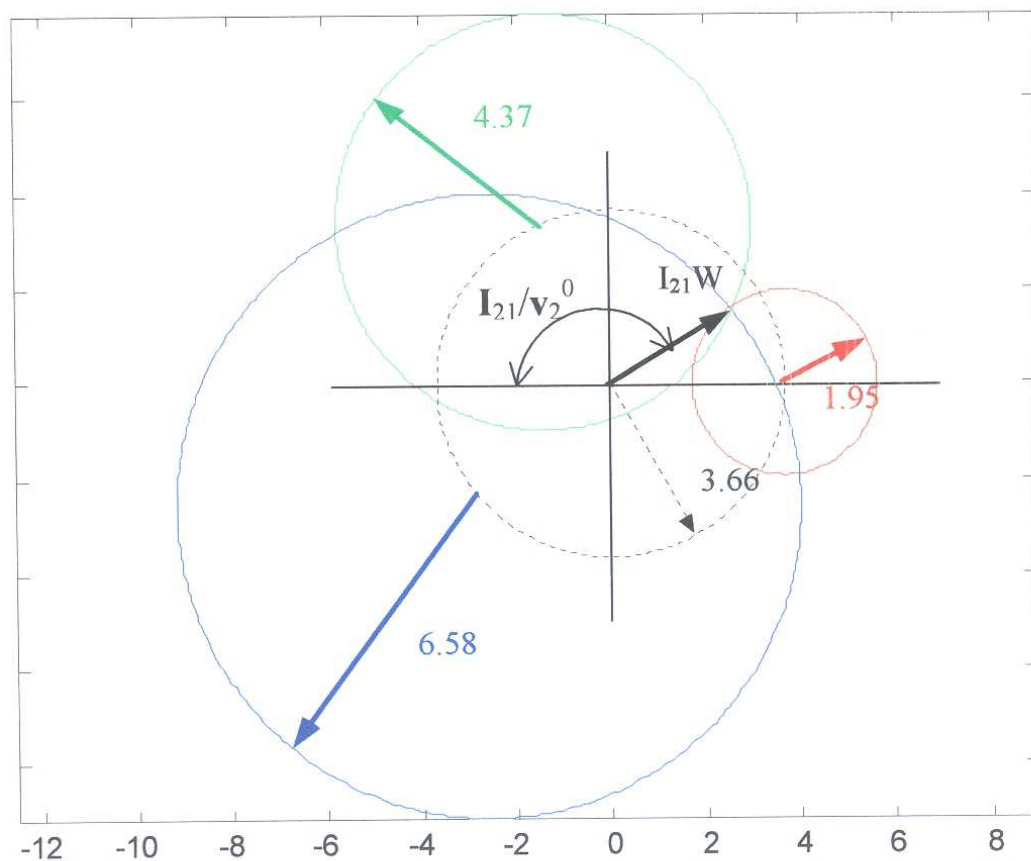


Figura 8.26- Determinação gráfica dos coeficientes da equação(acelerômetro/apoio rígido)

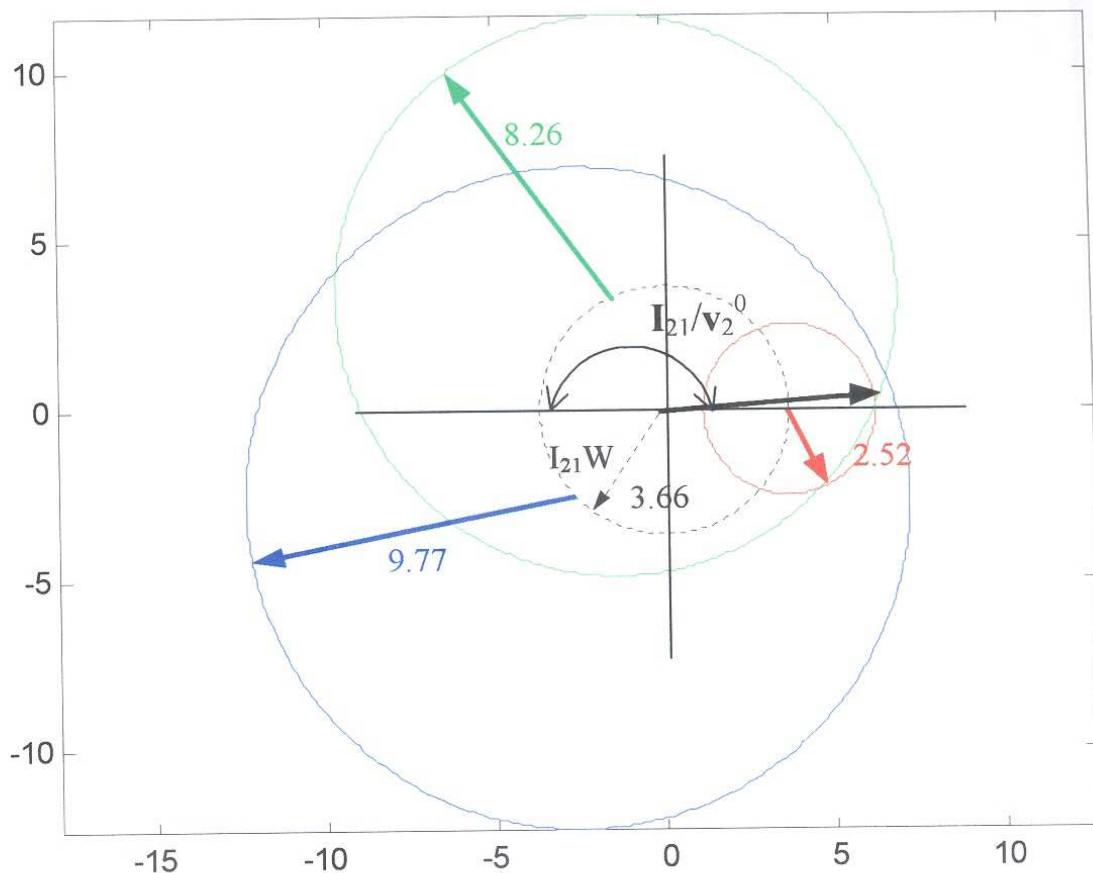


Figura 8.27- Determinação gráfica dos coeficientes da equação (acelerômetro/apoio rígido)

As massas de correção e posições de fixação são determinadas através do Método das Sete Medições e mostrados na Tab.8.7.

8.5. Correções e Desbalanceamento Final (Residual)

As massas de correção do desbalanceamento e a posição de fixação em cada um dos rotores obtidos com os métodos estudados neste trabalho estão ilustrados na Tab.8.7.

Após efetuar as correções mostradas na Tab.8.7 verificou-se a vibração final (residual) com o uso de acelerômetro e também sensores proximiter. Estes resultados estão mostrados nas tabelas 8.8 e 8.13. São apresentados os graus de balanceamento referentes aos métodos e tipos de apoios utilizados, obtidos através do gráfico (norma ISO 1940/1) presente no anexo 4. Para determinação do grau de balanceamento, são utilizados em conjunto com o gráfico anteriormente citado, dados como o desbalanceamento residual em cada plano de medição, rotação máxima de serviço do rotor (1800 RPM) e sua respectiva massa ($m=1,7\text{kg}$).

Tabela 8.8- Resultado após aplicação do método das sete medições com relógio comparador

tipo de apoios	medição (F=13Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
flexível	original	1.78	22.82	3.66	36.25	G1 ~ 2.5
	após balanceamento	0.192	2.57	1.17	9.42	
	redução em vibração	1.59	20.25	2.49	26.83	

Tabela 8.9- Resultado após aplicação do método das sete medições com acelerômetro

tipo de apoios	medição (F=8.5Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
flexível	original	1.78	22.82	3.66	36.25	G2.5 ~ 6.3
	após balanceamento	0.36	4.19	0.915	12.23	
	redução em vibração	1.42	18.63	2.745	24.02	

Tabela 8.10- Resultado após aplicação do método das sete medições com proximiter

tipo de apoios	medição (F=8.5Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
flexível	original	1.78	22.82	3.66	36.25	G2.5 ~ 16(plano2)
	após balanceamento	0.105	2.47	1.831	21.8	
	redução em vibração	1.675	20.35	1.829	14.45	

Tabela 8.11- Resultado após aplicação do método das três medições com proximiter

tipo de apoios	medição (F=8.5Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
flexível	original	1.78	22.82	3.66	36.25	G2.5
	após balanceamento	0.504	5.12	0.57	4.18	
	redução em vibração	1.276	17.7	3.09	32.07	

Tabela 8.12- Resultado após aplicação do método estático dinâmico com proximiter

tipo de apoios	medição (F=8.5Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
flexível	original	1.78	22.82	3.66	36.25	G6.3
	após balanceamento	0.673	6.25	1.16	25.4	
	redução em vibração	1.107	16.57	2.5	10.85	

Tabela 8.13- Resultado após aplicação do método das sete medições com acelerômetro

tipo de apoios	medição (F=27.25Hz)	plano 1		plano 2		grau de balanceamento
		[mils]	[mG]	[mils]	[mG]	
rígido	original		1.798		3.66	G1
	após balanceamento		0.209		0.268	
	redução em vibração		1.589		3.392	

8.6. Análise dos resultados

Após a abordagem das diversas técnicas de correção ao longo dos capítulos anteriores e desenvolvimento dos experimentos passo a passo, são explicados alguns aspectos referentes aos resultados obtidos.

O aparato experimental utilizado neste trabalho, composto basicamente pelo protótipo de máquina de balanceamento (Fig.7.6) e sistema de rotores (Fig.8.1), apresenta características muito semelhantes referentes aos sistemas de apoio para os planos de balanceamento 1 e 2. Seja na configuração rígida ou flexível, características como dimensões, rigidez e concentração de massa são praticamente iguais. Portanto, os valores de vibração original medidos (Tab.8.2,8.3,8.4 e 8.6) nos dois apoios se diferenciam apenas devido à diferença de massa desbalanceada situada em cada plano, Fig.8.3.

Através da Tab.8.5 referente ao experimento utilizando frequência de 5.125 Hz, nota-se que as amplitudes de deslocamento são muito maiores, para a mesma situação de desbalanceamento, provando que no caso de análise próximo à região de ressonância dos mancais, pequenas massas desbalanceadas provocam maior nível de deslocamento e/ou vibração.

Comprova-se também que os cálculos são comprometidos, pois todas as medições tornam-se não lineares e portanto não confiáveis tanto para o método gráfico (Método das Sete Medições) quanto para os demais métodos corretivos (Método dos Coeficientes de Influência e Método Estático Dinâmico Puro), Fig. 8.23 e Tab.8.7.

Outra característica do conjunto de rotores testado é notada com relação à medição com condições originais utilizando proximeter, Tab.8.3. Verificando os valores de ângulo fase medidos, nota-se que a diferença entre os dois planos situa-se próximo de 180°, fato que comprova uma parcela maior de desbalanceamento dinâmico puro em relação ao desbalanceamento estático.

Através da Tab.8.7, verifica-se que os valores calculados de quantidade de massa e principalmente localização de aplicação são muito próximos. No entanto, através da Tab.8.8 os valores residuais medidos são diferentes com relação aos diversos métodos aplicados, ou seja, com pequenas variações dos valores de correção calculados foram obtidas situações boas e outras não muito eficientes.

Nos experimentos realizados, trabalha-se com níveis baixos de desbalanceamento simulado, devido às características do sistema de rotores utilizado. Isso implica no aumento da criticidade para validação da parte experimental, pois baixar níveis elevados de desbalanceamento é uma tarefa de sucesso mais provável.

Todos os métodos obtiveram rendimento comprovado através das respostas obtidas, tabelas 8.8 a 8.13. Pode-se afirmar também que existe intercambiabilidade entre os métodos corretivos, pois, com exceção do resultado do Método das Sete Medições com proximeter utilizado em apoios rígidos, todos os outros resultados foram positivos.

Ou seja, resultados obtidos com apoios flexíveis a baixas rotações funcionam razoavelmente bem para máquina com apoios rígidos a rotações mais altas, e vice-versa. O melhor resultado foi obtido com a máquina de apoios rígidos, pois com os resultados calculados de massas de correção e

posições de aplicação, obtiveram-se ótimos valores em termos de vibração residual tanto com a máquina em configuração rígida como em apoios flexíveis. Obteve-se também nessa configuração (apoios rígidos) grau de balanceamento G1 de acordo com o desbalanceamento residual nos planos analisados.

Isso se deve ao fato de se trabalhar com maiores valores de força centrífuga (força centrífuga é proporcional ao quadrado da rotação), fazendo com que as interseções do método gráfico sejam mais perfeitas, e pelo fato de serem utilizados acelerômetros como sensores. Acelerômetros são instrumentos de grande sensibilidade e mais precisos do que os sensores do tipo *proximeter*, principalmente trabalhando em faixas de frequência mais elevadas. Nota-se que até mesmo o resultado obtido através do Método das sete medições com relógio comparador apresentou valores baixos de vibração residual, provando que apesar da instrumentação de baixo custo e precisão para este tipo de aplicação, podem ser obtidos resultados satisfatórios.

Com relação aos resultados obtidos com apoios flexíveis, é difícil apontar um método mais eficiente, pois alguns proporcionaram melhores resultados em relação ao plano 1 de medições (Método das Sete Medições com *proximeter* e relógio comparador), e outros resultaram menores valores de vibração residual em relação ao plano 2 (Método dos Coeficientes de Influência utilizando *proximeter* e Método das Sete Medições com acelerômetro). O método dos coeficientes de influência também conhecido como Método das Três Medições com ângulo fase resultou, após a correção, em valores abaixo de 50% dos valores originais, para as duas configurações possíveis (apoios rígidos e flexíveis), apresentando portanto na média um ótimo resultado.

Como já foi apresentado em capítulos anteriores, podemos citar além do resultado positivo obtido, a maior rapidez do Método das Três Medições (são necessários apenas três giros) como vantagens desse procedimento. Entre as desvantagens, a dificuldade para ajuste de instrumentação para medição de ângulo fase, e a aplicação da massa teste em posições adequadas para um bom rendimento na primeira tentativa de correção foram algumas encontradas no experimento.

O Método das Sete Medições requer mais giros do equipamento, porém é necessário para o operador pouco ou quase nenhum treinamento para execução da tarefa. Converte-se em um bom resultado na primeira tentativa praticamente em todos os casos, caso mantenha-se o cuidado de não aplicar massas de teste que anulem a vibração em um dos giros. Também, não se faz necessário obtenção de valores de ângulo fase ao longo das medições.

Com relação ao Método Estático – Dinâmico Puro (*Static Couple Method*), apesar do bom resultado apresentado, na prática é de difícil aplicação. Como as leituras originais indicaram uma condição maior de desbalanceamento dinâmico puro, optou-se pela correção dessa parcela primeiramente. Apenas com essa etapa, os valores de vibração foram reduzidos para 1.56 mils a -163.3° no plano 1 e 0.879 mils a -118.4° no plano 2. Através da leitura do ângulo fase, nota-se que a diferença entre os dois planos indica que a condição residual é quase exclusivamente estática. Sendo assim, aplicando a correção da parcela estática utilizando o plano médio (próximo ao centro de gravidade do rotor), houve uma melhoria em relação ao plano 1 e um aumento de vibração no plano de medições 2. No experimento descrito, apenas na segunda tentativa obteve-se resultado satisfatório em termos de vibração residual medida.

Assim como é citado por Wowk (1995), comprova-se na prática que o método, por ser uma idealização, torna difícil a obtenção de um bom rendimento e implica em várias medições para convergência em uma solução. A dificuldade na implementação do método e convergência para uma solução ainda pode aumentar no caso de condição inicial de desbalanceamento dinâmico.

Capítulo 9

Conclusões e Sugestões

Neste trabalho foi apresentado o estudo teórico e experimental de algumas técnicas utilizadas para correção de desbalanceamento em rotores rígidos. Foram abordados e comparados os diversos métodos de correção e desenvolvido um aplicativo computacional usando o MatLab para os cálculos das massas e posições de correção. Este aplicativo pode ser utilizado para os casos de desbalanceamento estático e dinâmico em rotor rígido utilizando um, dois e três planos para correção.

Também, executou-se o projeto e construção do protótipo da máquina de balanceamento regulável com possibilidade de operação em baixas e altas rotações, utilizando apoios flexíveis e rígidos respectivamente. Para a medição de vibração diferentes instrumentos foram utilizados, possibilitando comparações e verificações de eficiência em diferentes condições de funcionamento da máquina.

A motivação deste trabalho foi apresentar uma maneira rápida, eficaz, simples e de baixo custo para realização da correção de balanceamento em sistemas de rotores.

Constatou-se através dos resultados experimentais que todos os métodos apresentaram eficácia, inclusive o método Estático Dinâmico Puro, definido como uma idealização, e o Método das Sete Medições com relógio comparador. Sendo assim, comprovou-se que com uma máquina relativamente simples e de baixo custo é possível obter bons resultados para balanceamento de rotores rígidos, mesmo em campo.

Ao final do trabalho podem ser citadas algumas sugestões de melhoria em termos de construção do protótipo da máquina de balanceamento, técnicas de correção, instrumentação para medição, e propostas para trabalhos futuros.

Os suportes flexíveis podem ser modificados, de forma a executar a mesma função, ou seja, dar liberdade de movimento aos mancais na direção horizontal em função de uma força centrífuga, porém não alterando a área de contato entre o eixo a ser balanceado e os rolamentos de apoio, evitando assim desgaste das partes e aparecimento de forças de contato indesejadas. Os mancais rígidos também podem ser alterados, sendo aumentada a espessura de parede onde o sensor é instalado com o objetivo de aumentar a frequência natural do suporte. Com isso podem ser

utilizadas maiores velocidades de funcionamento, sem que sejam comprometidas as medições executadas.

Os resultados obtidos com o Método das Sete Medições podem também ser melhorados através da adição de uma subrotina baseada no método dos mínimos quadrados. Essa subrotina de cálculo desenvolvida por Everett(1997), é responsável pela aproximação das interseções menos perfeitas, causadas por erros de medição, escolha inadequada das posições das massas de teste, entre outros fatores, fazendo com que a solução gráfica e as respostas de correção sejam otimizadas.

Finalmente, para reduzir o custo do equipamento, sugere-se a construção de um sistema de medição que possa ser instalado no sistema flexível da máquina. Com exceção dos relógios comparadores, que são instrumentos de baixo custo comparados aos sensores do tipo proximeter e principalmente aos acelerômetros, o conjunto de equipamentos utilizado para instrumentação no presente trabalho apresenta custo relativamente alto. Portanto, torna-se interessante como sugestão para um próximo trabalho, o desenvolvimento de um sensor mais simples capaz de executar as medições necessárias para a análise.

Pode-se basear nos sensores "LVDT- linear variable differential transformer", utilizados para medições de deslocamento, em termos de concepção construtiva. Esses sensores, que apresentam custo relativamente mais baixo, podem ser adaptados aos mancais flexíveis da máquina, fornecendo leitura de saída em voltagem para um osciloscópio ou multímetro, que são equipamentos baratos e facilmente encontrados no mercado.

Anexo 1 – Equipamentos

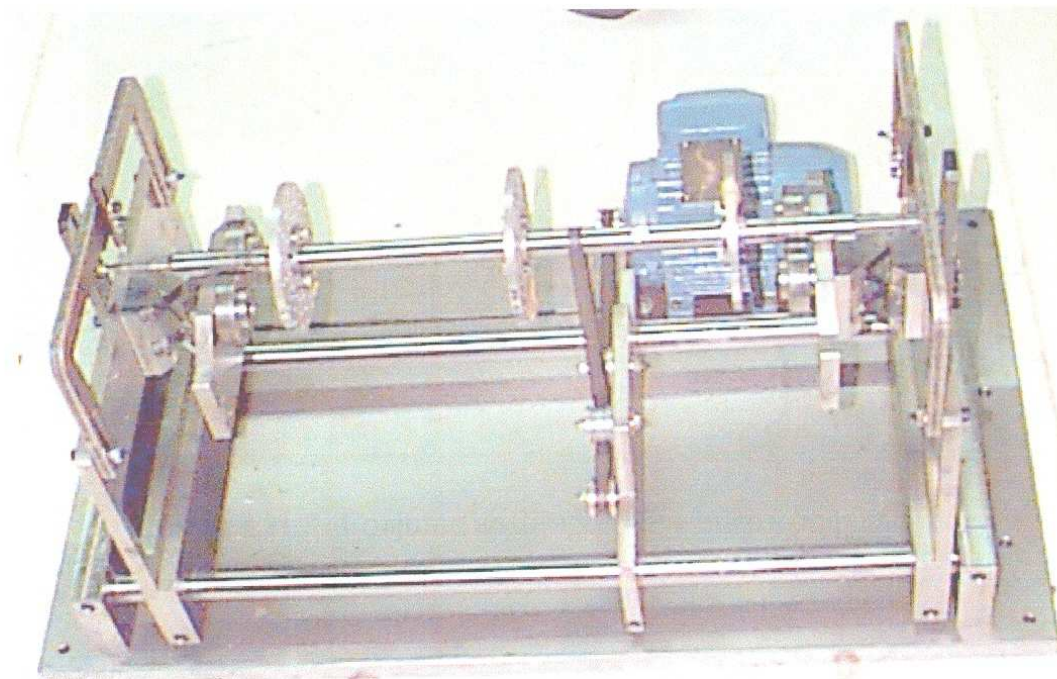


Figura a1.1- Protótipo da máquina de balanceamento - apoios flexíveis

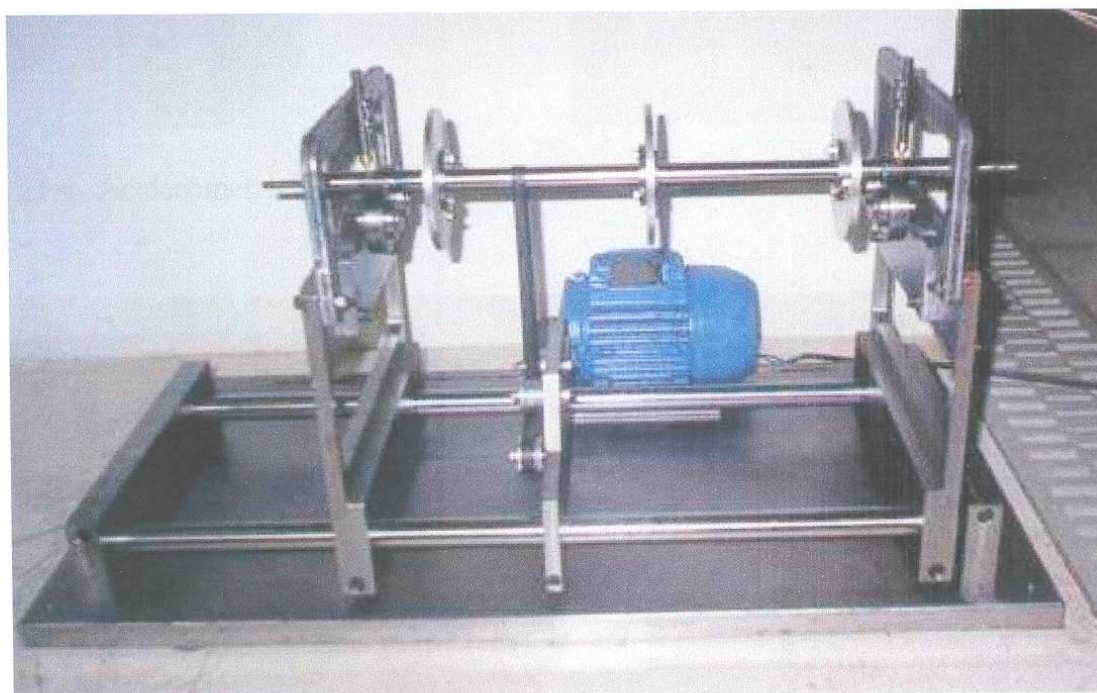


Figura a1.2- Protótipo da máquina de balanceamento - apoios rígidos

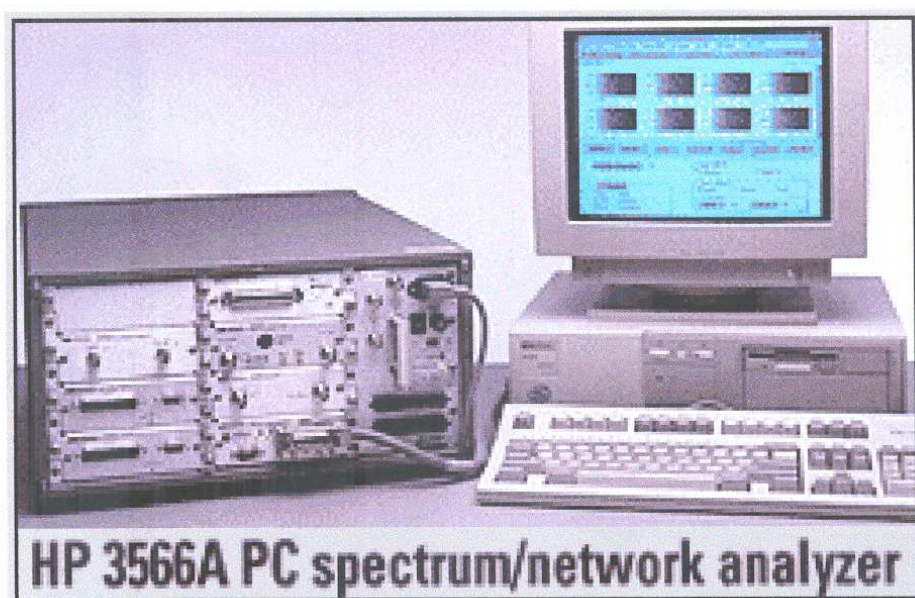


Figura a1.3- Conjunto analisador HP e microcomputador



Figura a1.4- Acelerômetro PCB piezotronics

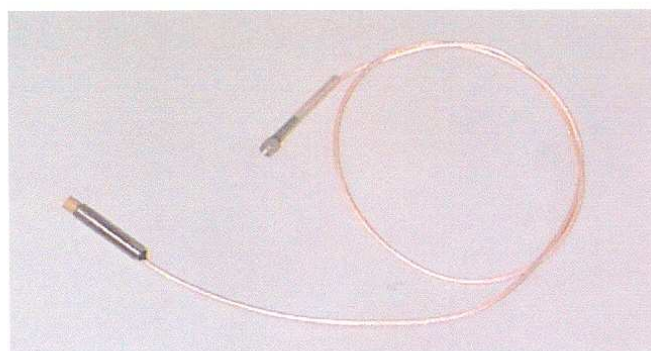


Figura a1.5- Sensor Proximiter Entek

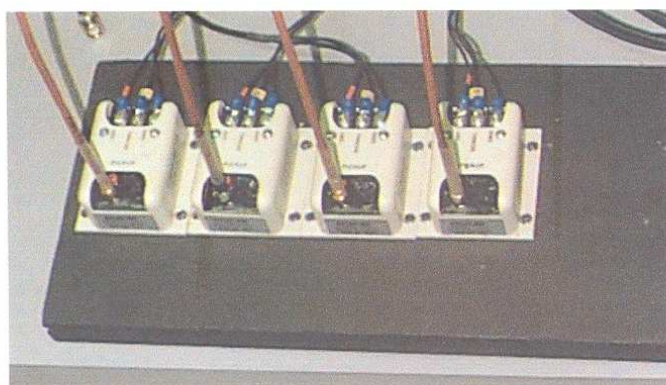


Figura a1.6- Transdutor deslocamento Entek



Figura a1.7- Fonte estabilizada HP



Figura a1.8- Relógio comparador Mitutoyo



Figura a1.9- Tacômetro digital Ametek

Anexo 2 – Listagem do programa (MatLab)

```
%Programa para cálculo de massas corretivas utilizando metodo das tres ou sete medições
clc
T=0;
while T<4
    T=menu('    PROGRAMA DE CALCULO DE MASSAS CORRETIVAS PARA BALANCEAMENTO EM UM DOIS OU TRES PLANOS
','    METODO DAS TRES MEDIÇÕES COM ANGULO FASE - SOLUÇÃO VETORIAL    ','    METODO DAS SETE MEDIÇÕES SEM
ANGULO FASE - SOLUÇÃO GRÁFICA    ','    METODO STATIC - COUPLE - TRES PLANOS    ','    FIM DO PROGRAMA    ');
    if T==1
        %início da rotina das tres medições
        %PROGRAMA PARA CÁLCULO DE MASSA PARA BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS
        %PELO MÉTODO DE SEIS MEDIÇÕES COM UTILIZAÇÃO DO ÂNGULO DE FASE
        clc
        P=0;
        while P<3

            P=menu('    ROTINA PARA CÁLCULO DE BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS COM UTILIZAÇÃO DE MEDIÇÕES DO ÂNGULO
FASE ','    FORNECER    OS    DADOS    NECESSÁRIOS    PARA    O    CÁLCULO    ','    CALCULAR    AS    MASSAS
E    POSIÇÕES    PARA    BALANCEAMENTO    ','    VOLTAR AO MENU INICIAL    ');
            if P==1
                run dados_cfase
            clc
            elseif P==2
                %SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES

                %LEITURA DAS MATRIZES DE VETORES E ANGULOS

                %EQUACIONAMENTO (MULTIPLICAÇÃO DE VETORES)
                %Cálculo dos coeficientes de influência

                N=vibracao(1,1);
                N2=vibracao(2,1);
                N3=vibracao(3,1);

                F=vibracao(1,2);
                F2=vibracao(2,2);
                F3=vibracao(3,2);

                l=sqrt(-1);

                Nx=N*(cos(fase(1,1)));
                Ny=N*(sin(fase(1,1)));
                N2x=N2*(cos(fase(2,1)));
                N2y=N2*(sin(fase(2,1)));
                N3x=N3*(cos(fase(3,1)));
                N3y=N3*(sin(fase(3,1)));

                Fx=F*(cos(fase(1,2)));
                Fy=F*(sin(fase(1,2)));
                F2x=F2*(cos(fase(2,2)));
                F2y=F2*(sin(fase(2,2)));
                F3x=F3*(cos(fase(3,2)));
                F3y=F3*(sin(fase(3,2)));

                NV=Nx+Ny*l;
                N2V=N2x+N2y*l;
                N3V=N3x+N3y*l;

                FV=Fx+Fy*l;
                F2V=F2x+F2y*l;
                F3V=F3x+F3y*l;

                TMOx=TMO*cos(posicao(1,1));
                TMOy=TMO*sin(posicao(1,2));
                TMOV=TMOx+TMOy*l;
```

Wtn=TMOV;

%CÁLCULO A, B, alfa, beta

A=N2V-NV;
B=F3V-FV;
alfa=(F2V-FV)/A;
beta=(N3V-NV)/B;

teta=((beta*FV)-NV)/(A-A*(alfa*beta));
gama=((alfa*NV)-FV)/(B-B*(alfa*beta));

%CORREÇÕES

WN=teta*Wtn;
WF=gama*Wtn;

Massa1=abs(WN);
Massa2=abs(WF);

angulo1=angle(WN);
angulo1=(angulo1)*180/pi;
angulo2=angle(WF);
angulo2=(angulo2)*180/pi;

clc

m=0;

while m<5

m=menu('CLIQUE NA OPÇÃO DESEJADA','DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 1','DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 2','DADOS PARA CORREÇÃO COM DISTRIBUIÇÃO DE MASSA NO PLANO 1','DADOS PARA CORREÇÃO COM DISTRIBUIÇÃO DE MASSA NO PLANO 2','VOLTAR AO MENU PRINCIPAL');

if m==1

t1='SOLUÇÃO PARA O PLANO 1';
t2=['A MASSA DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 1 É ',num2str(Massa1,3),' GRAMAS ', ' COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(angulo1,4), ' GRAUS '];
HANDLE=HELPDLG(t2,t1);

clc

elseif m==2

t3='SOLUÇÃO PARA O PLANO 2 DE BALANCEAMENTO';
t4=['A MASSA DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 2 É ',num2str(Massa2,3),' GRAMAS ', ' COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(angulo2,4), ' GRAUS '];
HANDLE=HELPDLG(t4,t3);
clc

elseif m==3

div=22.5;
incrm=0.5;
massa=Massa1;
angulo=angulo1;

if angulo<0
angulo=360+angulo;

end

angulo=angulo+referencia;

if angulo<0
angulo=angulo+360;
end


```

dif=angulo-div;
fator=dif/div;

if fator==1 & fator==0 & fator==1 & fator==2 & fator==3 & fator==4 & fator==5 & fator==6 & fator==7 & fator==8 & fator==9 &
fator==10 & fator==11 & fator==12 & fator==13 & fator==14 & fator==15

    Adown=round(angulo);

    while fator==1 & fator==0 & fator==1 & fator==2 & fator==3 & fator==4 & fator==5 & fator==6 & fator==7 & fator==8 & fator==9
    & fator==10 & fator==11 & fator==12 & fator==13 & fator==14 & fator==15

        Adown=Adown-increm;
        fator=Adown/div;

    end

    Aup=Adown+div;

    %cálculo dos ângulos e massas

    alfa_new=angulo-Adown;
    alfa_new=alfa_new*pi/180;
    beta_new=Aup-angulo;
    beta_new=beta_new*pi/180;
    div=div*pi/180;
    massadown=(massa*sin(beta_new))/sin(div);
    massaup=(massa*sin(alfa_new))/sin(div);

    t5='SOLUÇÃO PARA O PLANO 1';
    t6=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 1 SÃO ',num2str(massadown,3),' GRAMAS ',' COM
    ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(Adown),' GRAUS E ', num2str(massaup,3),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
    APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(Aup),' GRAUS' ];
    HANDLE=HELPDLG(t6,t5);
end

elseif m==4

    div=22.5;
    increm=0.5;
    massa=Massa2;
    angulo=angulo2;

    if angulo<0
        angulo=360+angulo;
        %para adaptar angulo a zero
        %angulo=angulo-80;
    end

    angulo=angulo+referencia;

    if angulo<0
        angulo=angulo+360;
    end

    dif=angulo-div;
    fator=dif/div;

    if fator==1 & fator==0 & fator==1 & fator==2 & fator==3 & fator==4 & fator==5 & fator==6 & fator==7 & fator==8 & fator==9 &
    fator==10 & fator==11 & fator==12 & fator==13 & fator==14 & fator==15

        Adown=round(angulo);

        while fator==1 & fator==0 & fator==1 & fator==2 & fator==3 & fator==4 & fator==5 & fator==6 & fator==7 & fator==8 & fator==9
        & fator==10 & fator==11 & fator==12 & fator==13 & fator==14 & fator==15

            Adown=Adown-increm;
            fator=Adown/div;

```

```

        end

        Aup=Adown+div;

        %cálculo dos ângulos e massas

        alfa_new=angulo-Adown;
                                alfa_new=alfa_new*pi/180;
                                beta_new=Aup-angulo;
                                beta_new=beta_new*pi/180;
                                div=div*pi/180;
                                massadown=(Massa2*sin(beta_new))/sin(div);
                                massaup=(Massa2*sin(alfa_new))/sin(div);

        t7='SOLUÇÃO PARA O PLANO 2';
        t8=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 2 SÃO ',num2str(massadown,3),' GRAMAS ',' COM
        ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,3),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
        APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS'];
        HANDLE=HELPDLG(t8,t7);
        end
    end
end
end
    end
    %fim da rotina das tres medições

    elseif T==2

        %inicio da rotina das sete medições

        %PROGRAMA PARA CÁLCULO DE MASSA PARA BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS
        %PELO MÉTODO DE VÁRIAS MEDIÇÕES SEM UTILIZAÇÃO DO ÂNGULO DE FASE

        clc
        P=0;
        while P<4

            P=menu('  ROTINA PARA CÁLCULO DE BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS SEM UTILIZAÇÃO DE MEDIÇÕES DO ÂNGULO
            FASE ',' PLOTAR OS GRÁFICOS E CALCULAR AS MASSAS E POSIÇÕES PARA BALANCEAMENTO ','
            FORNECER OS DADOS NECESSÁRIOS PARA O CÁLCULO ',' SOBRE O PROGRAMA ',' VOLTAR AO
            MENU INICIAL ');

            if P==1
                run plotar;
                clc

            %PARTE FINAL DO PROGRAMA:SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES

            %LEITURA DAS MATRIZES DE VETORES E ANGULOS

            %EQUACIONAMENTO (MULTIPLICAÇÃO DE VETORES)

            D1=ampl(1,1)*ampl(2,2);
            D2=angl(1,1)+angl(2,2);
            D3=ampl(1,2)*ampl(2,1);
            D4=angl(1,2)+angl(2,1);
            D5=D1*cos(D2)-D3*cos(D4);
            D6=D1*sin(D2)-D3*sin(D4);
            D7=sqrt(D5^2+D6^2);

            vetor5=D5+D6*i;
            D8=angle(vetor5);
            D8=D8*180/pi;

            if D8<0
                D8=D8+360;
            end

            clc

```

```

%-----AMPLITUDES E ANGULOS PARA MASSAS DE CORREÇÃO-----

for k=1:2

    A=3-k;

    N1(k)=vibracao(1,k)*ampl(A,A)*cos(angl(A,A))-vibracao(1,A)*ampl(k,A)*cos(angl(k,A));
    N2(k)=vibracao(1,k)*ampl(A,A)*sin(angl(A,A))-vibracao(1,A)*ampl(k,A)*sin(angl(k,A));

    vetor6=N1(k)+(N2(k))*1;
    N4(k)=angle(vetor6);
    N4(k)=(N4(k))*180/pi;
    N3(k)=abs(vetor6);

    if N4(k)<0
        N4(k)=N4(k)+360;
    end
    clc
    U3(1,k)=N3(k)/D7;

    U4(k)=N4(k)-D8-180;

    while U4(k)<0
        U4(1,k)=U4(k)+360;
    end

    end

    m=0;

    while m<7
        m=menu('CLIQUE NA OPÇÃO DESEJADA','DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO
1','VISUALIZAÇÃO DOS DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO 1','DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO
2','VISUALIZAÇÃO DOS DADOS PARA CORREÇÃO NO PLANO 2','DADOS PARA CORREÇÃO COM DISTRIBUIÇÃO DE MASSA NO
PLANO 1','DADOS PARA CORREÇÃO COM DISTRIBUIÇÃO DE MASSA NO PLANO 2','VOLTAR AO MENU PRINCIPAL');

        if m==1

            t1='SOLUÇÃO PARA O PLANO 1';
            t2=['A MASSA DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 1 É ',num2str(U3(1,1)), ' GRAMAS ', ' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(U4(1,1)), ' GRAUS '];
            HANDLE=HELPDLG(t2,t1);

            clc

            elseif m==2

                C4=U4(1,1)*pi/180;
                respX=U3(1,1)*cos(C4);
                respY=U3(1,1)*sin(C4);

                compass(respX,respY,'r')
                xlabel('COORDENADAS EM X')
                ylabel('COORDENADAS EM Y')
                title([' MASSA= ', num2str(U3(1,1)), ' gramas', ' ', ' ÂNG. DE CORREÇÃO= ', num2str(U4(1,1)), '
gramas '])
                grid
                axis equal
                pause
                close

            elseif m==3

                t3='SOLUÇÃO PARA O PLANO 2 DE BALANCEAMENTO';
                t4=['A MASSA DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 2 É ',num2str(U3(1,2)), ' GRAMAS ', ' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(U4(1,2)), ' GRAUS '];
                HANDLE=HELPDLG(t4,t3);
                clc

```



```

elseif m==4

C4=U4(1,2)*pi/180;
respx=U3(1,2)*cos(C4);
respy=U3(1,2)*sin(C4);

compass(respx,respy)
xlabel('COORDENADAS EM X')
ylabel('COORDENADAS EM Y')
title([' MASSA= ', num2str(U3(1,2)), ' gramas', '
', ' ÂNG. DE CORREÇÃO= ', num2str(U4(1,2)), '
', ' graus '])
grid
axis equal
pause
close

elseif m==5

div=22.5;
increm=0.5;
massa=U3(1,1);
angulo=U4(1,1);
dif=angulo-div;
fator=dif/div;

if fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9 &
fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

Adown=round(angulo);

while fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9
& fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

Adown=Adown-increm;
fator=Adown/div;

end

Aup=Adown+div;

%cálculo dos ângulos e massas

alfa=angulo-Adown;
alfa=alfa*pi/180;
beta=Aup-angulo;
beta=beta*pi/180;
div=div*pi/180;
massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

t5='SOLUÇÃO PARA O PLANO 1';
t6=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 1 SÃO ', num2str(massadown,2), ' GRAMAS ', ' COM
ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(Adown), ' GRAUS E ', num2str(massaup,2), ' GRAMAS ', ' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ', num2str(Aup), ' GRAUS '];
HANDLE=HELPDLG(t6,t5);
end

elseif m==6

div=22.5;
increm=0.5;
massa=U3(1,2);
angulo=U4(1,2);
dif=angulo-div;
fator=dif/div;

if fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9 &
fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

```

```

Adown=round(angulo);

while fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9
& fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

    Adown=Adown-increm;
    fator=Adown/div;

end

Aup=Adown+div;

%cálculo dos ângulos e massas

alfa=angulo-Adown;
    alfa=alfa*pi/180;
    beta=Aup-angulo;
    beta=beta*pi/180;
    div=div*pi/180;
    massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
    massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

t7='SOLUÇÃO PARA O PLANO 2';
t8=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO 2 SÃO ',num2str(massadown,2),' GRAMAS ',' COM
ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,2),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS' ];
HANDLE=HELPDLG(t8,t7);

end
end
elseif P==2

run informar;

elseif P==3

    titulo=' SOBRE O PROGRAMA';
    coment='FONTE: ARTIGO PUBLICADO NO JORNAL "TRANSACTIONS OF THE ASME" TÍTULO : " TWO PLANE BALANCING OF
A ROTOR SYSTEM WITHOUT PHASE RESPONSE MEASUREMENTS" CONTEÚDO: EXTENSÃO
DO MÉTODO DE QUATRO MEDIÇÕES SEM ÂNGULO-FASE PARA PLANO ÚNICO, ADAPTADA AO MÉTODO DE CÁLCULO DE
COEFICIENTES DE INFLUÊNCIA PARA BALANCEAMENTO EM DOIS PLANOS AUTOR: LOUIS J.
EVERETT (TEXAS A&M UNIVERSITY) ADAPTAÇÃO: ENG. VALÉRIO S. HAMMES JUNIOR
ORIENTAÇÃO: PROF. DR. NILSON BARBIERI & PROF. DR. RENATO BARBIERI ';
    HANDLE=HELPDLG(coment,titulo);

end

end

%final da rotina das sete medições

elseif T==3

    %início da rotina para calculo static couple

    %correcao de desbalanceamento estatico

SC=0;
clc

while SC<3

    SC=menu(' ROTINA PARA CORREÇÃO DE DESBALANCEAMENTO PELO METODO STATIC-COUPLE ',' CORRECAO DO
DESBALANCEAMENTO ESTATICO ',' CORRECAO DO DESBALANCEAMENTO DINAMICO PURO ',' VOLTAR AO MENU
INICIAL ');

    if SC==1
        i=sqrt(-1);

```

```

%converter os angulos
disp(' informe a massa teste utilizada no plano intermediario');
massa_teste=input(' massa_teste= ');
disp(' informe os valores de amplitude e angulos ');
planos=input('planos=');
if planos(1,2)<0
planos(1,2)=360+planos(1,2);
end
planos(1,2)=planos(1,2)*pi/180;
if planos(2,2)<0
planos(2,2)=360+planos(2,2);
end
planos(2,2)=planos(2,2)*pi/180;
if planos(3,2)<0
planos(3,2)=360+planos(3,2);
end
planos(3,2)=planos(3,2)*pi/180;
if planos(4,2)<0
planos(4,2)=360+planos(4,2);
end
planos(4,2)=planos(4,2)*pi/180;
%pontos dos vetores originais
or1=planos(1,1)*cos(planos(1,2));
oi1=planos(1,1)*sin(planos(1,2));
or2=planos(2,1)*cos(planos(2,2));
oi2=planos(2,1)*sin(planos(2,2));
%pontos dos vetores da massa teste
mr1=planos(3,1)*cos(planos(3,2));
mi1=planos(3,1)*sin(planos(3,2));
mr2=planos(4,1)*cos(planos(4,2));
mi2=planos(4,1)*sin(planos(4,2));
%plotar grafico original
x1o=0;
y1o=complex(or1,oi1);
x2o=0;
y2o=complex(or2,oi2);
x3o=0;
a1o=real(y1o);
a2o=real(y2o);
b1o=imag(y1o);
b2o=imag(y2o);
a3o=(a1o+a2o)/2;
b3o=(b1o+b2o)/2;
y3o=complex(a3o,b3o);
amp_original=abs(y3o);
angulo_original=angle(y3o);
angulo_original=angulo_original*180/pi;
zo=linspace(x1o,y1o);
wo=linspace(x2o,y2o);
yo=linspace(y1o,y2o);
qo=linspace(x3o,y3o);
%plotar grafico para massa teste
x1m=0;
y1m=complex(mr1,mi1);
x2m=0;
y2m=complex(mr2,mi2);
x3m=0;
a1m=real(y1m);
a2m=real(y2m);
b1m=imag(y1m);
b2m=imag(y2m);
a3m=(a1m+a2m)/2;
b3m=(b1m+b2m)/2;
y3m=a3m+b3m*i;
ampteste=abs(y3m);
angulo_teste=angle(y3m);
angulo_teste=angulo_teste*180/pi;
zm=linspace(x1m,y1m);
wm=linspace(x2m,y2m);
ym=linspace(y1m,y2m);

```



```

qm=linspace(x3m,y3m);
    %plotar os dois vetores
j=linspace(y3m,y3o);
axis equal
grid
hold on
plot(qo,'r')
plot(qm,'b')
plot(j,'c')
legend('original','original + massa teste','massa teste')
aj=a3m-a3o;
bj=b3m-b3o;
yj=complex(aj,bj);
    vetor_corr=abs(yj);
    ang_massa=angle(yj);
ang_massa=ang_massa*180/pi;
pause
    Angulo_estatico_original=angulo_original
Angulo_estatico_massa=ang_massa
    massa_corretiva=massa_teste*(amp_original/vetor_corr)
    %subrotina para o calculo do angulo de giro
    solx_mas=a3m-a3o;
    soly_mas=b3m-b3o;
sol=complex(solx_mas,soly_mas);
    XXX=a3o*solx_mas;
    YYY=b3o*soly_mas;
    M=abs(sol);
    OR=abs(y3o);
    teta=acos((XXX+YYY)/(M*OR));
teta=180-(teta*180/pi);
giro_estatico=teta
    %fim da subrotina para calculo do angulo de giro
    pause
clc
close

%subrotina para alocao das massas

Mst=0;
while Mst<3

    Mst=menu('  OPÇÕES  ',' GIRAR MASSA NO SENTIDO HORARIO ',' GIRAR MASSA NO SENTIDO ANTI-HORARIO ','
VOLTAR AO MENU INICIAL ');

    if Mst==1

        disp('  INFORME O VALOR DO ANGULO  ')
        angulo_giro=input('angulo_giro=');
        clc
        disp('  INFORME O ANGULO DE APLICACAO DA MASSA TESTE  ')
        angulo_teste=input('angulo_teste=');
        clc
        ang_aplic1=angulo_teste-angulo_giro;
        if ang_aplic1<0
            ang_aplic1=ang_aplic1+360;
        elseif ang_aplic1>360
            ang_aplic1=ang_aplic1-360;
        end
        div=22.5;

        increm=0.5;
        massa=massa_corretiva;
        angulo=ang_aplic1;
        dif=angulo-div;
        fator=dif/div;

        if fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9 &
fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15
            Adown=round(angulo);
            while fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9
& fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

```

```

        Adown=Adown-increm;
        fator=Adown/div;
    end
    Aup=Adown+div;
    %cálculo dos ângulos e massas
    alfa=angulo-Adown;
        alfa=alfa*pi/180;
        beta=Aup-angulo;
        beta=beta*pi/180;
        div=div*pi/180;
        massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
        massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

    t9='SOLUÇÃO PARA O PLANO MEDIO';
    t10=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO MEDIO SÃO ',num2str(massadown,2),' GRAMAS ','
    'COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,2),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
    'APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS' ];
    HANDLE=HELPDLG(t10,t9);

end

elseif Mst==2

    disp('  INFORME O VALOR DO ANGULO  ')
    angulo_giro=input('angulo_giro=');
    clc
    disp('  INFORME O ANGULO DE APLICACAO DA MASSA TESTE  ')
    angulo_teste=input('angulo_teste=');
    clc
    ang_aplic1=angulo_teste+angulo_giro;

    if ang_aplic1<0
        ang_aplic1=ang_aplic1+360;
    elseif ang_aplic1>360
        ang_aplic1=ang_aplic1-360;
    end
    div=22.5;
    increm=0.5;
    massa=massa_corretiva;
    angulo=ang_aplic1;
    dif=angulo-div;
    fator=dif/div;

    if fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9 &
    fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

        Adown=round(angulo);

        while fator~-1 & fator~=0 & fator~=1 & fator~=2 & fator~=3 & fator~=4 & fator~=5 & fator~=6 & fator~=7 & fator~=8 & fator~=9
        & fator~=10 & fator~=11 & fator~=12 & fator~=13 & fator~=14 & fator~=15

            Adown=Adown-increm;
            fator=Adown/div;

        end

        Aup=Adown+div;

        %cálculo dos ângulos e massas

        alfa=angulo-Adown;

            alfa=alfa*pi/180;
            beta=Aup-angulo;
            beta=beta*pi/180;
            div=div*pi/180;
            massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
            massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

        t9='SOLUÇÃO PARA O PLANO MEDIO';
        t10=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO MEDIO SÃO ',num2str(massadown,2),' GRAMAS ','
        'COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,2),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
        'APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS' ];

```

```

        HANDLE=HELPDLG(t10,t9);
    end
end
end
%fim da subrotina para alocação das massas
elseif SC==2

%rotina para cálculo de correção para desbalanceamento dinâmico puro
%converter os ângulos
disp(' informe a massa teste utilizada no plano intermediário');
massa_teste=input(' massa_teste= ');
disp(' informe os valores de amplitude e ângulos ');
planos=input('planos=');
clc

    if planos(1,2)<0
        planos(1,2)=360+planos(1,2);
    end
    planos(1,2)=planos(1,2)*pi/180;
    if planos(2,2)<0
        planos(2,2)=360+planos(2,2);
    end
    planos(2,2)=planos(2,2)*pi/180;
    if planos(3,2)<0
        planos(3,2)=360+planos(3,2);
    end
    planos(3,2)=planos(3,2)*pi/180;
    if planos(4,2)<0
        planos(4,2)=360+planos(4,2);
    end
    planos(4,2)=planos(4,2)*pi/180;
    %pontos dos vetores originais
    or1=planos(1,1)*cos(planos(1,2));
    oi1=planos(1,1)*sin(planos(1,2));
    or2=planos(2,1)*cos(planos(2,2));
    oi2=planos(2,1)*sin(planos(2,2));
    %pontos dos vetores da massa teste
    mr1=planos(3,1)*cos(planos(3,2));
    mi1=planos(3,1)*sin(planos(3,2));
    mr2=planos(4,1)*cos(planos(4,2));
    mi2=planos(4,1)*sin(planos(4,2));
    %plotar gráfico original

x1o=0;
y1o=complex(or1,oi1);
x2o=0;
y2o=complex(or2,oi2);
x3o=0;
a1o=real(y1o);
a2o=real(y2o);
b1o=imag(y1o);
b2o=imag(y2o);
a3o=(a1o+a2o)/2;
b3o=(b1o+b2o)/2;
y3o=complex(a3o,b3o);
zo=linspace(x1o,y1o);
wo=linspace(x2o,y2o);
yo=linspace(y1o,y2o);
qo=linspace(x3o,y3o);

plot(zo,'r')
    title('VETORES COM AMPLITUDES ORIGINAIS')
    axis equal
    grid
    hold on
    plot(wo,'b')
    plot(yo,'c')
    plot(qo,'k')
legend('PLANO1','PLANO2','DINAMICO','ESTATICO')
pause
[X1,Y1]=ginput(1);
[X2,Y2]=ginput(1);

```



```

close

Xo=X2-X1;
Yo=Y2-Y1;
eqo=complex(Xo,Yo);
ang_coupleo=angle(eqo);
ang_coupleo=ang_coupleo*180/pi;
amp_coupleo=abs(eqo);
Ro=linspace(0,eqo);
%plotar o grafico com a massa teste
x1m=0;
y1m=complex(mr1,mi1);
x2m=0;
y2m=complex(mr2,mi2);
x3m=0;
a1m=real(y1m);
a2m=real(y2m);
b1m=imag(y1m);
b2m=imag(y2m);
a3m=(a1m+a2m)/2;
b3m=(b1m+b2m)/2;
y3m=a3m+b3m*i;

%pause
zm=linspace(x1m,y1m);
wm=linspace(x2m,y2m);
ym=linspace(y1m,y2m);
qm=linspace(x3m,y3m);

plot(zm,'r')
title('VETORES COM AMPLITUDES DE TESTE')
axis equal
grid
hold on
plot(wm,'b')
plot(ym,'c')
plot(qm,'k')
legend('PLANO1','PLANO2','DINAMICO','ESTATICO')
pause
[X3,Y3]=ginput(1);
[X4,Y4]=ginput(1);
Xt=X4-X3;
Yt=Y4-Y3;
eqt=complex(Xt,Yt);
Rt=linspace(0,eqt);
angle_coteste=angle(eqt);
angle_coteste=angle_coteste*180/pi;
amp_coteste=abs(eqt);

close

%plotar os dois vetores no grafico

plot(Ro,'r')
title('SOLUCAO FINAL PARA DESBALANCEAMENTO DINAMICO PURO')
axis equal
grid
hold on
plot(Rt,'b')
final=linspace(eqo,eqt);
plot(final,'c')
legend('dinamico original','dinamico teste','massa teste')
%pause
xx=Xt-Xo;
yy=Yt-Yo;
vetor_massa=complex(xx,yy);
correcao=abs(vetor_massa);
ang_corree=angle(vetor_massa);
ang_corree=ang_corree*180/pi;
correcao_couple=massa_teste*(amp_coupleo/correcao);

```

```

dinamico_original=ang_coupleo
dinamico_massa=ang_corree
massa_corretiva=correcao_couple
    %subrotina para o calculo do angulo de giro na correcao dinamica
    solxd_mas=xx;
    solyd_mas=yy;
    sold=complex(solxd_mas,solyd_mas);
    XXXd=Xo*solxd_mas;
    YYYd=Yo*solyd_mas;
    Md=abs(sold);
    ORd=amp_coupleo;
    tetad=acos((XXXd+YYYd)/(Md*ORd));
    tetad=180-(tetad*180/pi);
    giro_dinamico=tetad
    %fim da subrotina para calculo do angulo de giro
pause
close
clc

%subrotina para alocao das massas
Mdin=0;
while Mdin<3

    Mdin=menu(' OPÇÕES ',' GIRAR MASSA NO SENTIDO HORARIO ',' GIRAR MASSA NO SENTIDO ANTI-HORARIO
',' VOLTAR AO MENU INICIAL ');

    if Mdin==1

        disp(' INFORME O VALOR DO ANGULO ')
        angulo_giro=input('angulo_giro=');
        clc
        disp(' INFORME O ANGULO DE APLICACAO DA MASSA TESTE ')
        angulo_teste=input('angulo_teste=');
        clc
        ang_aplic1=angulo_teste-angulo_giro;

        if ang_aplic1<0
            ang_aplic1=ang_aplic1+360;
        elseif ang_aplic1>360
            ang_aplic1=ang_aplic1-360;
        end

        div=22.5;

        increm=0.5;
        massa=massa_corretiva;
        angulo=ang_aplic1;
        dif=angulo-div;
        fator=dif/div;

        if fator~-1 & fator~-0 & fator~1 & fator~2 & fator~3 & fator~4 & fator~5 & fator~6 & fator~7 & fator~8 & fator~9 &
fator~10 & fator~11 & fator~12 & fator~13 & fator~14 & fator~15

            Adown=round(angulo);

            while fator~-1 & fator~-0 & fator~1 & fator~2 & fator~3 & fator~4 & fator~5 & fator~6 & fator~7 & fator~8 & fator~9
& fator~10 & fator~11 & fator~12 & fator~13 & fator~14 & fator~15

                Adown=Adown-increm;
                fator=Adown/div;

            end
            Aup=Adown+div;
            %cálculo dos ângulos e massas

            alfa=angulo-Adown;

            alfa=alfa*pi/180;
            beta=Aup-angulo;
            beta=beta*pi/180;
            div=div*pi/180;
            massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
            massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

```

```

t11='SOLUÇÃO PARA O PLANO MEDIO';
t12=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO ESCOLHIDO SÃO ',num2str(massadown,2),' GRAMAS
',' COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,2),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS'];
HANDLE=HELPDLG(t12,t11);
end
elseif Mdin==2

disp(' INFORME O VALOR DO ANGULO ')
angulo_giro=input('angulo_giro=');
clc
disp(' INFORME O ANGULO DE APLICACAO DA MASSA TESTE ')
angulo_teste=input('angulo_teste=');
clc
ang_aplic1=angulo_teste-angulo_giro;

if ang_aplic1<0
    ang_aplic1=ang_aplic1+360;
elseif ang_aplic1>360
    ang_aplic1=ang_aplic1-360;
end

div=22.5;
increm=0.5;
massa=massa_corretiva;
angulo=ang_aplic1;
dif=angulo-div;
fator=dif/div;
if fator~-1 & fator~-0 & fator~-1 & fator~-2 & fator~-3 & fator~-4 & fator~-5 & fator~-6 & fator~-7 & fator~-8 & fator~-9
& fator~-10 & fator~-11 & fator~-12 & fator~-13 & fator~-14 & fator~-15
    Adown=round(angulo);
    while fator~-1 & fator~-0 & fator~-1 & fator~-2 & fator~-3 & fator~-4 & fator~-5 & fator~-6 & fator~-7 & fator~-8 & fator~-9
& fator~-10 & fator~-11 & fator~-12 & fator~-13 & fator~-14 & fator~-15
        Adown=Adown-increm;
        fator=Adown/div;
    end

    Aup=Adown+div;

%cálculo dos ângulos e massas

alfa=angulo-Adown;
    alfa=alfa*pi/180;
    beta=Aup-angulo;
    beta=beta*pi/180;
    div=div*pi/180;
    massadown=(massa*sin(beta))/sin(div);
    massaup=(massa*sin(alfa))/sin(div);

t11='SOLUÇÃO PARA O PLANO MEDIO';
t12=['A MASSAS DE CORREÇÃO NO PLANO DE BALANCEAMENTO ESCOLHIDO SÃO ',num2str(massadown,2),' GRAMAS
',' COM ÂNGULO DE APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Adown),' GRAUS E ',num2str(massaup,2),' GRAMAS ',' COM ÂNGULO DE
APLICAÇÃO IGUAL A ',num2str(Aup),' GRAUS'];
HANDLE=HELPDLG(t12,t11);

end
end
end

%fim da subrotina para alocação das massas
close
clc
end
end
%fim da rotina para calculo static couple
end
end

```



```
%PROGRAMA PARA LEITURA DE DADOS
%VIBRAÇÃO NOS MANCAIS S/ E COM UTILIZAÇÃO DE MASSA TESTE
```

```
%Declaração das matrizes de dados
clc
n=0;
```

```
while n<6
```

```
    n=menu(' ENTRE COM OS DADOS PARA OS CÁLCULOS',' VALOR DA MASSA DE TESTE
','POSIÇÕES ANGULARES DA MASSA TESTE NOS DOIS PLANOS ','DADOS DE VIBRAÇÕES
MEDIDOS ',' EXEMPLO 1 - ARTIGO ',' EXEMPLO 2 - ARTIGO ',' SAÍDA ');
```

```
    clc
    if n==1

        TMO=input('TMO=');
        clc
```

```
    elseif n==2
disp(' ')
disp(' COLOQUE OS VALORES DA SEGUINTE FORMA: LINHA 1---- PLANO 1 / LINHA 2---- PLANO 2')
disp(' ')
disp(' COLOQUE OS VALORES DE FORMA MATRICIAL')
disp(' <plano 1 - posição 1> , <plano 1 - posição 2> , plano 1 - posição 3>')
disp(' <plano 2 - posição 1> , <plano 2 - posição 2> , plano 2 - posição 3>')
disp(' ')
angulo=input('angulo=');
clc
```

```
%Subrotina para converção do angulo para um valor entre 0 e 360 graus
```

```
for i=1:2
    for j=1:3
        if angulo(i,j)<0
            while angulo(i,j)<0
                angulo(i,j)=angulo(i,j)+360;
            end
        elseif angulo(i,j)>360
            while angulo(i,j)>360
                angulo(i,j)=angulo(i,j)-360;
            end
        end
        angulo(i,j)=angulo(i,j)*0.0174532925;
    end
end
```

```
elseif n==3
```

```
%Matrizes referentes aos dados medidos com relação à vibração nos mancais
```

```
disp('-----FORNEÇA OS DADOS DE VIBRAÇÕES MEDIDOS-----')
disp(' ')
disp('-----OS DADOS SÃO FORNECIDOS NA FORMA MATRICIAL DA SEGUINTE MANEIRA:-----')
disp(' coluna 1 - PRIMEIRO PLANO DE MEDIÇÕES-----coluna 2 - SEGUNDO PLANO DE MEDIÇÕES')
disp(' ')
disp(' PRIMEIRA LINHA - AMPLITUDE SEM MASSA TESTE')
disp(' ')
disp(' SEGUNDA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 1 DE BALANCEAMENTO NA "PRIMEIRA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' TERCEIRA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 1 DE BALANCEAMENTO NA "SEGUNDA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' QUARTA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 1 DE BALANCEAMENTO NA "TERCEIRA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' QUINTA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 2 DE BALANCEAMENTO NA "PRIMEIRA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' SEXTA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 2 DE BALANCEAMENTO NA "SEGUNDA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' SETIMA LINHA - AMPLITUDE COM MASSA NO PLANO 2 DE BALANCEAMENTO NA "TERCEIRA" POSIÇÃO ANGULAR')
disp(' ')
disp(' ')
vibracao=input('vibracao=');
```

```

lc

elseif n==4

    TMO=0.5;
    angulo=[0 135 247.5;0 135 247.5];

    %Subrotina para converção do angulo para um valor entre 0 e 360 graus
    for i=1:2
        for j=1:3
            if angulo(i,j)<0
                while angulo(i,j)<0
                    angulo(i,j)=angulo(i,j)+360;
                end
            elseif angulo(i,j)>360
                while angulo(i,j)>360
                    angulo(i,j)=angulo(i,j)-360;
                end
            end
            angulo(i,j)=angulo(i,j)*0.0174532925;
        end
    end

    vibracao=[18.5 3.5;23.6 4.1;15.3 7.1;16.5 2.2;13 2.9;21.9 7.7;21.5 6.8];
    n=6;
elseif n==5

    TMO=0.5;
    angulo=[0 135 247.5;0 135 247.5];

    %Subrotina para converção do angulo para um valor entre 0 e 360 graus
    for i=1:2
        for j=1:3
            if angulo(i,j)<0
                while angulo(i,j)<0
                    angulo(i,j)=angulo(i,j)+360;
                end
            elseif angulo(i,j)>360
                while angulo(i,j)>360
                    angulo(i,j)=angulo(i,j)-360;
                end
            end
            angulo(i,j)=angulo(i,j)*0.0174532925;
        end
    end

    vibracao=[5.5 1.6;5.8 1.7;5.2 2.1;5.5 0.9;4.3 1.6;6.7 1.6;5.7 1.7];
    n=6;
end

save informar;
clc

end

%PROGRAMA PARA GERAR OS TRIANGULOS

load informar;
clc

%ROTINA PARA DESENHAR TRÊS CIRCULOS

teta=0:pi/180:2*pi;

%-----PRIMEIRO PLANO DE MEDIÇÕES-----

%construindo as funções

```

```

x=vibacao(1,1)*cos(teta);
y=vibacao(1,1)*sin(teta);

x1=vibacao(2,1)*cos(teta);
x1=x1+vibacao(1,1);
y1=vibacao(2,1)*sin(teta);

x2=vibacao(3,1)*cos(teta);
x2=x2+(vibacao(1,1)*cos(angulo(1,2)));
y2=vibacao(3,1)*sin(teta);
y2=y2+(vibacao(1,1)*sin(angulo(1,2)));

x3=vibacao(4,1)*cos(teta);
x3=x3+(vibacao(1,1)*cos(angulo(1,3)));
y3=vibacao(4,1)*sin(teta);
y3=y3+(vibacao(1,1)*sin(angulo(1,3)));

plot(x,y,'k',x1,y1,'r',x2,y2,'g',x3,y3,'b')
grid
axis equal
xlabel('COORDENADAS EM X')
ylabel('COORDENADAS EM Y')
title('PRIMEIRO JOGO DE CÍRCULOS - PLANO DE MEDIÇÃO 1/PLANO DE BALANCEAMENTO 1')
zoom

aaa='CLIQUE COM O BOTÃO DO MOUSE E ARRASTE PARA ACIONAR O ZOOM . EM SEGUIDA, PRESSIONE A TECLA
ENTER PARA CAPTURAR O PONTO DE INTERSECÇÃO ATRAVÉS DO CURSOR. ';
bbb='*****FUNÇÃO ZOOM & CAPTURA *****';
HANDLE=HELPDLG(aaa,bbb);
clc
pause

[X,Y]=ginput(1);

X1=zeros(2,2);
Y1=zeros(2,2);

angl=zeros(2,2);
ampl=zeros(2,2);

X1(1,1)=X;
Y1(1,1)=Y;

X1(1,1)=-X1(1,1);

l=sqrt(-1);
vetor1=X1(1,1)+Y(1,1)*l;
angl(1,1)=angle(vetor1);
ampl(1,1)=(abs(vetor1))/TMO;

close
pause
clc

% SEGUNDO JOGO DE CIRCULOS PARA O PRIMEIRO PLANO DE MEDIÇÃO

xx=vibacao(1,1)*cos(teta);
yy=vibacao(1,1)*sin(teta);

x4=vibacao(5,1)*cos(teta);
x4=x4+vibacao(1,1);
y4=vibacao(5,1)*sin(teta);

x5=vibacao(6,1)*cos(teta);
x5=x5+(vibacao(1,1)*cos(angulo(2,2)));
y5=vibacao(6,1)*sin(teta);
y5=y5+(vibacao(1,1)*sin(angulo(2,2)));

x6=vibacao(7,1)*cos(teta);

```



```

x6=x6+(vibracao(1,1)*cos(angulo(2,3)));
y6=vibracao(7,1)*sin(teta);
y6=y6+(vibracao(1,1)*sin(angulo(2,3)));

plot(xx,yy,'k:',x4,y4,'r',x5,y5,'g',x6,y6,'b')
grid
axis equal
xlabel('COORDENADAS EM X')
ylabel('COORDENADAS EM Y')
title('SEGUNDO JOGO DE CÍRCULOS - PLANO DE MEDIÇÃO 2/PLANO DE BALANCEAMENTO 1')

zoom
pause

[X,Y]=ginput(1);

X1(1,2)=X;
Y1(1,2)=Y;

X1(1,2)=-X1(1,2);

vetor2=X1(1,2)+Y1(1,2)*i;
angl(1,2)=angle(vetor2);
ampl(1,2)=(abs(vetor2))/TMO;
close
pause
clc

%-----SEGUNDO PLANO DE MEDIÇÕES-----

%construindo as funções

xxx=vibracao(1,2)*cos(teta);
yyy=vibracao(1,2)*sin(teta);

x11=vibracao(2,2)*cos(teta);
x11=x11+vibracao(1,2);
y11=vibracao(2,2)*sin(teta);

x22=vibracao(3,2)*cos(teta);
x22=x22+(vibracao(1,2)*cos(angulo(1,2)));
y22=vibracao(3,2)*sin(teta);
y22=y22+(vibracao(1,2)*sin(angulo(1,2)));

x33=vibracao(4,2)*cos(teta);
x33=x33+(vibracao(1,2)*cos(angulo(1,3)));
y33=vibracao(4,2)*sin(teta);
y33=y33+(vibracao(1,2)*sin(angulo(1,3)));

plot(xxx,yyy,'k:',x11,y11,'r',x22,y22,'g',x33,y33,'b')
grid
axis equal
xlabel('COORDENADAS EM X')
ylabel('COORDENADAS EM Y')
title('TERCEIRO JOGO DE CÍRCULOS - PLANO DE MEDIÇÃO 1/PLANO DE BALANCEAMENTO 2')

zoom
pause

[X,Y]=ginput(1);

X1(2,1)=X;
Y1(2,1)=Y;

X1(2,1)=-X1(2,1);

vetor3=X1(2,1)+Y1(2,1)*i;
angl(2,1)=angle(vetor3);

```

```
ampl(2,1)=(abs(vetor3))/TMO;
```

```
close  
pause  
clc
```

```
% SEGUNDO JOGO DE CIRCULOS PARA O SEGUNDO PLANO DE MEDIÇÃO
```

```
xx=vibacao(1,2)*cos(teta);  
yy=vibacao(1,2)*sin(teta);
```

```
x44=vibacao(5,2)*cos(teta);  
x44=x44+vibacao(1,2);  
y44=vibacao(5,2)*sin(teta);
```

```
x55=vibacao(6,2)*cos(teta);  
x55=x55+(vibacao(1,2)*cos(angulo(2,2)));  
y55=vibacao(6,2)*sin(teta);  
y55=y55+(vibacao(1,2)*sin(angulo(2,2)));
```

```
x66=vibacao(7,2)*cos(teta);  
x66=x66+(vibacao(1,2)*cos(angulo(2,3)));  
y66=vibacao(7,2)*sin(teta);  
y66=y66+(vibacao(1,2)*sin(angulo(2,3)));
```

```
plot(xx,yy,'k',x44,y44,'r',x55,y55,'g',x66,y66,'b')
```

```
grid
```

```
axis equal
```

```
xlabel('COORDENADAS EM X')
```

```
ylabel('COORDENADAS EM Y')
```

```
title('QUARTO JOGO DE CÍRCULOS - PLANO DE MEDIÇÃO 2/PLANO DE BALANCEAMENTO 2')
```

```
zoom
```

```
pause
```

```
[X,Y]=ginput(1);
```

```
X1(2,2)=X;
```

```
Y1(2,2)=Y;
```

```
X1(2,2)=-X1(2,2);
```

```
vetor4=X1(2,2)+Y1(2,2)*i;  
angl(2,2)=angle(vetor4);  
ampl(2,2)=abs(vetor4)/TMO;
```

```
close  
pause  
clc
```

```
save plotar;
```

Anexo 3 – Espectros do sistema desbalanceado

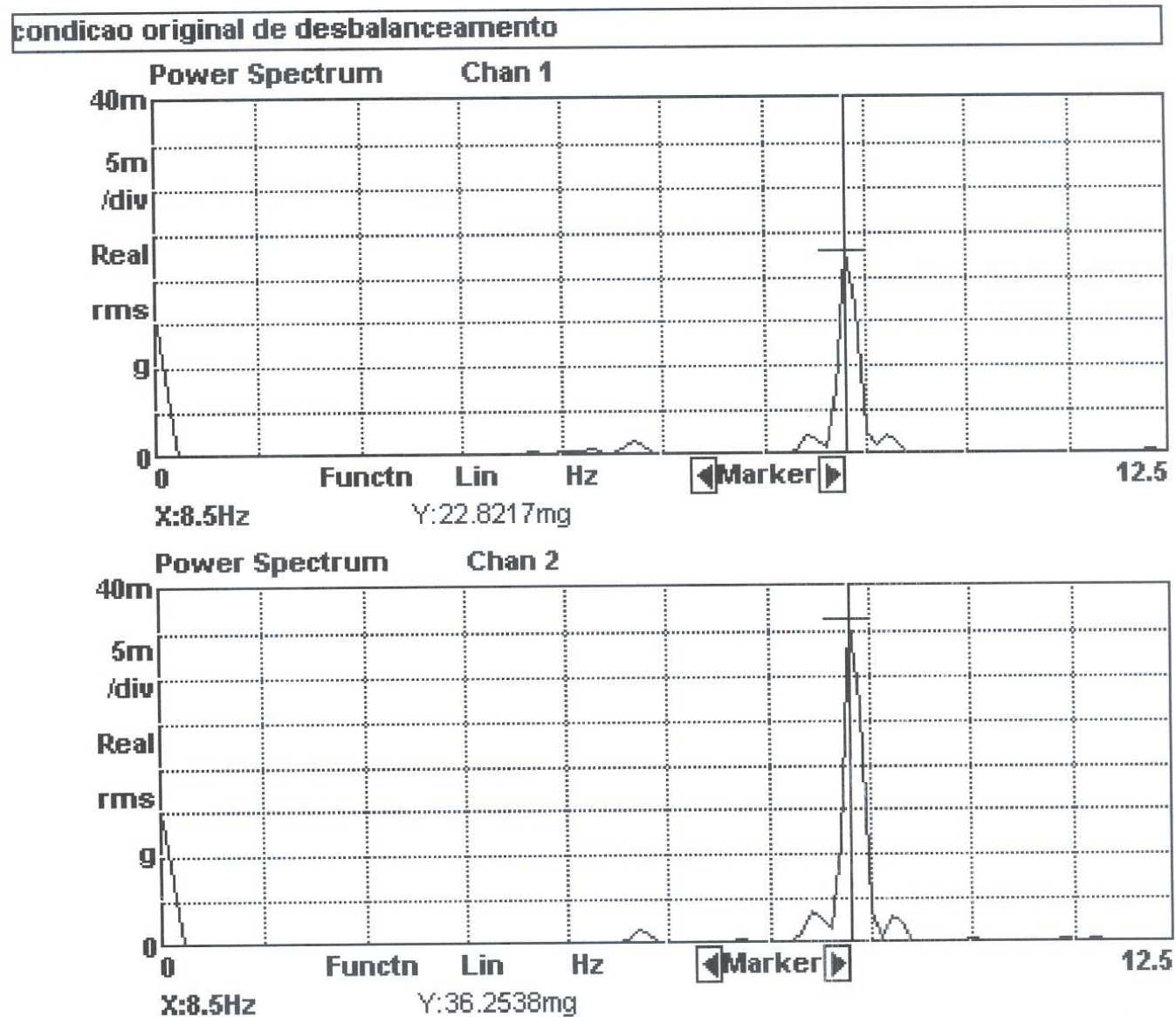


Figura a3.1 – Medições originais (vibração inicial) do rotor para máquina em apoios flexíveis com acelerômetro , plano 1 & 2 (superior e inferior)

condicao original apoio rigido

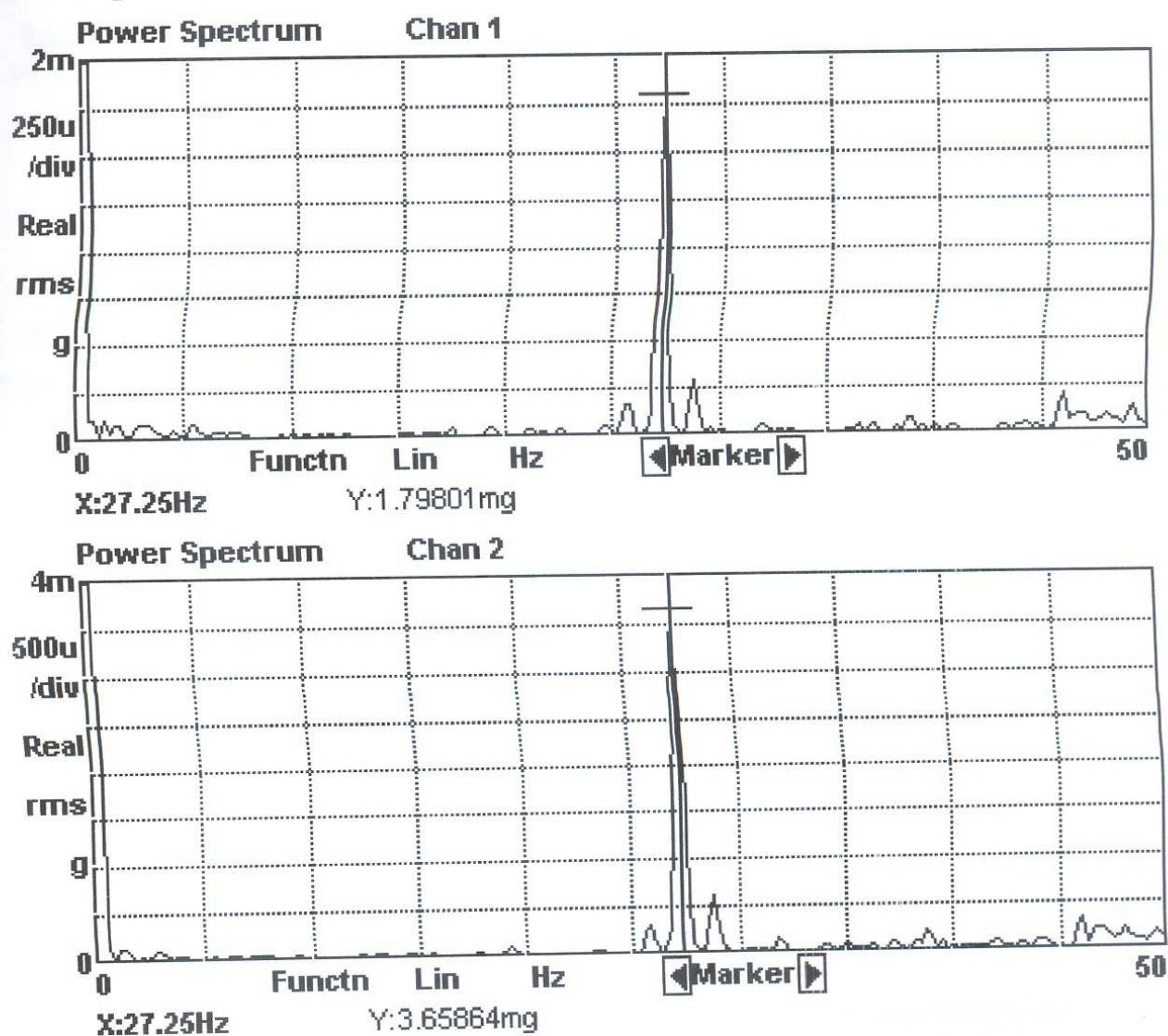


Figura a3.2 – Medições originais (vibração inicial) do rotor para máquina em apoios rígidos com acelerômetro , plano 1 & 2 (superior e inferior)

ondicao original- proximiter

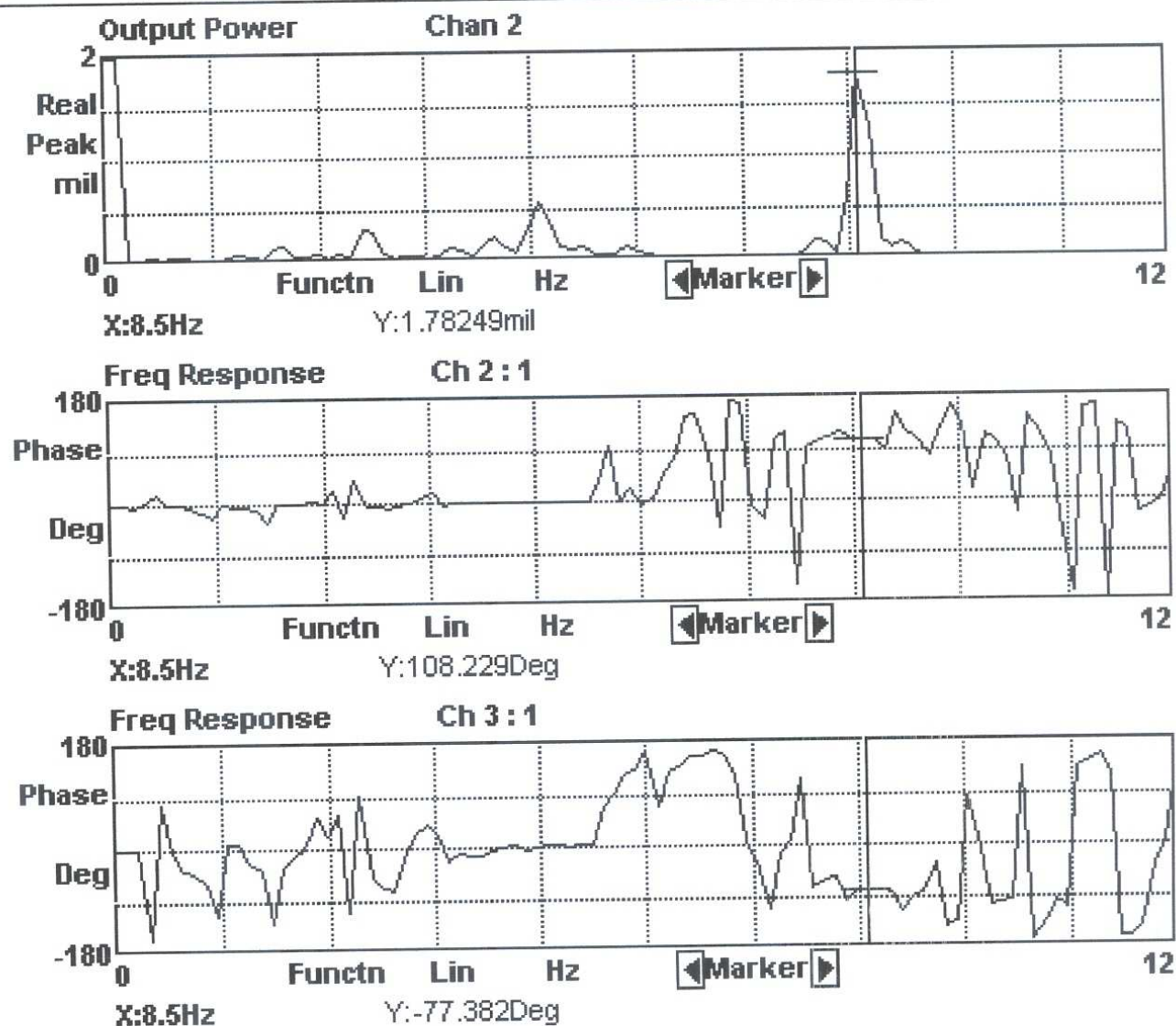


Figura a3.3 – Medições originais (vibração inicial) do rotor para máquina em apoios flexíveis com proximiter . Vibração (plano 1) , ângulo fase (plano 1) e ângulo de fase (plano 2) respectivamente

indicao original- proximiter

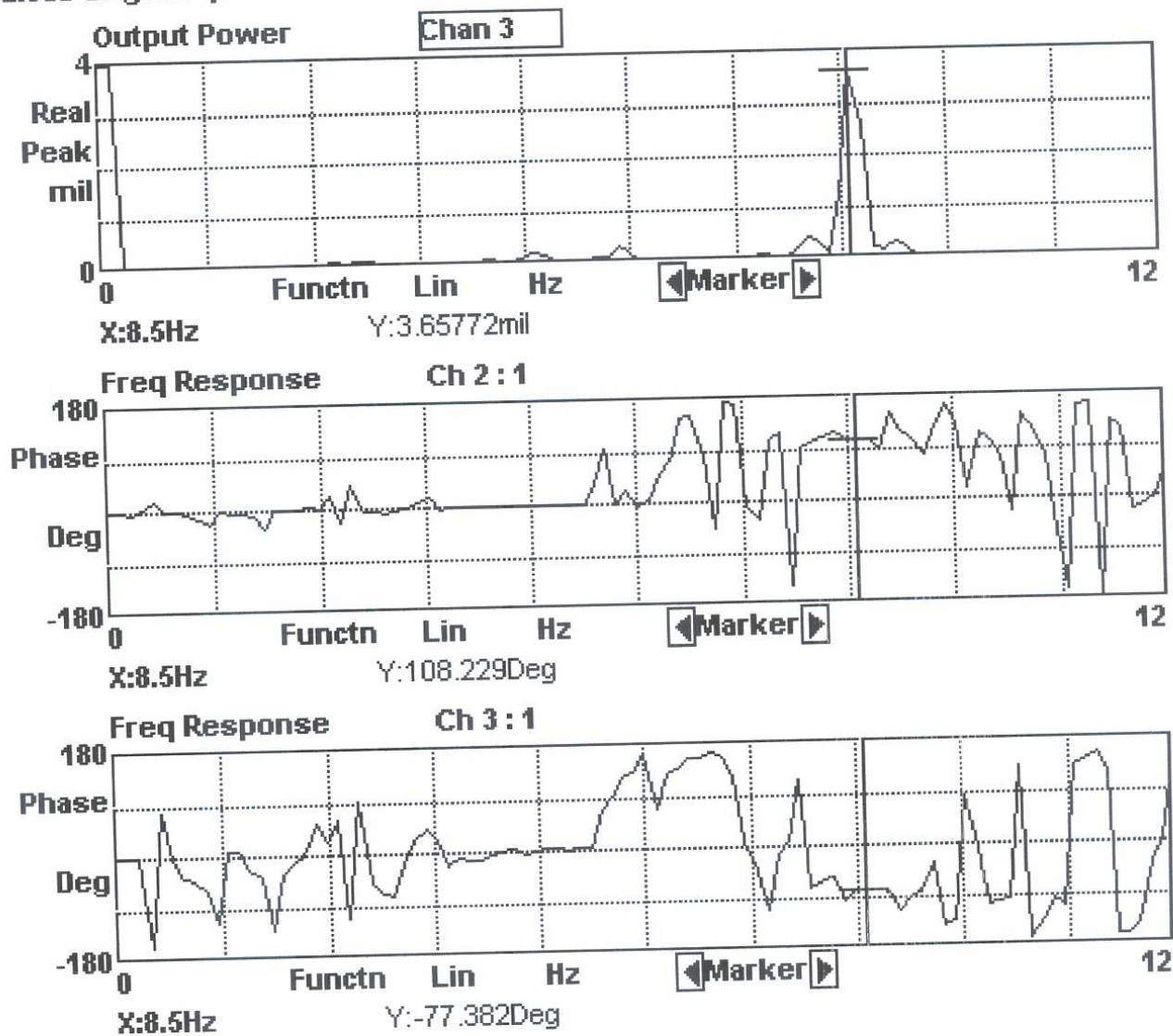


Figura a3.4 – Medições originais (vibração inicial) do rotor para máquina em apoios flexíveis com proximiter . Vibração (plano 2) , ângulo fase (plano 1) e ângulo de fase (plano 2) respectivamente

apos correcao met. 7 med. com acelerometro

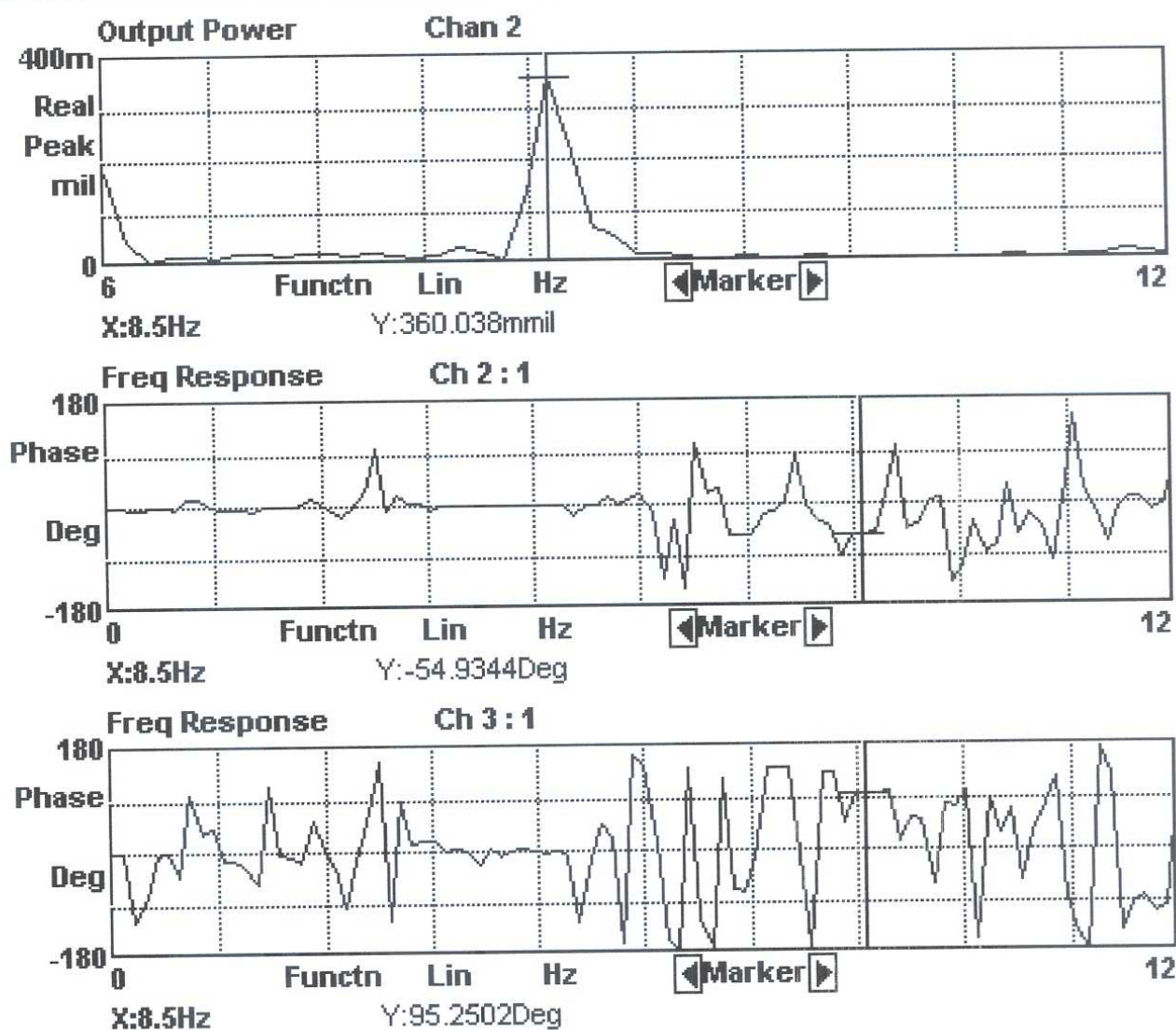


Figura a3.5 – Medições após correção (vibração residual) do rotor para máquina em apoios flexíveis com proximiter . Vibração (plano 1) , ângulo fase (plano 1) e ângulo de fase (plano 2) respectivamente

pos correcao met. 7 med. com acelerometro

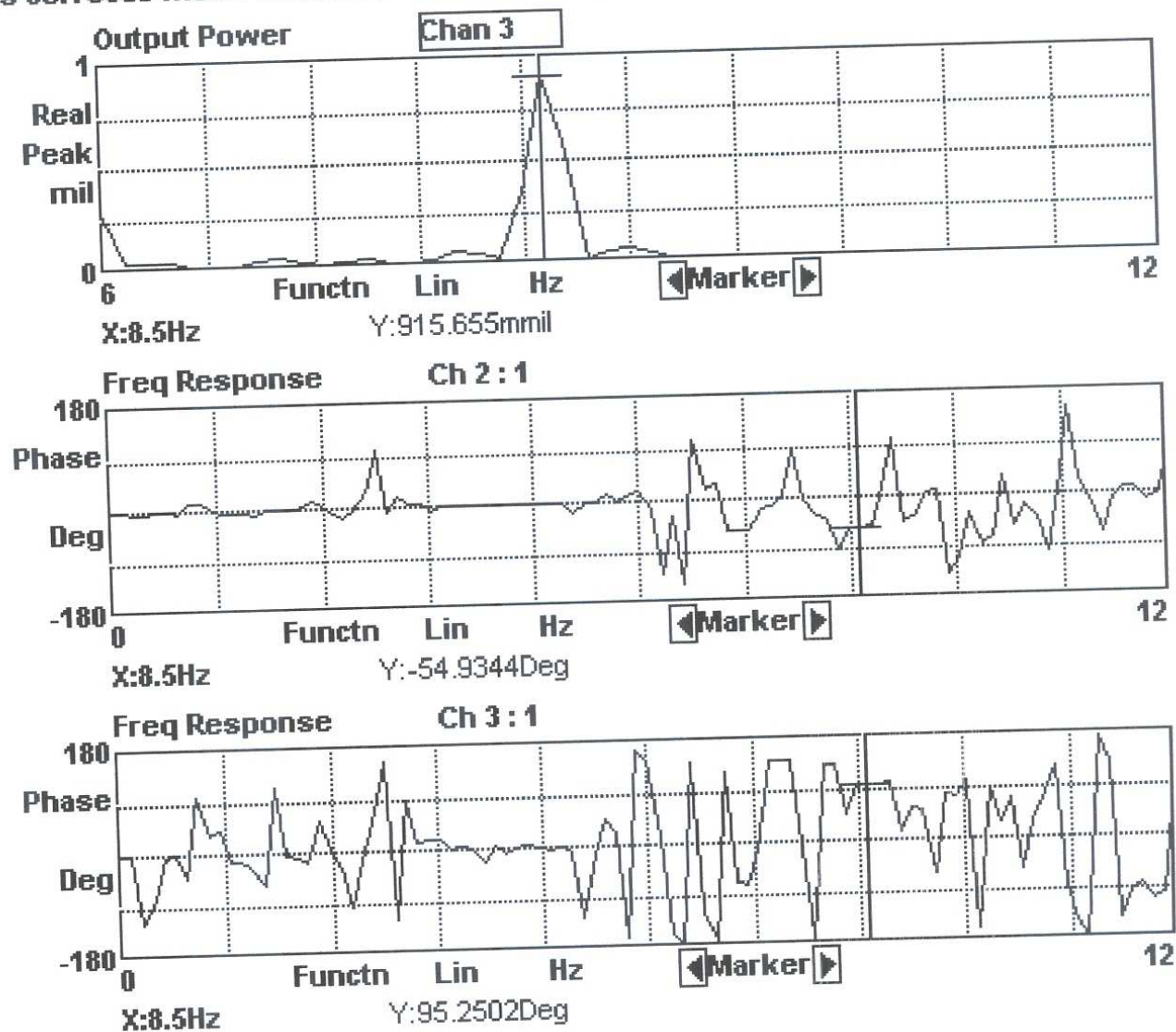
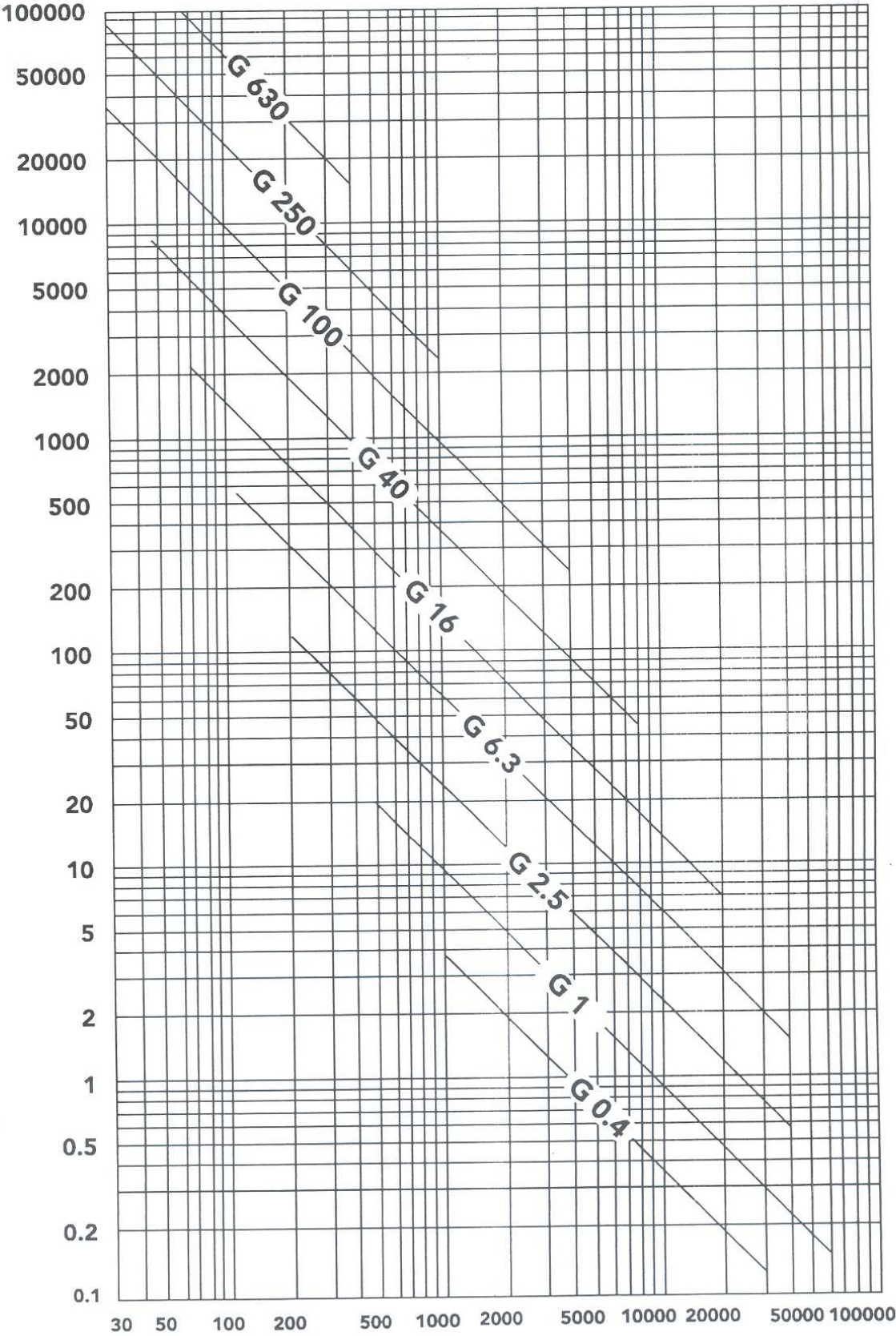


Figura a3.6 – Medições após correção (vibração residual) do rotor para máquina em apoios flexíveis com proximeter . Vibração (plano 2) , ângulo fase (plano 1) e ângulo de fase (plano 2) respectivamente

anexo 4 –Desbalanceamento residual permissível

Desbalanceamento residual permissível por kg de massa desbalanceada por unidade



Rotação máxima de serviço [RPM]