

Comunicação
Técnica

114

IDENTIFICAÇÃO E CORREÇÃO DE UM
PROBLEMA DE INSTABILIDADE NA
ORBITAÇÃO DO ROTOR EM UM CONJUNTO
MOTOR ELÉTRICO - BOMBA DE ÓLEO

Paulo Mario R. da Cunha

São Paulo, 1983

Trabalho apresentado no *III Congresso
Ibero-Americano de Manutenção*, 6 a 11 de
novembro de 1983, Rio de Janeiro.



Instituto de Pesquisas Tecnológicas
do Estado de São Paulo

"IDENTIFICAÇÃO E CORREÇÃO DE UM PROBLEMA DE INSTABILIDADE NA ORBITAÇÃO DO ROTOR EM UM CONJUNTO MOTOR ELÉTRICO - BOMBA DE ÓLEO "

Engº Paulo Mario R. da Cunha

Agrupamento de Ensaios Dinâmicos e Vibrações

IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do

Estado de São Paulo S/A.

RESUMO

As técnicas para detecção de problemas de funcionamento em máquinas rotativas de alta velocidade tem sido gradativamente aprimoradas tendo em vista o emprego cada vez mais freqüente de grupos turbo-compressores, turbo-geradores, motor elétrico-bomba, etc., que devem operar em condições bastante severas, por períodos bastante longos. Entre essas técnicas destacam-se as de medida e análise das vibrações - na carcaça e dos movimentos de orbitação dos rotores, as quais permitem identificar a origem desses problemas e, paralelamente, sugerir soluções para sua correção.

Neste trabalho são apresentados os ensaios realizados para detecção de um problema de instabilidade no movimento de orbitação do rotor, observado em uma série de grupos motor elétrico-bomba de óleo. Este problema surgia de uma forma repentina, apresentando grandes amplitudes de orbitação principalmente junto aos mancais do motor, impedindo que os grupos fossem colocados em serviço apesar das várias modificações realizadas, tais como: troca das buchas dos mancais, balanceamento e alinhamento, redução do diâmetro do rotor da bomba, reforço da carcaça, da base e da fundação, etc.

Além disso, este problema é descrito através de um modelo simplificado e, é apresentada a solução proposta para sua correção, a qual foi executada com pleno êxito.

"IDENTIFICAÇÃO E CORREÇÃO DE UM PROBLEMA DE INSTABILIDADE NA ORBITAÇÃO DO ROTOR EM UM CONJUNTO MOTOR ELÉTRICO - BOMBA DE ÓLEO"

Engº Paulo Mario R. da Cunha

Agrupamento de Ensaio Dinâmicos e Vibrações

IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do

Estado de São Paulo S/A.

I. INTRODUÇÃO

As investigações sobre problemas de vibração e mal funcionamento em máquinas rotativas passam por quatro estágios distintos:

- Determinação das características dos movimentos vibratórios da máquina; amplitudes, frequências, fases, órbitas, etc.
- Identificação do elemento faltoso e da causa das vibrações, tais como:
 - desbalanceamento e proximidade da velocidade crítica do rotor
 - desalinhamento ou instabilidade hidrodinâmica dos mancais
 - ressonância ou folga das palhetas
 - roçamento entre partes móveis e fixas
 - ressonâncias ou falta de rigidez na estrutura suporte e fundações.
- Identificação do estágio de construção em que se originou o problema: projeto, usinagem, montagem ou operação.
- Equacionamento do problema e correção da falha existente.

Para determinação das características das vibrações e identificação de suas causas a engenharia moderna conta com uma série de instrumentos, tais como: sensores de deslocamento sem contacto, acelerômetros de alta frequência, analisadores de espectro, osciloscópios digitais, gravadores e etc. Esses instrumentos, somados a alguma experiência prévia na análise dos sinais resultantes, permitem estabelecer as relações causa-efeito que levam à identificação do problema.

Uma vez definida a causa deve-se pesquisar a área em que surgiu o problema; projeto, usinagem, montagem ou operação, de tal forma que o pessoal apropriado seja envolvido na sua solução. A partir das respostas obtidas pode-se equacionar o problema no sentido de corrigir as falhas encontradas com o menor gasto e, se possível, sem perdas das características nominais de funcionamento da máquina.

De um modo geral os movimentos vibratórios dos rotores podem ser classificados como "forçados" (vibrações síncronas tais como as causadas por desbalanceamento ou desalinhamento) ou "auto-excitados" (vi

brações normalmente não síncronas, como as causadas por instabilidade hidrodinâmica dos mancais). O primeiro tipo ocorre em quase todas as máquinas e, normalmente, é facilmente identificável. O segundo é menos freqüente, e muitas vezes seu mecanismo de ação é bastante dissimulado.

As não linearidades das características dinâmicas dos diversos elementos que compõem as máquinas é que provocam a interação entre esses dois tipos de vibração.

II. HISTÓRICO

Neste trabalho é mostrado um caso típico onde através da medida e análise do movimento de orbitação do rotor, foi possível identificar um problema de instabilidade no funcionamento de um conjunto motor elétrico-bomba de óleo, determinar sua origem e, através de pequenas modificações no suporte dos mancais do motor, eliminá-lo totalmente.

Este problema foi observado em uma série de grupos motor-bomba, instalados em estações de bombeamento de óleo.

A instabilidade surgia de uma forma totalmente inesperada, apresentando grandes amplitudes de orbitação nos rotores da bomba e do motor. Essas amplitudes chegavam próximas ao limite da folga eixo-buchas, provocando superaquecimento dos mancais e, a parada imediata do grupo.

Antes que fossem iniciados os testes de que trata este trabalho, foram realizadas várias modificações nos grupos, tais como:

- balanceamento dos rotores, do motor e da bomba
- reforço da base e fundações
- alteração do "lay-out" das tubulações
- redução do diâmetro do rotor da bomba
- travamento das barras do rotor, reforço da caixa e das tampas do motor elétrico
- troca das buchas (cilíndricas por elípticas) e redução das folgas dos mancais do motor.

Embora com essas modificações houvesse uma acentuada redução na freqüência de aparecimento do problema, que em alguns grupos deixou de ser notado por quase 1 ano, ainda assim em outros grupos a instabilidade no movimento de orbitação do rotor nunca deixou de existir, não permitindo que os mesmos pudessem ser colocados em serviço.

III. DISCRIMINAÇÃO DOS GRUPOS MOTOR-BOMBA

Cada grupo era constituído por um motor elétrico assíncrono trifásico, que acionava uma bomba de óleo centrífuga, com capacidade de vazão de 3.000 m³/h, conectados através de um acoplamento flexível de engrenagem.

As medições foram realizadas em um motor funcionando em vazio, instalado na bancada de testes do fabricante e, em dois grupos (A e B), com as seguintes características dos motores:

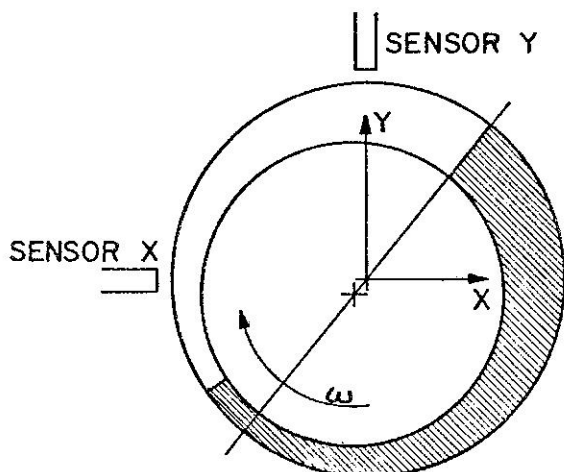
- potência: 7.200 CV
- alimentação: 13,2 kV - 265A
- rotação: - 3.600 rpm
- peso do rotor: 3.206 kgf
- comprimento: total 1.334 mm
do núcleo 950 mm
- diâmetro do rotor: nos mancais 150 mm
no núcleo 618 mm
- rotação crítica: 44,8 Hz p/mancais rígidos
(de projeto) 39,2 Hz (25 $\mu\text{m/t}$)
35,2 Hz (50 $\mu\text{m/t}$)
- mancais: folga nominal eixo-buchas: 0,19 a 0,25 mm
folga de montagem buchas-caixa do mancal: 0,015 a 0,13 mm
buchas elípticas de quatro bolsas (grupo A)
buchas cilíndricas (grupo B)

Nos testes com o motor em vazio foram feitas medições com buchas cilíndricas e com buchas elípticas.

IV. MEDIDAS REALIZADAS

Para se avaliar o comportamento dinâmico do motor e da bomba foram feitas medições do movimento de orbitação dos rotores e, das vibrações na carcaça junto aos mancais.

As órbitas dos rotores foram sempre medidas junto aos mancais do lado acoplado, tanto no motor como na bomba. Os movimentos de orbitação foram captados através de sensores de deslocamento relativo sem contacto, fixados à caixa dos mancais; um na direção vertical e outro na direção horizontal, do lado da folga mínima do mancal.



Introduzindo-se os sinais desses sensores nos canais X e Y de um osciloscópio foi possível reproduzir o movimento de orbitação dos rotores. Através de filtros foram separados os movimentos de orbitação relativos a cada frequência.

Através de um analisador de espectro foram determinadas as amplitudes das diversas componentes existentes nos sinais de cada sensor.

Nos testes de partida, com o motor em vazio, foram registradas as amplitudes da componente na frequência de rotação (1N), em função da velocidade de rotação. Esta última foi monitorada através de um outro sensor, que emitia 1 pulso a cada passagem de um ressalto colocado na superfície do rotor.

As vibrações na carcaça dos mancais foram medidas através de acelerômetros piezoelétricos, que fornecem um sinal elétrico proporcional à aceleração do movimento vibratório. Esses sinais, após serem integrados, foram introduzidos em um voltímetro de forma a se registrar o valor eficaz da velocidade de vibração, que é a grandeza mais adequada para se avaliar as vibrações na carcaça das máquinas quanto a sua "qualidade de funcionamento".

Essas vibrações foram sempre captadas na direção horizontal, na altura da linha de centro do eixo, onde geralmente ocorrem as maiores amplitudes, nos seguintes pontos:

- 1H: na caixa do mancal do motor, do lado livre
- 2H: na caixa do mancal do motor, do lado acoplado
- 3H: na caixa do mancal da bomba, do lado acoplado

V. 1º TESTE: Motor em vazio

As primeiras medições foram feitas com o motor montado na bancada de testes do fabricante, funcionando em vazio, inicialmente com buchas cilíndricas e, posteriormente, com buchas elípticas.

Nesses testes, cujos resultados são apresentados a seguir, foram registrados os movimentos de orbitação do rotor junto ao mancal do lado do acoplamento, durante a partida e a parada da máquina e, em rotação nominal (3.600 rpm). Nesta última condição foram medidas também as vibrações nas caixas dos mancais.

Na figura 1 são apresentadas as curvas de amplitude da componente 1N em função da velocidade de rotação, durante a partida do motor. Curvas semelhantes foram obtidas na parada do motor.

Analisando-se as curvas de resposta do rotor nos testes de partida, pode-se verificar que com os dois tipos de buchas obteve-se velocidades críticas em torno de 35/37 Hz, valor esse coerente com os cálculos do fabricante.

A maior amplificação das vibrações na passagem pela velocidade crítica observada com buchas elípticas, em comparação com os testes com cilíndricas, deve-se em princípio à folga excessiva entre o eixo e as buchas nos respectivos mancais.

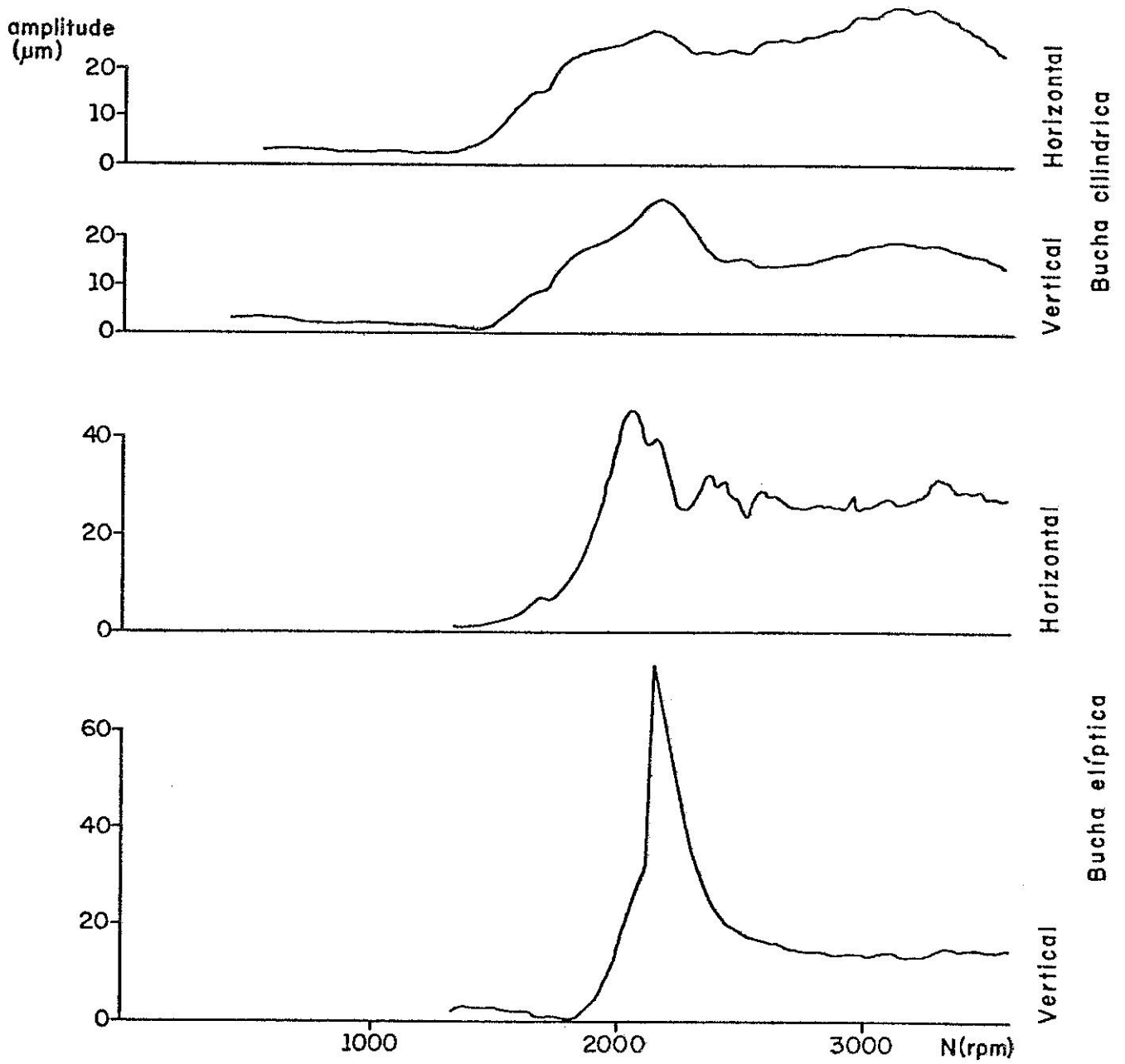
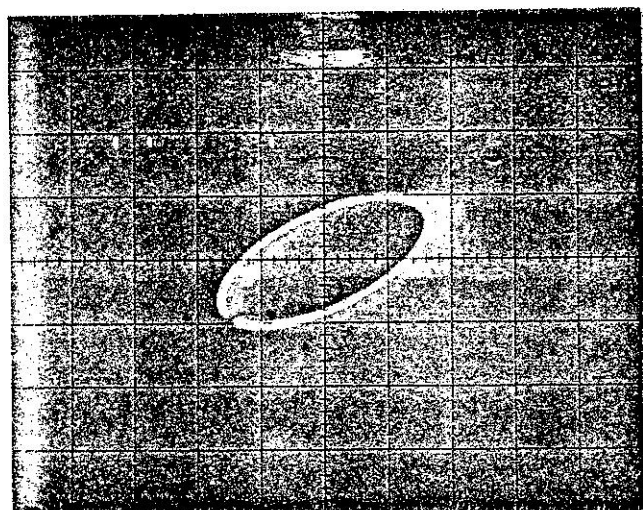


Figura 1 — Amplitude da componente 1N do movimento de orbitação do rotor, em função da velocidade de rotação N.

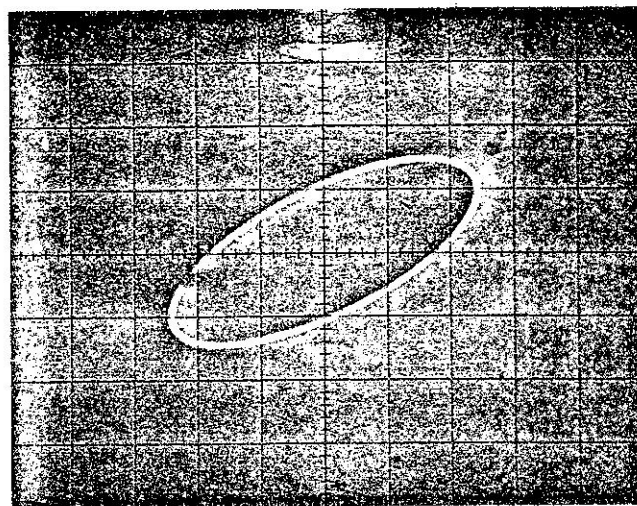
Ao longo das medições com o motor desacoplado, tanto com buchas cilíndricas como com buchas elípticas, não foi observado o aparecimento de instabilidade no movimento de orbitação do rotor, registrando-se espectros onde prevalecia a componente na frequência de rotação, diretamente relacionada com o desbalanceamento do rotor.

Na figura 2 são mostradas as órbitas junto ao mancal do lado do acoplamento, com o motor funcionando a 3.600 rpm. Nessas órbitas só aparece a componente na frequência de rotação, com amplitudes bem pequenas em comparação com a folga dos mancais.



BUCHAS CILÍNDRICAS

Componente: 1N



BUCHAS ELÍPTICAS

Componente: 1N

Figura 2 - Movimentos de orbitação do rotor, testes com o motor funcionando em vazio.

Os valores de pico do deslocamento do movimento de orbitação captado por cada sensor, e o valor eficaz da velocidade de vibração captado junto à carcaça dos mancais, são apresentados respectivamente nas tabelas I e II. Nessas tabelas estão resumidos os resultados obtidos em todos os testes realizados.

TABELA I

VALOR DE PICO DO DESLOCAMENTO DO MOVIMENTO DE
ORBITAÇÃO DOS ROTORES

Teste	Grupo/ Buchas (*)	Condição de Operação	Valor de Pico (μm)	
			Vertical	Horizontal
1º Teste	cilíndricas	Motor em vazio s/instabilidade	21,5	25,0
	elípticas		21,0	28,0
2º Teste	Grupo B cilíndricas	Plena carga s/instabilidade	42,0	66,0
		Plena carga c/instabilidade	110,0	105,0
	Grupo A elípticas	Carga reduzida s/instabilidade	32,0	27,0
		Plena carga s/instabilidade	42,0	34,0
		Carga reduzida c/instabilidade	52,0	39,0
3º Teste	Grupo A (motor)	Plena carga s/instabilidade	27,0	29,0
		Plena carga c/instabilidade	142,0	52,0
	Grupo A (bomba) (**)	Plena carga s/instabilidade	52,0	77,5
		Plena carga c/instabilidade	79,0	161,0

(*) Buchas dos mancais do motor.

(**) Todas as medidas foram feitas junto ao mancal do motor, do lado acoplado, com exceção desta última que foi realizada junto ao mancal da bomba, também do lado acoplado.

TABELA II

VALOR EFICAZ DA VELOCIDADE DAS VIBRAÇÕES CAPTADAS NA
CARCAÇA DOS MANCAIS

Teste	Grupo/ Buchas (*)	Condição de Operação	Valor Eficaz (mm/s)		
			1H	2H	3H
1º Teste	cilíndricas	Motor em vazio s/instabilidade	4,1	4,2	-
	elípticas		3,5	4,0	-
2º Teste	Grupo B cilíndricas	Plena carga s/instabilidade	3,8	6,3	5,8
		Plena carga c/instabilidade	6,5	7,0	5,0
	Grupo A elípticas	Carga reduzida s/instabilidade	2,7	5,0	4,8
		Plena carga s/instabilidade	2,7	5,4	6,4
		Carga reduzida c/instabilidade	-	-	-
3º Teste	Grupo A elípticas	Plena carga s/instabilidade	4,9	6,9	6,3
		Plena carga c/instabilidade	5,7	7,4	6,5

(*) Buchas do mancal do motor.

VI. 2º TESTE: Grupos A e B

A seguir foram feitas medições em dois grupos motor-bomba instalados numa estação de bombeamento de óleo.

Nesse teste foram medidos os movimentos de orbitação do rotor junto ao mancal do motor do lado acoplado e, as vibrações nas caixas dos mancais nos pontos 1H, 2H e 3H, com os grupos operando em sua rotação nominal.

VI.1. Nos testes do grupo B (motor com buchas cilíndricas) as vibrações de grande amplitude devido a instabilidade surgiram cerca de 1 hora após a partida do grupo, com os sensores de deslocamento indicando repentinamente amplitudes de orbitação cerca de 2 vezes maiores do que anteriormente (ver tabela I).

Na figura 3 são mostrados os espectros de frequência e na figura 4 as respectivas órbitas do rotor, com e sem instabilidade. As órbitas foram sempre filtradas de forma a se mostrar somente as componentes de frequência menor ou igual a $1N$ ou, $0,5N$ e $1N$ separadamente.

Analisando-se os espectros de frequência verifica-se que a condição de instabilidade provoca o aparecimento de componentes nas frequências de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $1 - \frac{1}{2}$, $2 - \frac{1}{2} N$ e outras, todas múltiplas ou submúltiplas exatas da frequência de rotação N , prevalecendo com grandes amplitudes as componentes $\frac{1}{2}$ e $1 - \frac{1}{2} N$, a 30 e 90 Hz, respectivamente. As amplitudes das componentes $1N$ e $2N$ permaneceram praticamente inalteradas.

Através das órbitas apresentadas pode-se verificar que com o aparecimento da condição de instabilidade, os valores pico a pico do movimento de orbitação (para componentes $\leq 1N$) passaram de 40 para 100 μm na direção vertical, mantendo-se praticamente constantes na direção horizontal. O movimento de orbitação na frequência $\frac{1}{2}N$ ocorre basicamente na direção vertical, mostrando ser esta a direção de menor rigidez para as vibrações nesta frequência (30 Hz). Além disso foi observado que nesta frequência ($-\frac{1}{2}N$) o movimento de orbitação ocorre no mesmo sentido de rotação do que o movimento causado pelo desbalanceamento, a $1N$.

Na tabela II pode-se verificar que as vibrações medidas na carga das máquinas, nos pontos 1H, 2H e 3H, foram pouco afetados pelo aparecimento da instabilidade, mantendo-se praticamente inalterado o valor eficaz da velocidade de vibração junto aos dois mancais do lado acoplado.

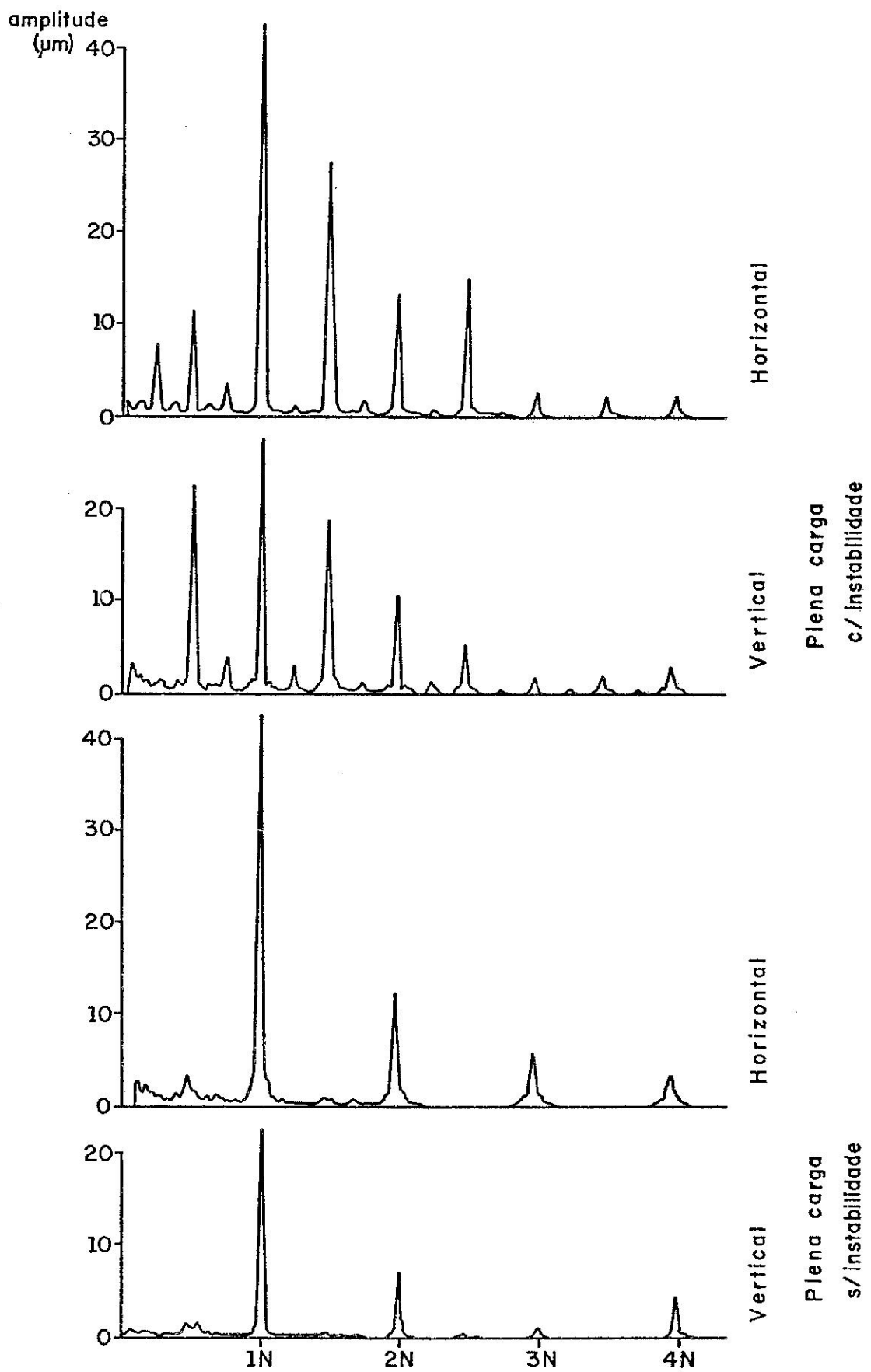
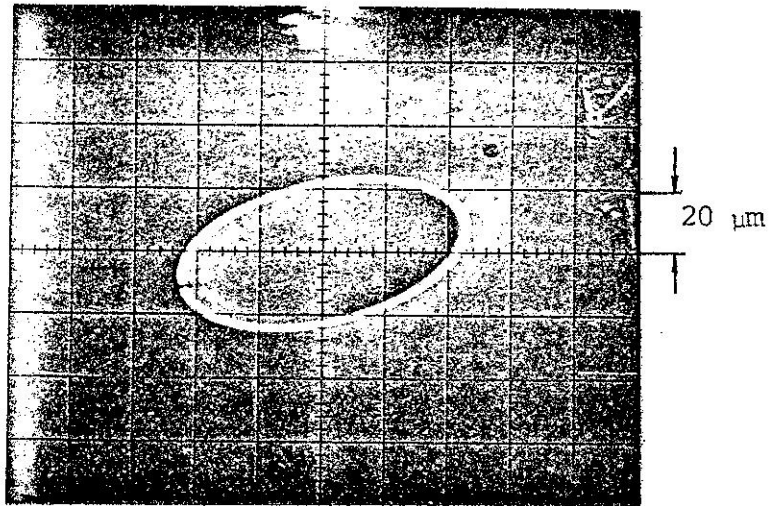
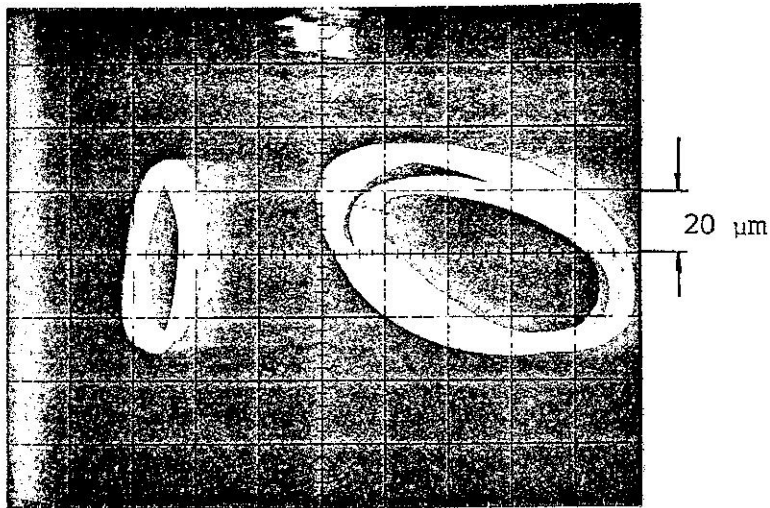


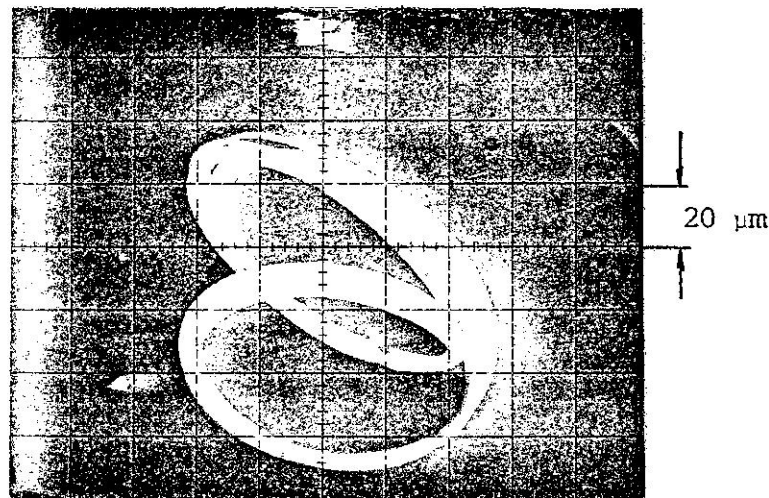
Figura 3 — Espectros de frequência do movimento de orbitação do rotor — grupo B



S/INSTABIL. - PLENA CARGA
Componente: 1N



C/INSTABIL. - PLENA CARGA
Componentes: 0,5N e 1N



C/INSTABIL. - PLENA CARGA
Componentes: \leq 1N

Figura 4 - Movimentos de orbitação do rotor - Grupo B

VI.2. Os resultados dos testes do grupo A (motor com buchas elípticas) são mostrados na figura 5, espectros do movimento de orbitação do rotor, e na figura 6, onde são apresentadas as órbitas correspondentes às componentes $\leq 1N$. Esses testes foram realizados com o grupo funcionando em sua rotação nominal, nas condições de plena carga sem instabilidade e, com carga reduzida, com e sem instabilidade.

Neste caso, desde a partida do grupo obteve-se componentes a $\frac{1}{2}$, $1 \frac{1}{2}$ e $2 \frac{1}{2}N$ também diretamente relacionadas com a velocidade de rotação do motor, mas com amplitudes pequenas que oscilavam ao longo do tempo (registros sem instabilidade). Após cerca de 2 horas de funcionamento, durante a redução da condição de carga da máquina, as amplitudes dessas componentes aumentaram sensivelmente, mas continuaram a oscilar não atingindo os altos níveis observados no grupo B (registros com instabilidade).

Nos testes do grupo A a órbita a $\frac{1}{2}N$ também apresentou uma forma alongada na direção vertical, com seu sentido de rotação coincidindo com o da órbita a $1N$.

Os valores de pico do deslocamento do rotor obtidos em cada sensor e os níveis das vibrações na carcaça são apresentados nas tabelas I e II, respectivamente.

As verificações realizadas durante os testes de campo junto ao mancal da bomba, do lado acoplado, mostraram que para componentes $\leq 1N$ os movimentos de orbitação do rotor da bomba eram bem semelhantes aos do rotor do motor, só que com amplitudes menores. Entretanto com o aparecimento da instabilidade, o rotor da bomba apresentava também grandes amplitudes de orbitação a $4N$. A origem desta componente não chegou a ser perfeitamente explicada, mas sua amplitude foi mantida em níveis plenamente aceitáveis com as modificações realizadas nos mancais do motor.

As medições na bomba foram registradas somente durante o 3º Teste, e seus resultados são apresentados nas figuras 9 e 10.

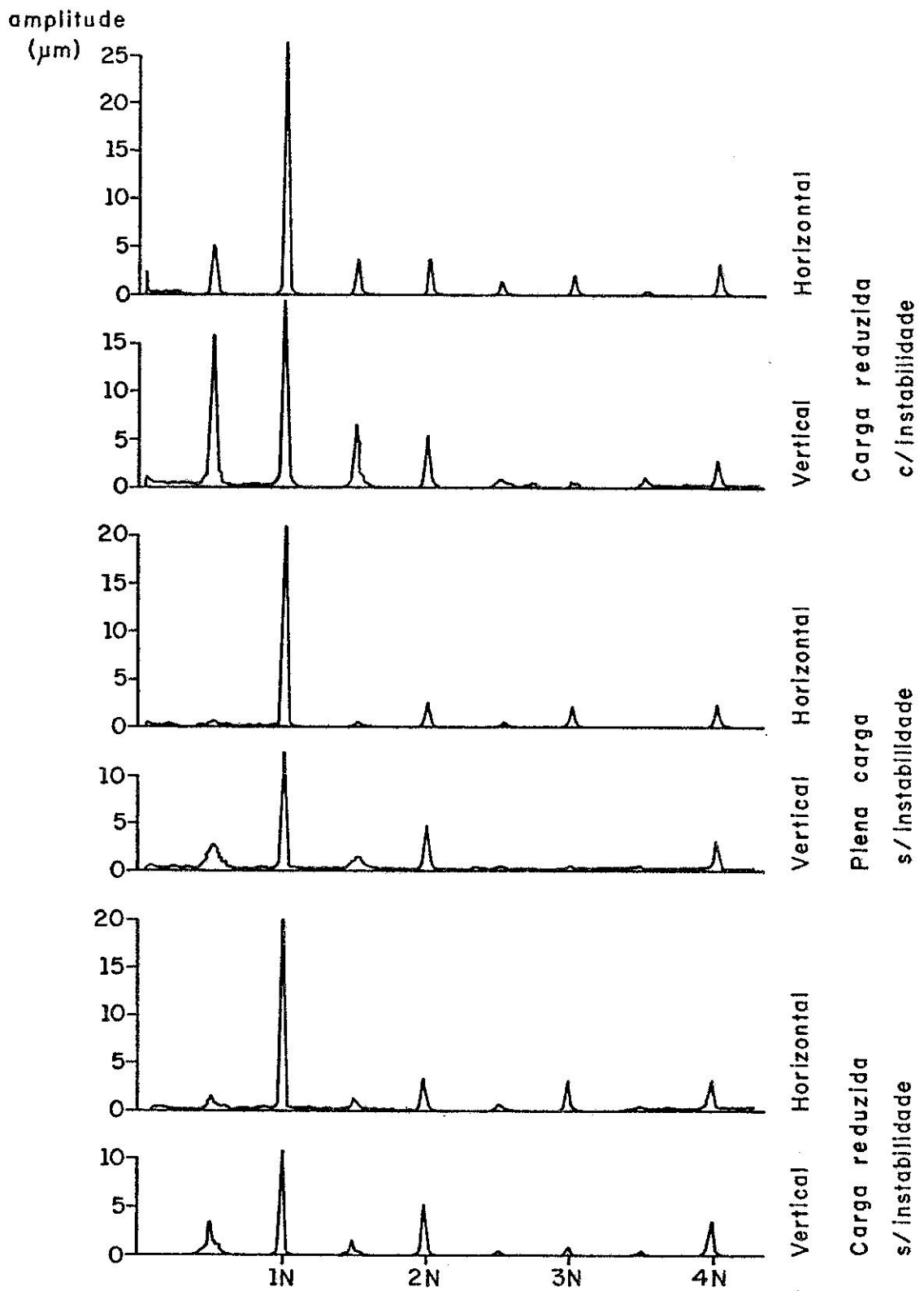
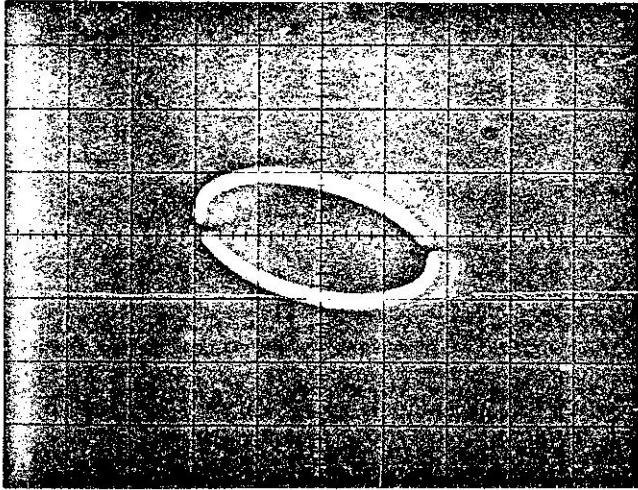
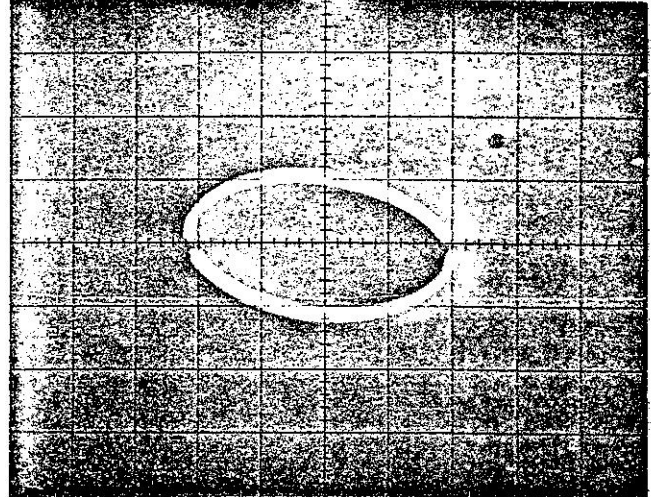


Figura 5 – Espectros de frequência do movimento de orbitação do rotor – grupo A



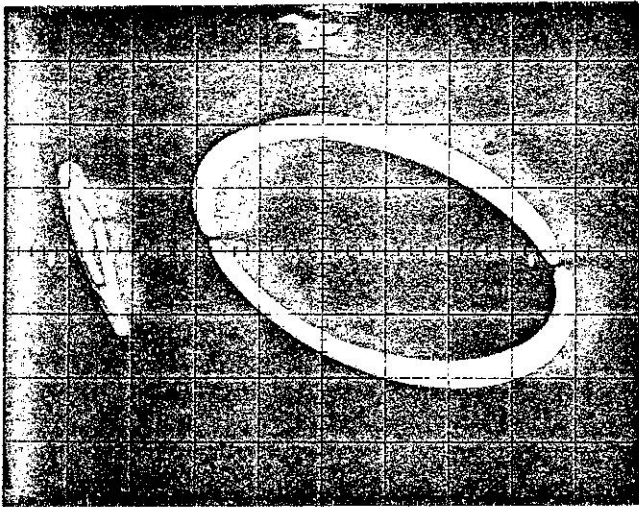
10µm

S/INSTABIL. - CARGA REDUZIDA
Componente: 1N



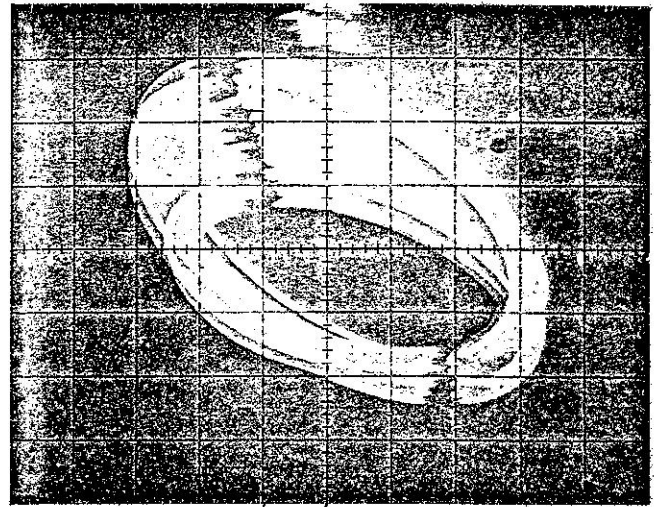
10µm

S/INSTABIL. - PLENA CARGA
Componente: 1N



10µm

C/ INSTABILIDADE - CARGA REDUZIDA
Componentes: 0,5N e 1N



10µm

Componentes: \leq 1N

Figura 6 - Movimentos de orbitação do rotor - Grupo A

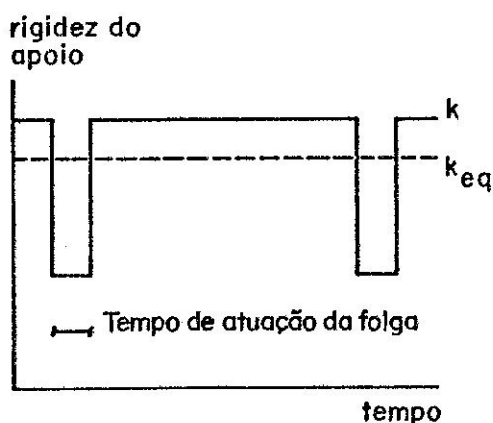
VII. CONCLUSÕES

VII.1. Em resumo, a partir dos testes realizados foram observadas as seguintes características nos movimentos de orbitação dos rotores:

1. A instabilidade surge de uma forma repentina e se caracteriza pelo aparecimento de componentes com grandes amplitudes a $\frac{1}{2}$, $1 - \frac{1}{2}$, $2 - \frac{1}{2}$ N etc. e, mais raramente, a $\frac{1}{4}$, $\frac{3}{4}$, $1 - \frac{1}{4}$ N etc., todas elas múltiplas ou submúltiplas exatas da frequência de rotação.
2. Este fenômeno foi observado tanto nos motores montados com buchas cilíndricas como, com buchas elípticas.
3. As órbitas a $\frac{1}{2}$ N apresentavam forma alongada na direção vertical, com sentido de rotação igual ao sentido da órbita a 1N.
4. A primeira velocidade crítica do rotor, medida com o motor desacoplado, foi registrada a 35/37 Hz. Com o motor acoplado à bomba não foi possível registrar claramente a passagem pela velocidade crítica pois a partida e a parada do grupo eram muito rápidas. Entretanto, em alguns casos, foi observado um aumento de amplitude da componente 1N, a 32/33 Hz, o que confirma a presença da primeira velocidade crítica do rotor pouco acima da frequência correspondente a $\frac{1}{2}$ N (30 Hz).

Essas características do movimento de orbitação nos levaram a conclusão de que a referida instabilidade do rotor era causada por folga excessiva, ou má fixação, no conjunto suporte do rotor. Esse tipo de problema aparece tipicamente na fixação das buchas na caixa do mancal, nos pedestais dos mancais e na estrutura suporte da máquina.

A existência de uma folga em qualquer ponto da estrutura suporte do rotor provoca uma súbita queda na rigidez do apoio (k), diminuindo conseqüentemente o seu valor médio equivalente (k_{eq}), conforme indicado a seguir.



Por sua vez a queda da rigidez de apoio provoca uma diminuição na frequência natural do rotor fazendo com que sua velocidade crítica (ω_{crit}) diminua de acordo com a relação:

$$\omega_{crit} = \sqrt{\frac{k_{eq}}{M_{eq}}}$$

M_{eq} : massa equivalente do rotor apoiada no mancal.

Desta forma, caso a máquina esteja operando em uma condição tal que sua velocidade crítica esteja pouco acima de uma fração exata da velocidade de rotação ($\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ N etc.), esta diminuição da rigidez provocará uma coincidência entre a velocidade crítica (com folga), e uma das frações da velocidade de rotação, originando assim uma "instabilidade" no movimento de orbitação do rotor, com grandes amplitudes nessa frequência e em seus múltiplos. (1,2)

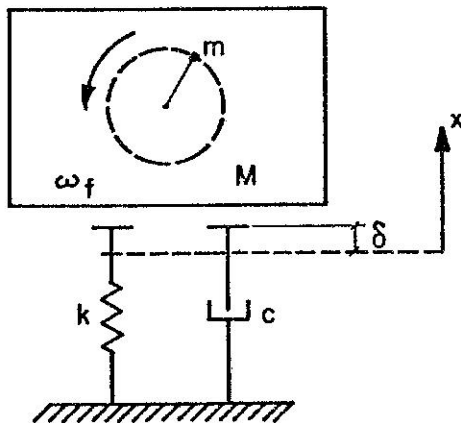
VII.2. Através dos resultados apresentados na tabela II verifica-se que as grandes amplitudes de orbitação registradas no rotor, não provocaram um aumento correspondente nos níveis de vibração na carcaça dos mancais, onde os valores medidos não chegaram a se alterar significativamente com o aparecimento da instabilidade.

Isto mostra que, para se ter uma avaliação completa do comportamento dinâmico de uma turbo-máquina, é necessário monitorar não só as vibrações na carcaça mas também os movimentos de orbitação do rotor pois, dependendo de sua origem e do processo de transmissão, as vibrações podem surgir com maior intensidade, ora na carcaça, ora no rotor da máquina. (3)

VIII. MODELO SIMPLIFICADO

Uma forma simples de se simular este fenômeno de instabilidade é através de um sistema massa-mola-amortecedor, onde um corpo de massa (M) está simplesmente apoiado sobre a mola (k) e o amortecedor (c). Toda vez que for vencida a deformação da mola causada pelo peso próprio do corpo (δ), este ficará livre no espaço, retornando ao contato com a mola simplesmente devido à ação da gravidade. O desbalanceamento do rotor pode ser representado por uma massa excêntrica (m), girando com velocidade de rotação (ω_f), suportada pela massa (M).

As frequências naturais deste sistema serão:



s/folga:

$$\omega_{nat} = \sqrt{\frac{k}{(M+m)}} > \left(\frac{1}{2}, \frac{1}{4} \dots\right) \omega_f$$

c/folga:

$$\omega_{res} = \sqrt{\frac{k_{eq}}{(M+m)}} = \left(\frac{1}{2}, \frac{1}{4} \dots\right) \omega_f$$

Assim, este fenômeno está sendo representado por um sistema não linear onde as características da mola e do amortecedor variam ao longo do tempo; são iguais a zero, quando a massa está no ar e, valem respectivamente (k) e (c), quando a massa está apoiada sobre os mesmos. (4,5)

A presença da folga provoca uma diminuição na rigidez média do sistema (k_{eq}) e conseqüentemente em sua freqüência natural, a qual basicamente passa a depender do tempo (ou da altura) em que a massa fica livre no espaço. Quando esse tempo (ou a altura da massa) se ajustar de tal forma que a freqüência natural do sistema coincida com um dos submúltiplos da freqüência de rotação, teremos uma condição de ressonância (ω_{res}) e, portanto, aparecerão grandes amplitudes de orbitação nesta freqüência e em seus múltiplos. Além disso, é preciso que os movimentos de vibração da massa (no ar e sobre a mola) e a força excitadora causada pelo desbalanceamento, estejam todas com relações de fase adequadas, para que esta condição seja mantida indefinidamente.

Em resumo, o sistema em questão pode vibrar de duas formas:

- Caso a força de desbalanceamento não seja suficiente para descolar a massa de cima da mola e do amortecedor, e se não houver qualquer outra perturbação externa, este sistema vibrará na freqüência de rotação da massa excêntrica (ω_f), com maior ou menor amplitude dependendo da intensidade do desbalanceamento e da proximidade desta freqüência com a freqüência natural do sistema (ω_{nat}).
- Se for provocado o descolamento da massa o sistema passará a ter pelo menos duas componentes em seu movimento vibratório: uma na freqüência de rotação da massa excêntrica (ω_f), causada pelo desbalanceamento, e outra, numa fração exata desta freqüência, que coincidirá com a freqüência natural do sistema com folga (ω_{res}), causada pela característica não linear da mola e do amortecedor. Além dessas surgirão vários múltiplos da freqüência de ressonância conforme é característico de sistemas não lineares.

IV. RECOMENDAÇÕES

A verificação desses fatos, e a constatação de que segundo o projeto do motor as buchas eram montadas com folga dentro das caixas dos mancais (0,015 a 0,13 mm conforme especificado no item III), indicaram claramente que esta folga era a origem do problema em questão.

O aparecimento eventual e repentino da instabilidade se deve ao fato que o rotor trabalhava normalmente apoiado contra a parte inferior

do mancal, devido a ação da gravidade, sem que folga pudesse ser liberada. Entretanto um aumento no desbalanceamento do rotor ou a presença de alguma excitação transitória, tal como, a passagem de uma bolha de ar ou de uma porção mais densa de óleo pela bomba, era suficiente para que o rotor se descolasse do fundo do mancal, dando origem ao aparecimento da folga e, conseqüentemente, à instabilidade no movimento de orbitação do rotor.

Desta forma, foi recomendado ao fabricante do motor que colocasse um parafuso na parte superior da caixa dos mancais, de modo a eliminar a folga na montagem das buchas, pressionando as mesmas contra o fundo da caixa.

X. 3º TESTE: Grupo A, com eliminação da folga na montagem das buchas.

Neste teste foram medidos os movimentos de orbitação dos rotores da bomba e do motor, junto aos mancais do lado do acoplamento.

Nas figuras 7 e 8 são mostrados os espectros e as respectivas órbitas obtidos nas medições do rotor do motor e, nas figuras 9 e 10, os dados correspondentes às medições no rotor da bomba.

Através dessas figuras pode-se observar que com o aperto do parafuso, e a eliminação da folga de montagem das buchas nos mancais do motor, desapareceram completamente as componentes $\frac{1}{2}$, $1 \frac{1}{2}$, $2 \frac{1}{2}$ N etc. características do fenômeno de instabilidade, tanto no rotor do motor como da bomba.

XI. OBSERVAÇÕES FINAIS

XI.1. A partir desses testes foi proposto que as caixas dos mancais do motor fossem modificadas de forma que as buchas fossem montadas com interferência. Durante a introdução dessas modificações o Grupo A permaneceu funcionando, com os referidos parafusos apertados, sem que voltasse a ocorrer a instabilidade dos rotores.

XI.2. Os testes apresentados neste trabalho foram realizados pelo Agrupamento de Ensaio Dinâmicos e Vibrações, da Divisão de Engenharia Mecânica do IPT.

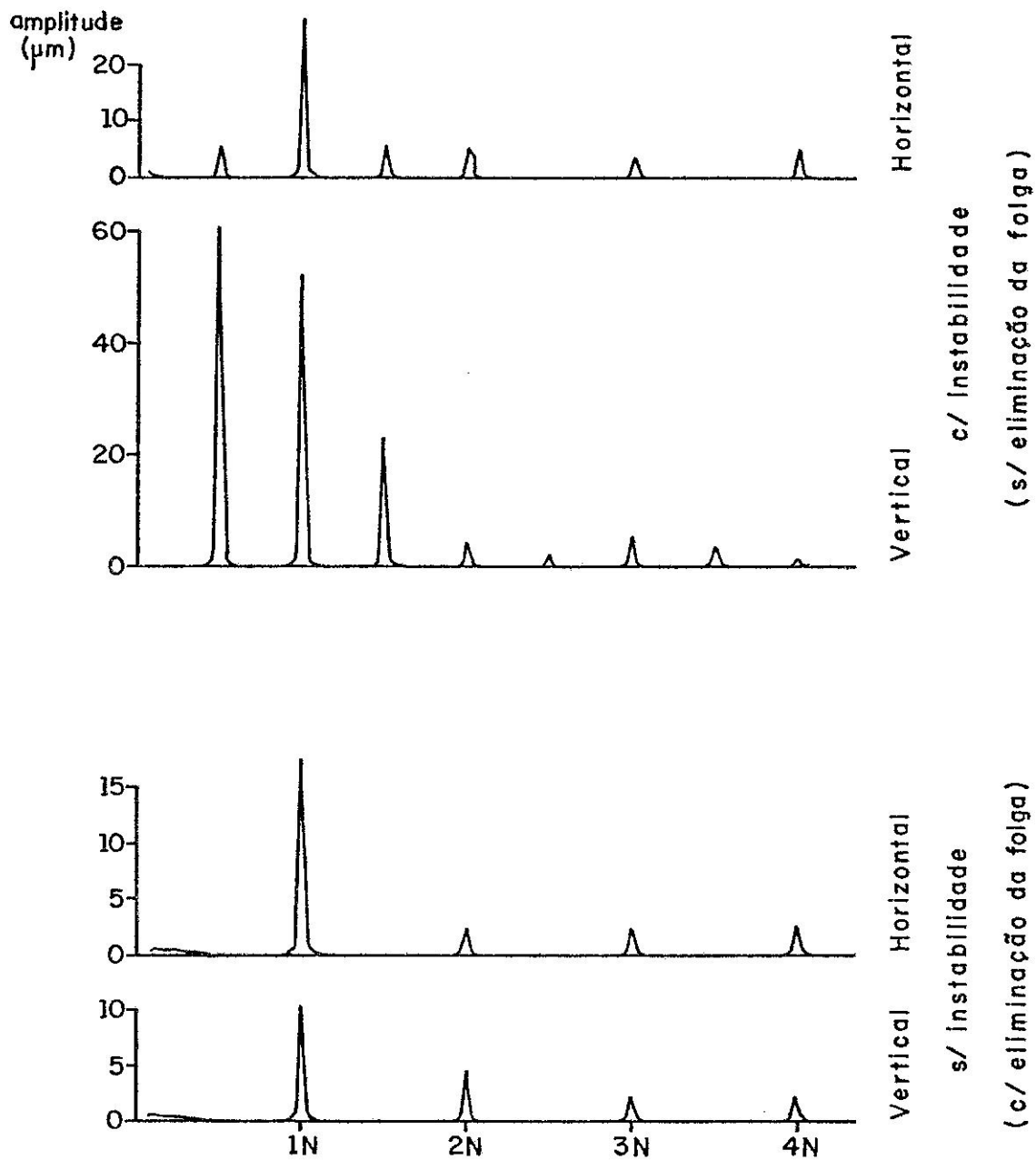
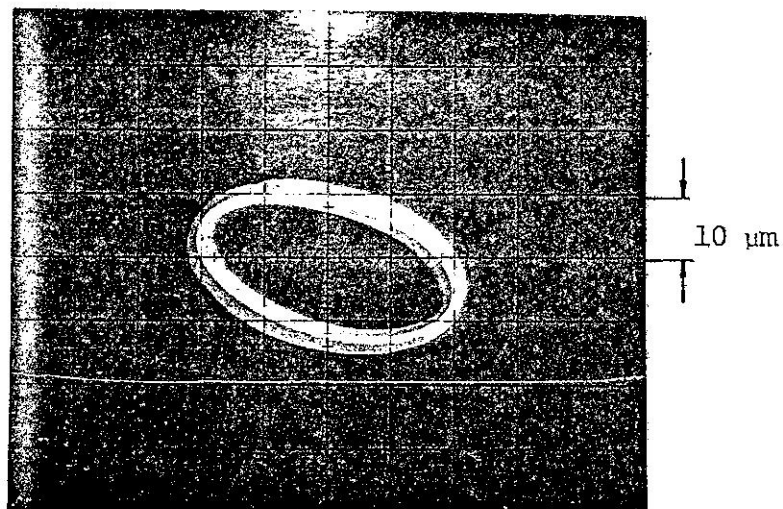
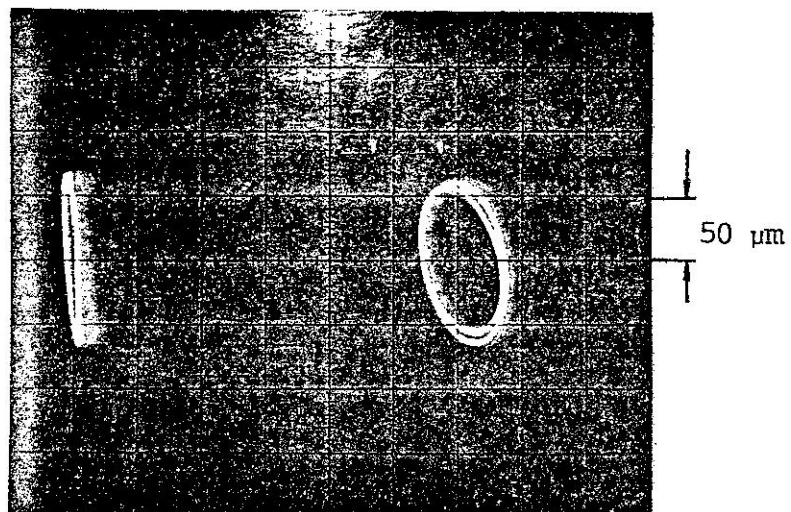


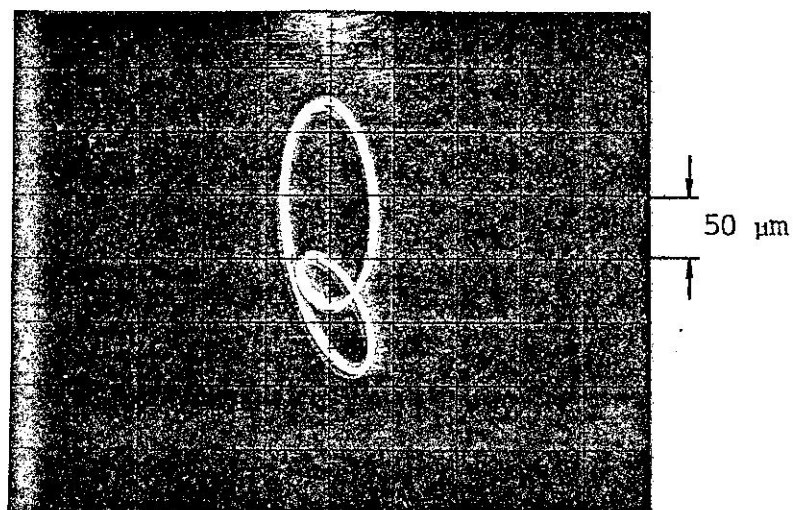
Figura 7 – Espectros de frequência do movimento de orbitação do rotor – motor do grupo A



S/INSTABIL. - PARAFUSO APERTADO
Componente: 1N



C/INSTABIL. - PARAFUSO SOLTO
Componentes: 0,5N e 1N



C/INSTABIL. - PARAFUSO SOLTO
Componentes: \leq 1N

Figura 8 - Movimentos de orbitação do rotor do motor
- Grupo A

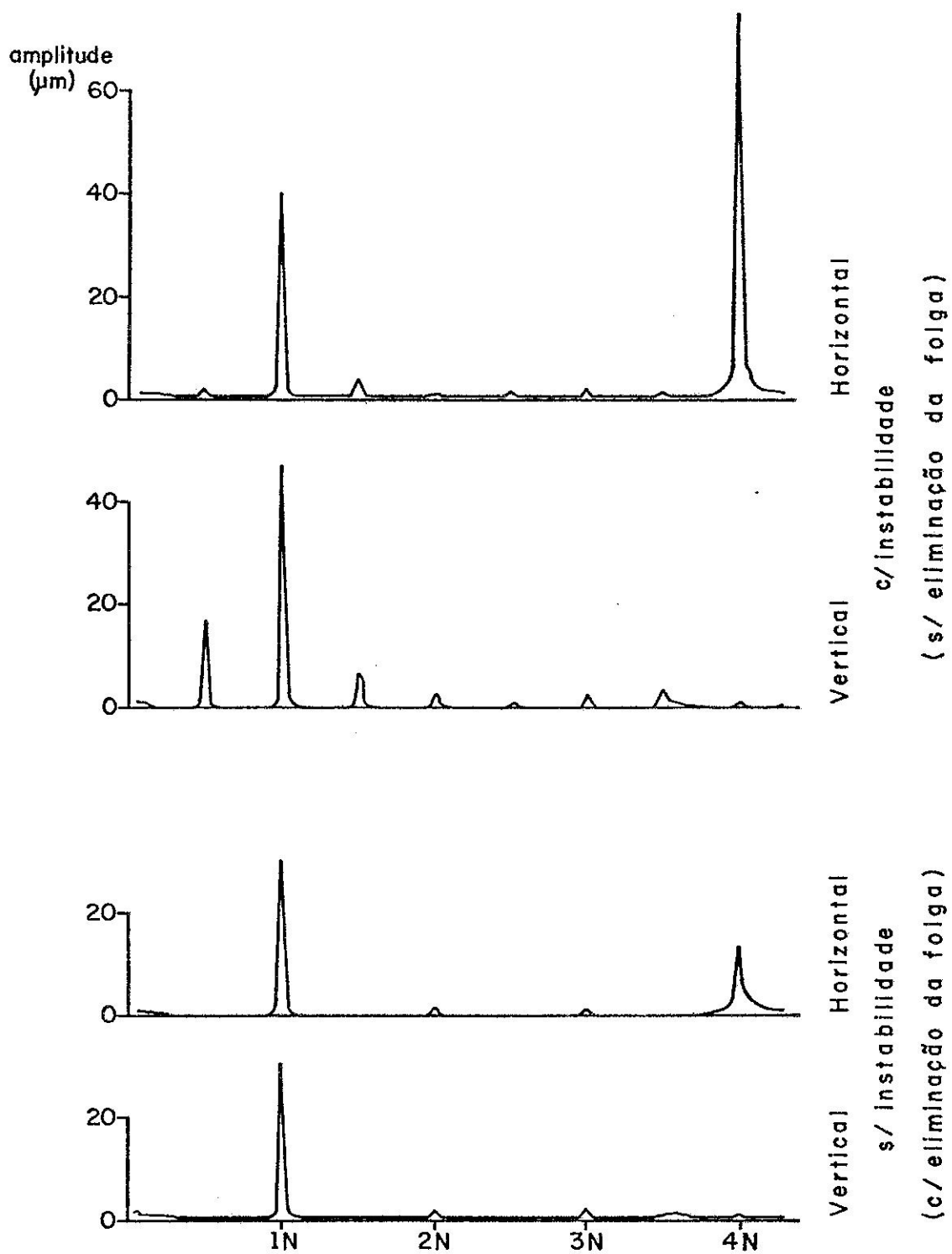
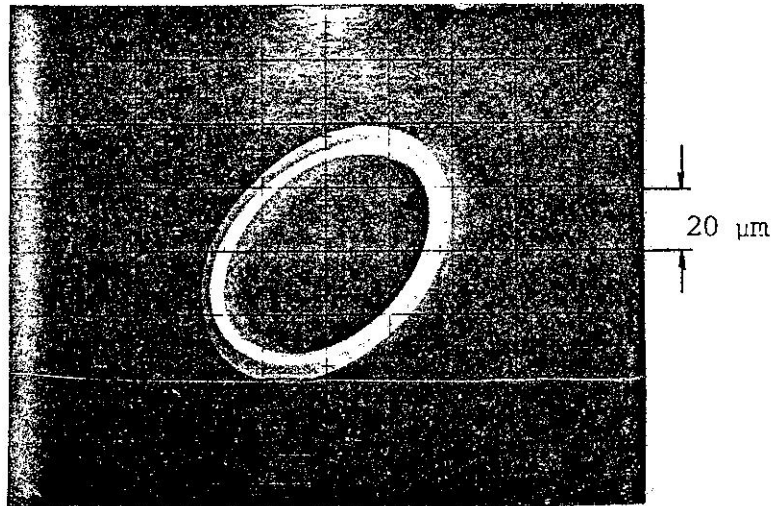
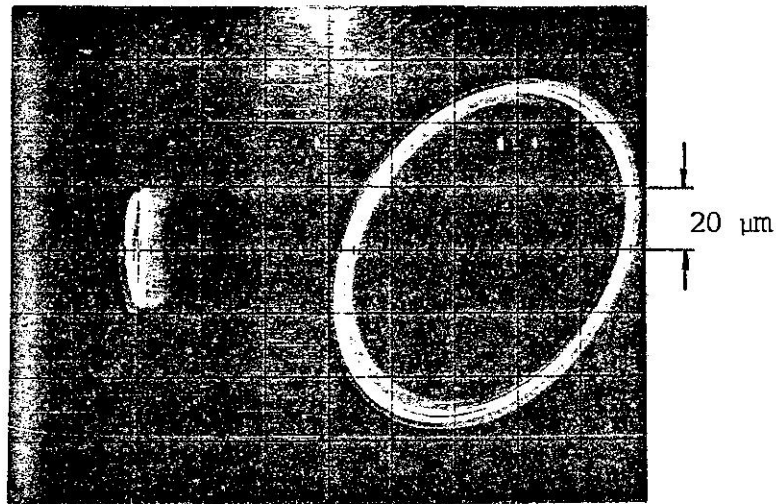


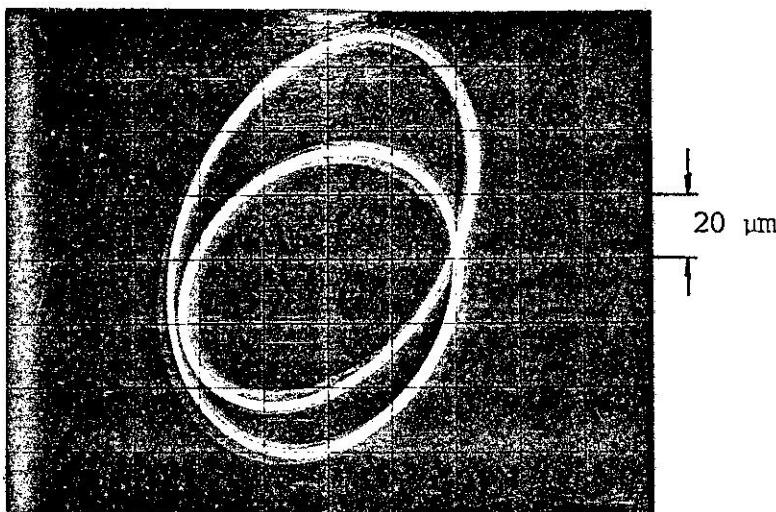
Figura 9 - Espectros de frequência do movimento de orbitação do rotor - bomba do grupo A



S/INSTABIL. - PARAFUSO APERTADO
Componente: 1N



C/INSTABIL. - PARAFUSO SOLTO
Componentes: 0,5N e 1N



C/INSTABIL. - PARAFUSO SOLTO
Componentes: $\leq 1N$

Figura 10 - Movimentos de orbitação do rotor da bomba
- Grupo A

Referências Bibliográficas:

1. D.E. Bently
"Forced Subrotative Speed Dynamic Action of Rotating Machinery"
ASME (American Society of Mechanical Engineers)
Paper 74-Pet-16, de 1974
2. Application Note - nº 004 (02/77)
Bently Nevada Corp.
3. Paulo Mario R. da Cunha e Remo A. Pierri
"Acompanhamento do Comportamento Dinâmico de Turbomáquinas
para Predição de Manutenção" (Item 3)
23º Seminário de Manutenção - IBP - 1983
4. J.P. Den Hartog - 1972
"Vibrações nos Sistemas Mecânicos" (Capítulo 8)
Editora da Universidade de São Paulo
5. Francisco E.B. Nigro
"Sistema de 1 Grau de Liberdade com Folga no Apoio -
Modelo Matemático"
Notas Internas - IPT