

## 2

### O Problema Industrial

Um acidente recorrente num compressor de ar de baixa pressão de uma fábrica de fertilizante suscitou diversas medidas para tentar se resolver o problema que levava a tais acidentes ou falhas mecânicas. Este compressor de baixa pressão de ar, doravante referido como compressor *bp* é parte de um trem de máquinas composto de: uma turbina a vapor, um compressor de baixa pressão, uma caixa de engrenagens e compressor de alta (esquemáticos na figura 2.1). Entendam-se: *cbp* é o compressor de baixa pressão de ar, ou simplesmente compressor *bp*, onde ocorreram as falhas de mancais; *cap* é o compressor de alta, ou compressor *ap*; *multip.* é a caixa de engrenagens ou caixa multiplicadora ou simplesmente multiplicadora.

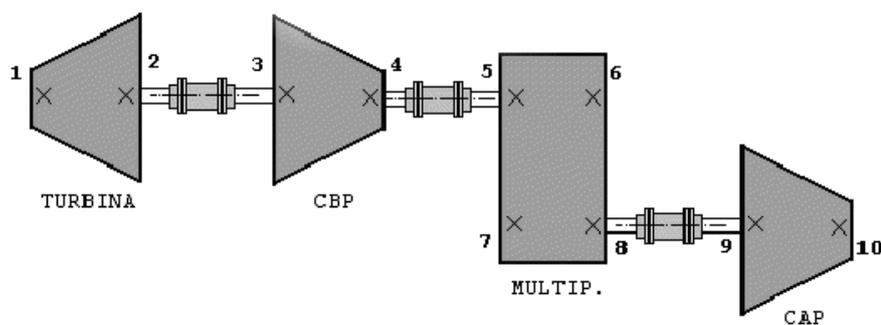


Figura 2.1: Esquema de trem de compressão

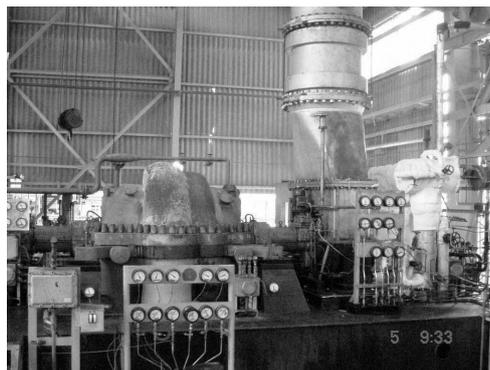
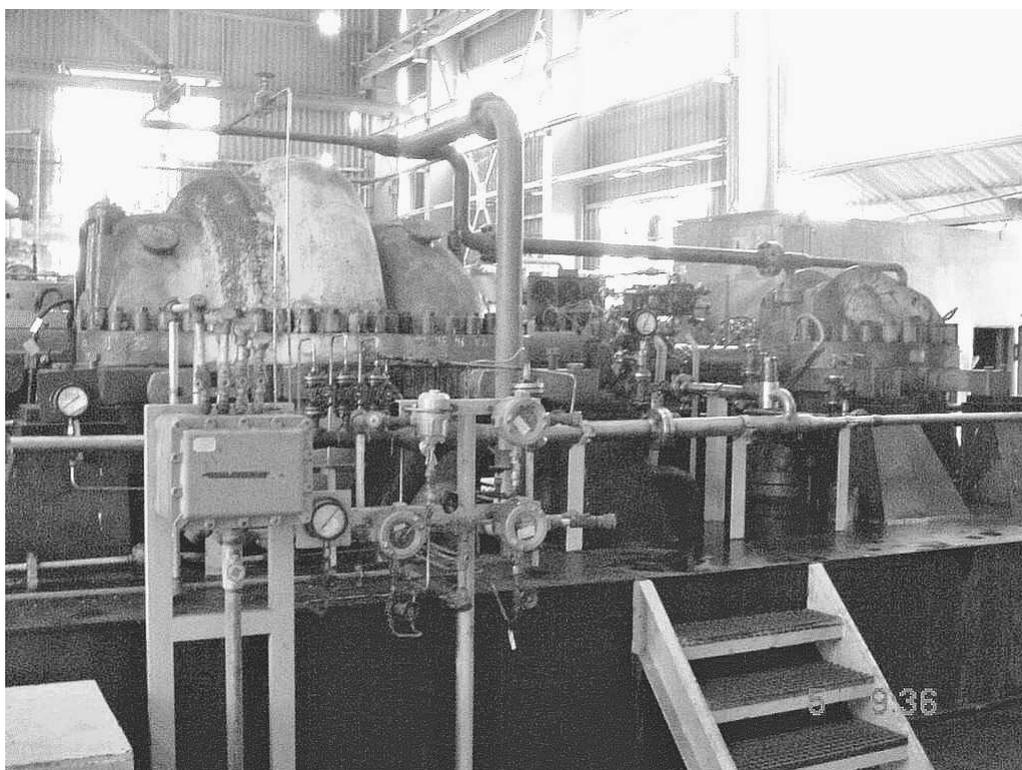
### 2.1

#### Histórico das Falhas

Devido a um aumento de demanda de mercado de uréia houve necessidade de se aumentar a produção da fábrica de fertilizantes onde está situado o compressor *bp*. O compressor *bp* deveria ser repotencializado para atender às novas metas de produção. Entre julho e setembro de 1998 o fabricante original da máquina repotencializou o trem de compressão.



Figura 2.2: Trem de compressão

Figura 2.3: Compressor *bp* e turbina em evidênciaFigura 2.4: Vista Lateral Compressores *bp* (a esq.) e *ap*

O rotor, os diafragmas e os labirintos do compressor *bp* foram novamente projetados e trocados.

Até agosto de 1999 o trem de compressão operou sem aparentar problemas. De forma repentina, um ruído persistente surgiu entre o compressor de baixa e o de alta, acompanhado de um aumento significativo dos níveis de vibração. Em março de 2000 planejou-se parar a fábrica para manutenção geral, e considerou-se este o momento ideal de se intervir no compressor *bp* e no acoplamento deste com o multiplicador. Observou-se na ocasião

que o acoplamento não se encontrava danificado porém o mancal de escora do compressor *bp* estava com suas sapatas folgadas. Na parte posterior das sapatas havia forte desgaste e perfurações causadas pelos pinos, pinos quebrados, e a caixa de mancal bastante danificada como se pode observar das figuras 2.5 e 2.6.



Figura 2.5: Sapata Danificada



Figura 2.6: Pinos Normal e Danificados pela Vibração

Até então não estava claro o que poderia estar causando o problema. Simplesmente trocar o mancal de escora, obviamente, não solucionaria o problema. No entanto, premidos pela necessidade de produção, foi o que se fez. Três meses depois, em junho de 2000, uma falha mais grave que a anterior ocorreu. Desta vez as sapatas inativas simplesmente desapareceram pelo desgaste mecânico. A caixa de mancal sofreu danos severos como mostrado na figura 2.7 e a placa de encosto também sofreu martelamento, figura 2.8.

A título de comparação vê-se na figura 2.9 o aspecto da caixa de mancal com sapatas axiais recém-instaladas.

Sem se conhecer a causa do problema medidas foram tomadas: usinou-se o colar de escora para se garantir um bom acabamento superficial (o colar de escora é o elemento fixo ao eixo girante que transmite a carga axial às sapatas oscilantes, estacionárias, que oscilam sobre os pinos, por sua vez escorados na caixa de mancal); a placa de encosto (que é montada entre a caixa de mancal e os pinos das sapatas) foram também usinadas e lapidadas para garantirem a folga axial recomendada pelo fabricante do compressor). Uma medida tomada foi colocar um disco de retenção a fim de evitar que os pinos saíssem de seus alojamentos, o que não impediu que o problema voltasse a ocorrer, desta vez com a fratura dos pinos. Nesta ocasião o fabricante do compressor considerou como sendo a baixa qualidade dos mancais de escora a causa das falhas, uma vez que estes mancais



Figura 2.7: Caixa de Mancal Danificada

Figura 2.8: Placa de Encosto Martelada

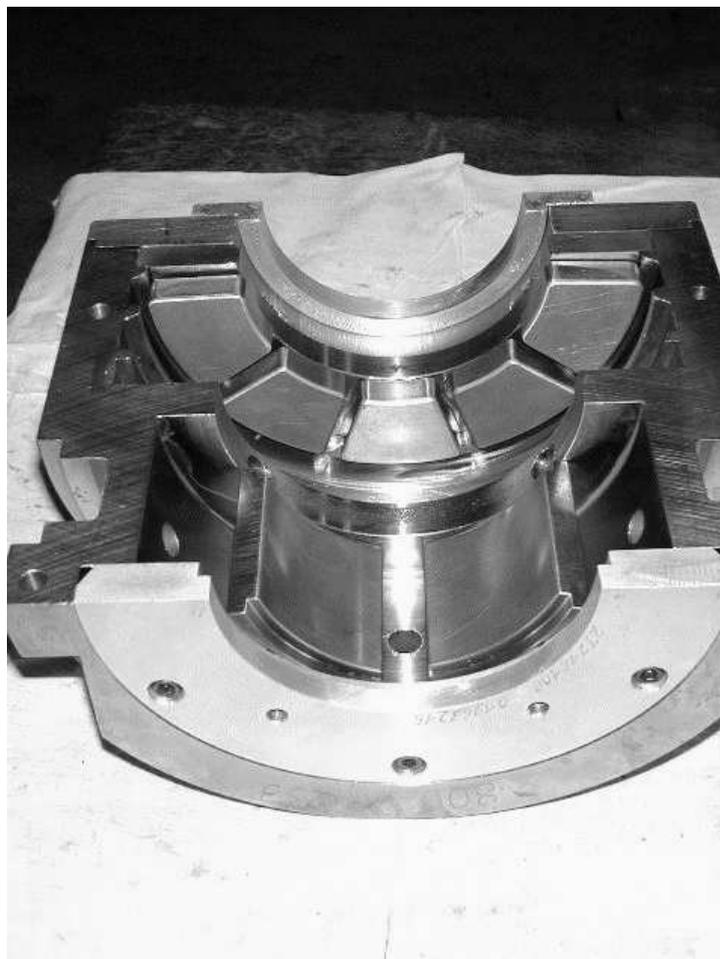


Figura 2.9: Caixa de Mancal com sapatas e mancal radial novos

eram mancais de fornecedor nacional, não autorizado pelo fabricante do compressor. Seguindo-se as recomendação do fabricante do compressor,

emitiu-se um pedido de compra de mancais originais novos. Enquanto não chegavam, o trem de compressão operava com os mancais disponíveis, não recomendados pelo fabricante do compressor.

## 2.2

### Dados Operacionais do Trem de Compressão de Ar

Tabela 2.1: Dados Operacionais do Compressor *bp*

Compressor de Baixa Pressão		
Número de Impelidores	4	
Rotação(RPM) Original	Normal 8110	Max. 8516/Min. 7380
Rotação(RPM)após mudança	Normal 8110	Max. 8516/Min. 7380
1ª Vel. Crítica Lateral	Original 3870	Após mudança 4004
2ª Vel. Crítica Lateral	Original 13070	Após mudança 15677
Sentido de giro	anti-horário	
Vazão de Sucção (kg/h)	47.584	
Vazão de Sucção ( $m^3/h$ )	42.828	
Pressão de Sucção ( $Kgf/cm^2$ abs)	1.010	Temperatura Sucção 32.2 <sup>0</sup> C
Pressão de Descarga ( $Kgf/cm^2$ abs)	5.39	Temperatura Descarga 150.3 <sup>0</sup> C

Tabela 2.2: Dados Operacionais do Compressor *ap*

Compressor de Alta Pressão		
Número de Impelidores	6	
Rotação(RPM)Original	Normal 14800	Max. 15540 / Min. 13470
Rotação(RPM)após mudança	Normal 14800	Max. 15540 / Min. 13470
1ª Vel. Crítica Lateral	Original 6570	Após mudança 6570
2ª Vel. Crítica Lateral	Original 24030	Após mudança 24030
Sentido de giro	horário	
Vazão de Sucção (kg/h)	46.695	
Vazão de Sucção( $m^3/h$ )	8.128	
Pressão de Sucção ( $Kgf/cm^2$ abs)	5.7	Temperatura Sucção 40.5 <sup>0</sup> C
Pressão de Descarga ( $Kgf/cm^2$ abs)	34.47	Temperatura Descarga 176.7 <sup>0</sup> C

Tabela 2.3: Dados Operacionais do Multiplicador

Caixa de Engrenagens Multiplicadora			
Coroa 70 dentes	pinhão 40 dentes		
Velocidade Critical Torsional (rpm)			
1ª 2.550	2ª 3.650	3ª 10.180	4ª 25.990
Frequência de engrenamento (rpm)	567.700		

## 2.3 Investigação do Problema

### 2.3.1 Pontos de Medição de Vibração

O trem foi preparado para se captarem vibrações nos pontos numerados da figura 2.10.

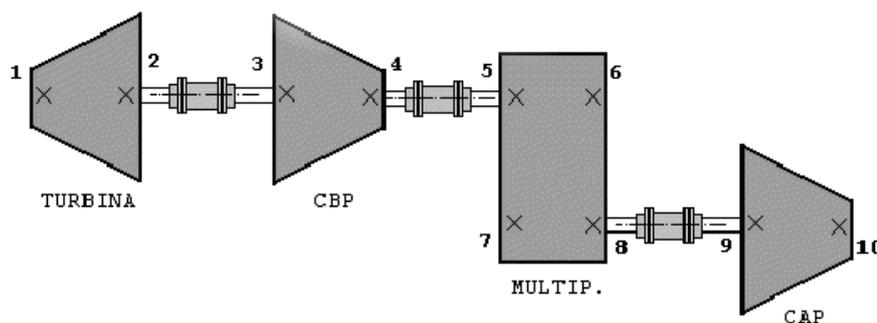


Figura 2.10: Esquema do trem de compressão

### 2.3.2 Resultados das Medições

- Os níveis globais de vibração estavam baixos na carcaça e nos pontos de medição na direção radial dos eixos, exceto no ponto 4 da figura 2.10, ponto radial na vertical, cuja amplitude alcançou  $41.2\mu\text{m}$  pico-a-pico @14881CPM, e na direção axial do compressor de baixa, cuja amplitude variava de  $74.2\mu\text{m}$  pico-a-pico @14967CPM a  $312.8\mu\text{m}$  pico-a-pico @14826CPM. Este componente da vibração axial estava presente também no eixo de entrada da caixa de engrenagens (eixo de baixa), ponto 5 da figura 2.10, com uma amplitude de  $25.1\mu\text{m}$  pico-a-pico e no eixo acoplado do compressor de alta com  $19.4\mu\text{m}$  pico-a-pico.
- Em geral, todas as leituras de vibração radial estavam baixas, mas na caixa de mancal do lado da descarga do compressor de baixa, ponto 4 da figura 2.10 as leituras @14890 CPM ( $1 \times N_2$ ) e @29870CPM ( $2 \times N_2$ ) eram muito maiores que em qualquer outro ponto medido, sendo  $N_2$  a rotação do compressor de alta.

- Variando-se a rotação do compressor de baixa ( $N_1$ ) de 7988 a 8363 RPM, a amplitude da vibração medida no referido ponto 4, na direção axial, na frequência coincidente com  $N_2$  ( $N_2 = 1.8521 \times N_1$ ), alcançava valores muito elevados @14812 RPM ( $225.5\mu m$  pico-a-pico) e caía drasticamente tanto ligeiramente antes como após esta frequência, denotando o fenômeno de ressonância. A figura 2.11 é o registro destas leituras de campo

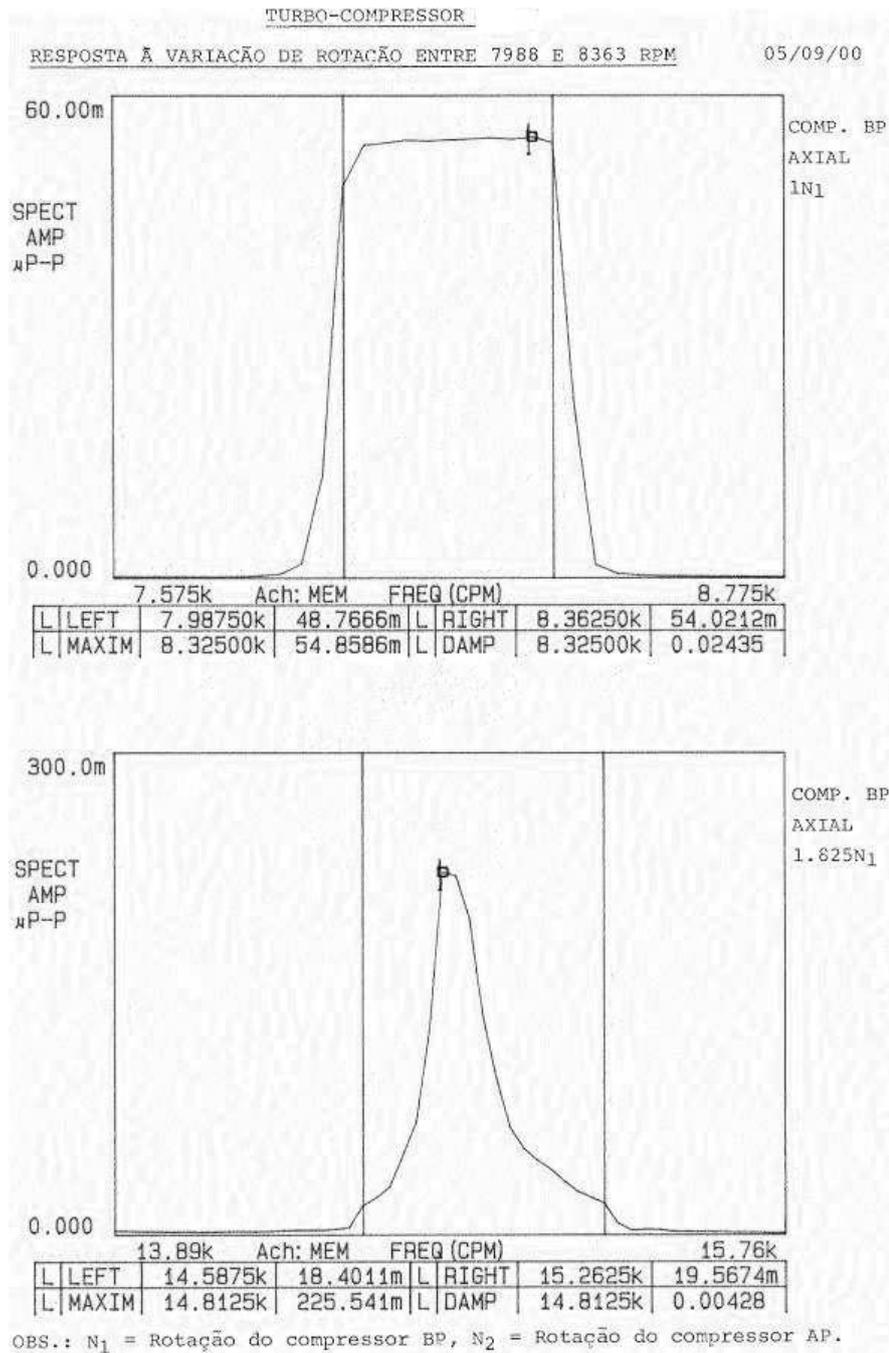


Figura 2.11: Leituras próximas a  $N_1$  e a  $1.8251 \times N_1 \approx N_2$ , tomadas no ponto 4 da figura 2.10, na axial

4. Durante a variação de rotação entre 7988 RPM e 8363 RPM a amplitude da vibração na frequência de rotação do compressor de alta pressão, medida na direção axial no compressor de baixa pressão, sofreu uma elevação acentuada @ 14,812 CPM (atingiu  $225.5\mu m$  pico-a-pico) e queda rápida acima e abaixo desta frequência ( $18.4\mu m$  pico-a-pico @ 14587 CPM e  $19.57\mu m$  pico-a-pico @ 15262 CPM), confirmando, mais uma vez, a existência de ressonância. As hipóteses formuladas na ocasião foram que esta ressonância poderia ser resultado de excitação da 2ª velocidade crítica do *cbp* por pulsação de pressão ou vibração transmitida via estrutura ou de excitação de uma das frequências naturais do suporte do sensor de deslocamento axial por vibração transmitida via estrutura.

O coeficiente de amortecimento foi calculado a partir do fator de amplificação determinado através da curva de amplitude  $\times$  rotação, figura 2.11, com base no critério recomendado pela referência [1], conforme mostrado abaixo:

$$AF = \frac{N_{c1}}{N_d - N_a} = \frac{14812}{14900 - 14778} = 121.4, \quad (2-1)$$

$$AF = \frac{1}{2\xi} = 121.4, \quad (2-2)$$

$$\xi = \frac{C}{C_c} = 0.00412 \quad (2-3)$$

onde

$N_{c1}$  é a frequência onde há a amplificação da vibração axial;

$N_a$  e  $N_d$  são respectivamente as frequências a  $\pm 0.707 \times N_{c1}$ ;

AF é o fator de amplificação que está relacionado com o coeficiente de amortecimento  $\xi$ , que por sua vez é a relação entre  $C$ , amortecimento, e  $C_c$ , amortecimento crítico.

As equações 2-1, 2-2, 2-3 nos mostram um coeficiente de amortecimento muito baixo, normalmente relacionado à ressonância estrutural (ou velocidades críticas de máquinas com mancais de rolamentos, que não vem ao caso). Entretanto este nível de amortecimento justifica os altos níveis de vibração observados e a

excitação de uma velocidade crítica superior à rotação de operação do *bp*.

5. Embora a repotencialização do compressor *bp* tenha sido concluída em setembro de 1998, o ruído anormal foi notado apenas em agosto de 1999, a primeira falha ocorreu em março de 2000, a segunda em junho de 2000 e a terceira em agosto de 2000.

Tabela 2.4: Faixa de Operação do Compressor *bp* ao longo do Tempo

Período de Operação	Rotação Média	Variação(min. and max. RPM)
Setembro 1998 a Março 1999	8033	7830 – 8150
Abril 1999 a Agosto 1999	<b>8124</b>	8050 – 8200
Setembro 1999 a Março 2000	<b>8182</b>	8080 – 8220
Abril 2000 a meados de junho 2000	8043	7850 – 8100
Julho 2000 a Agosto 2000	<b>8166</b>	8080 – 8220

6. A maior ou menor frequência de falhas ou a gravidade dos danos causados ao mancal de escora é decorrente de quão próximo do centro da faixa de rotação crítica o equipamento foi mantido em operação no período. A tabela 2.4 mostra em negrito os valores de rotações onde a frequência  $N_{c1} \approx 14850$  RPM é excitada ( $N_1 = 1.8251 \approx N_{c1}$ ). Nestes períodos de operação ocorreram as falhas dos mancais de escora.
7. A Operação da Fábrica de Fertilizantes informou que no início de 1999 as válvulas FIQ 003 (reciclo) e FIQ 004 (reciclo de proteção contra refluxo de ar) começaram a apresentar vazamento, o que forçava a operação do grupo em uma rotação mais elevada para compensar a perda de eficiência, e que após a correção deste problema na parada de junho de 1999 a rotação caiu de cerca de 100 RPM. Não foi possível associar as variações da rotação mostradas no item anterior com o aparecimento e correção do vazamento nestas válvulas.
8. Abertura da válvula de bloqueio da linha de balanceamento para a descarga da 1ª etapa do compressor *bp* (05/11/98), aumento do diâmetro da linha de balanceamento de 2 para 4 polegadas e remoção da válvula de bloqueio (18/08/00), variações de carga e aumento de folga dos labirintos dos compressores *bp* também podem ter contribuído para as mudanças de rotação e, conseqüentemente, para a ocorrência das falhas.
9. É fato que ao se modificarem os impelidores do compressor *bp* o balanço de carga axial do rotor mudou. Ou seja, tratando-se de

rotor de dupla sucção, o empuxo axial do rotor tende a ser bastante reduzido.

10. Na figura 2.12, observa-se que o rotor tem uma zona de vazão onde a força axial pode ser nula, pelo menos teoricamente. A magnitude da força pode ser vista na figura 2.12, observando-se que a mesma varia entre  $\pm 5$  KN, que são valores muito baixos.
11. Ou seja, até uma instabilidade no fluxo de ar poderia levar forças aerodinâmicas que atuariam no rotor, movimentando-o na direção axial, o que levaria as sapatas do mancal de escora do compressor *bp* a vibrarem e se danificarem por conta, inclusive, do impacto do colar nas sapatas.
12. A inspeção visual dos mancais do compressor *bp* demonstrou que a causa imediata das falhas do mancal de escora do mesmo é devido a mecanismo de falha mecânica de causa erosivo ("fretting"), devido à vibração e impacto das sapatas com a caixa de mancal e eixo.
13. A 2ª velocidade crítica radial do compressor *bp* não coincidia com a frequência da vibração axial. Descartou-se esta como causa da alta vibração axial. (Não há registro de acoplamento de frequência natural na axial excitada pela radial, contudo observou-se se isto estaria ocorrendo, o que não se verificou).
14. Recomendou-se ao fabricante do compressor sanar o problema de carga axial oscilante com a introdução de um dispositivo conhecido como **tambor de balanceamento**. Esta peça permite aumentar o empuxo axial do compressor e por conseguinte o mantém trabalhando no sentido ativo, ou seja, o empuxo deve se dar da descarga para a sucção do compressor.
15. Recomendou-se também modificar a geometria dos mancais: modificar o ponto de apoio do pino para uma linha de apoio (mancal tipo Mitchell), como está mostrado na figura 2.13, onde a linha de contacto do apoio da sapata marca a placa de encosto.
16. Recomendou-se aumentar a rigidez do mancal, diminuindo-se também sua folga axial da faixa de [0.350.51] mm para [0.250.32]mm. O intento era modificar a rigidez do mancal de escora. Desta forma o compressor operaria na sua faixa normal (de 7900 a 8300 RPM sem haver excitação na frequência de 14850 CPM ( $N_1 \times 1.8251 \approx 14850(N_{c1})$ )).

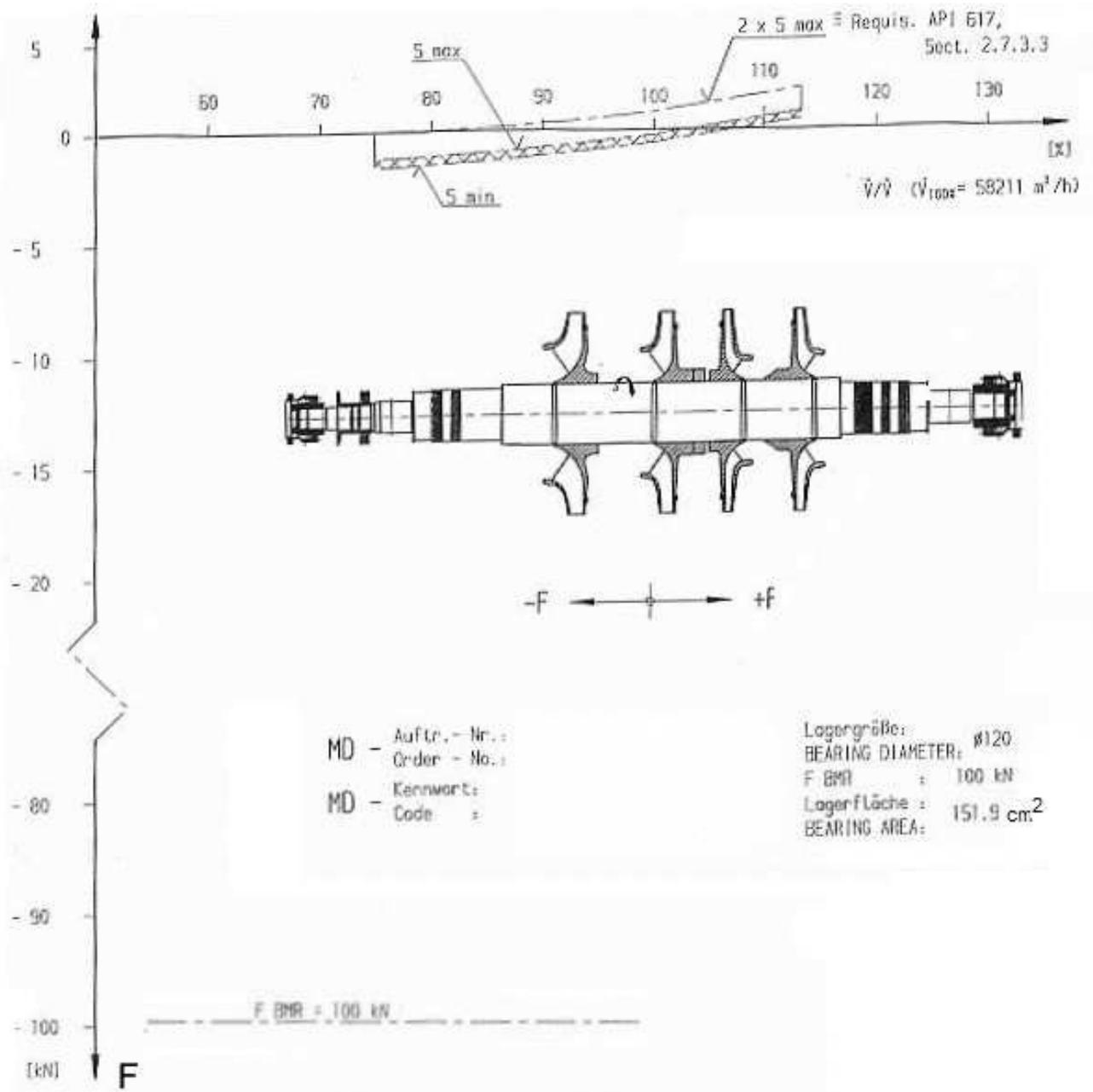


Figura 2.12: Variação da Carga axial com a Vazão do Compressor *bp*

17. Para se dirimir qualquer dúvida que a rotação  $N_2$  do compressor *ap* não excitava a vibração axial do compressor *bp* fizeram-se leituras (no ponto 4 da figura 2.10 na axial) com o trem operando e com o compressor *bp* desacoplado do compressor *ap* e o resultado é o que se observa nas figuras 2.14 e 2.15.
18. Antes de parar o trem de compressão, a rotação do compressor *bp* era 7631RPM e  $7631\text{RPM} \times 1.8251$  resulta em 13929 que aparece no

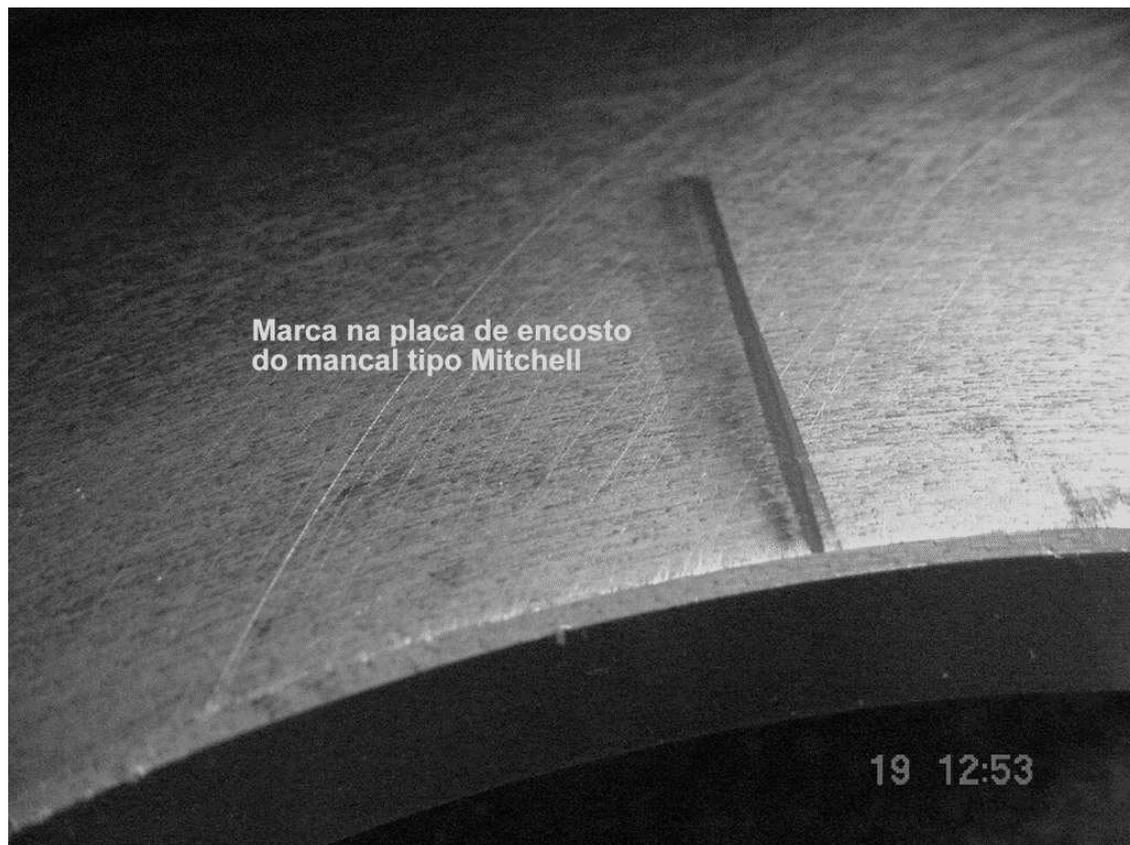


Figura 2.13: Linha de contato (ao invés de ponto) aumenta rigidez do mancal

espectro da figura 2.14. Observe-se que a  $N_{c1} \approx 14850$ , a frequência natural axial do compressor  $bp$ , aparece no espectro mas com uma amplitude ainda não muito alta ( $33\mu m$  pico-a-pico).

Ao se desacoplar o compressor e fazendo-se a rotação do compressor  $bp$   $N_1 \times 1.8251$  coincidir com  $N_{c1}$ , observa-se um aumento significativo desta frequência no espectro da figura 2.15 ( $253.65\mu m$  pico-a-pico).

19. Partiu-se para a variação de rotação do compressor  $bp$  a fim de tornar a sua rotação  $N_1$  submúltiplo da frequência de ressonância observada ( $N_{c1} \approx 14850$  CPM). O resultado é visto nas figuras 2.16 e 2.17

20. No gráfico cascata pode-se também observar a influência da rotação do compressor  $bp$   $N_1$  como submúltiplo de  $N_{c1}$ , a frequência natural axial do compressor  $bp$ , mostrado na figura 2.18:

Seguindo a linha de variar a rotação do compressor  $bp$   $N_1$  para se excitar  $N_{c1}$  a frequência natural axial do compressor  $bp$ , observa-se na figura 2.19 que  $N_1$  não é múltiplo de  $N_{c1}$ , contudo ao se incrementar

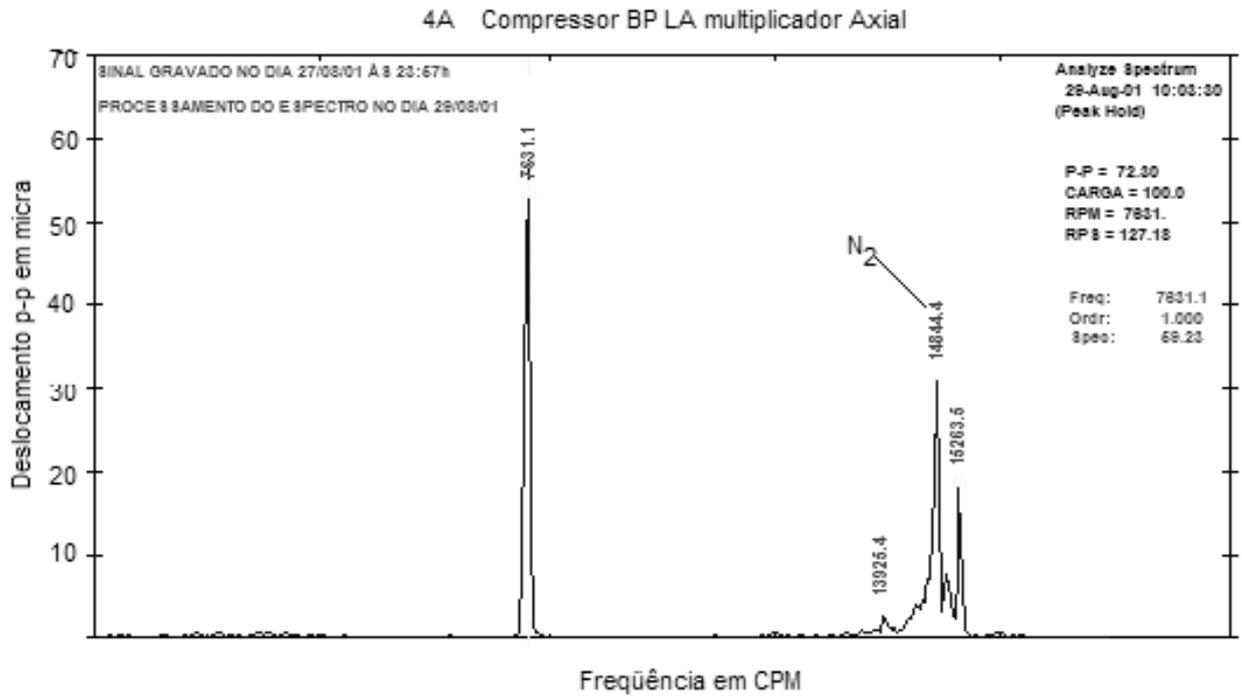


Figura 2.14: Compressor *bp* **acoplado** com o *ap* com  $N_2$  presente no espectro

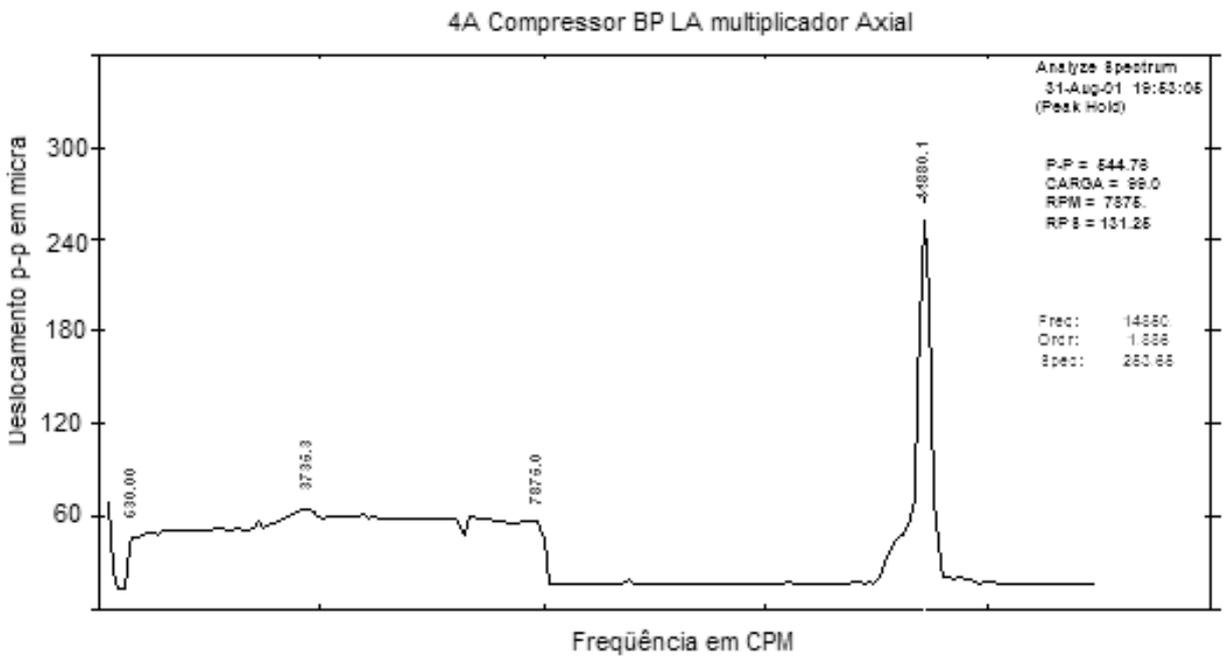


Figura 2.15: Compressor *bp* **desacoplado** do *ap* com  $N_2$  presente no espectro

$N_1$  para ser múltiplo de  $N_{c1}$ , a amplitude de  $N_{c1}$  sobe a níveis muito altos, conforme observa-se na figura 2.20.

21. Apesar das medidas tomadas como mudança do tipo de mancal

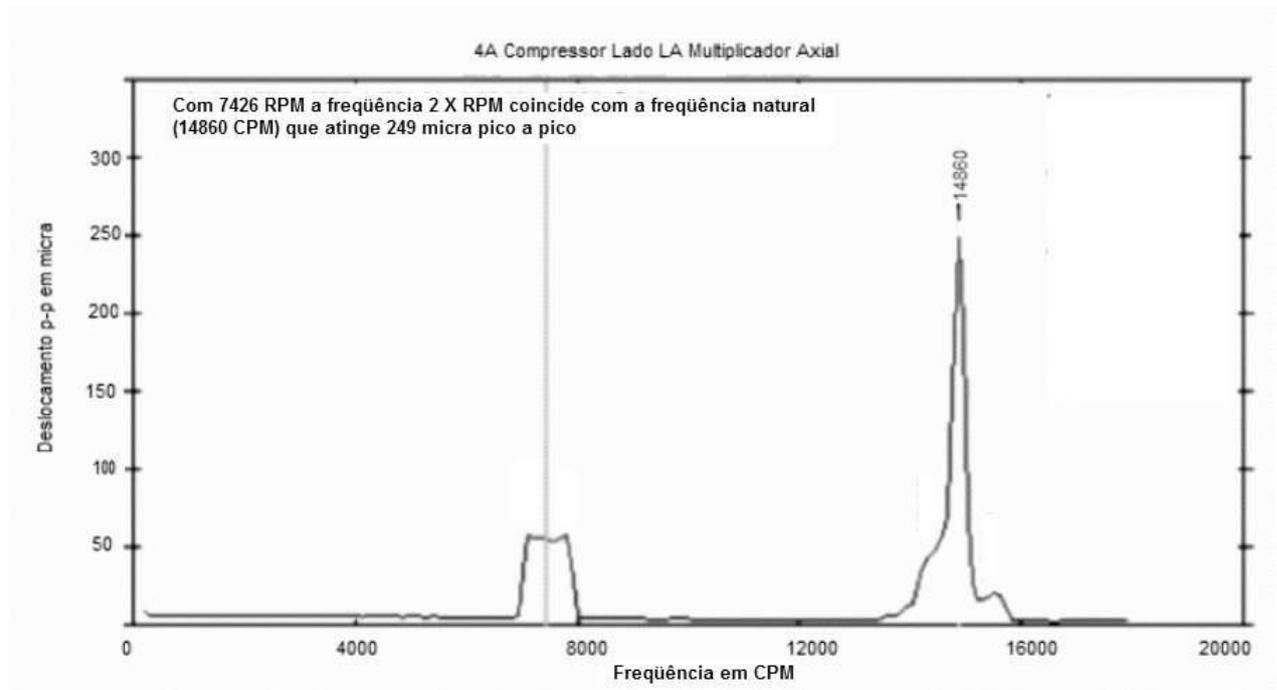


Figura 2.16: Rotação @ 7426rpm,  $2 \times N_{c1}$ , excita  $N_{c1}$  @  $249.16 \mu m$  pico-a-pico

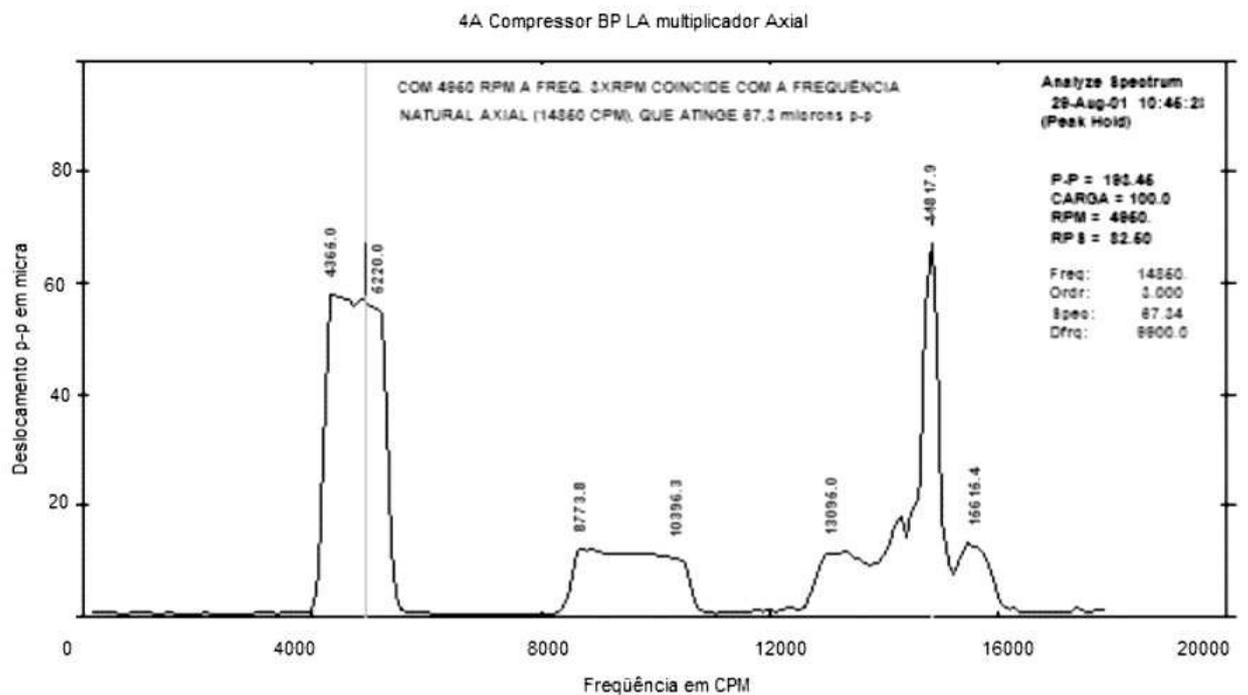


Figura 2.17: Rotação @ 4950rpm,  $3 \times N_{c1}$ , excita  $N_{c1}$  @  $67.3 \mu m$  pico-a-pico

(com maior rigidez) e com o incremento do empuxo axial (tambor de balanceamento), as medidas no ponto 4 da figura 2.10 ainda se mantinham elevadas na frequência  $N_{c1} \approx 14850$  CPM. Os valores medidos foram de  $91.5 \mu m$  a  $103.0 \mu m$  pico-a-pico na faixa de  $N_1$  entre

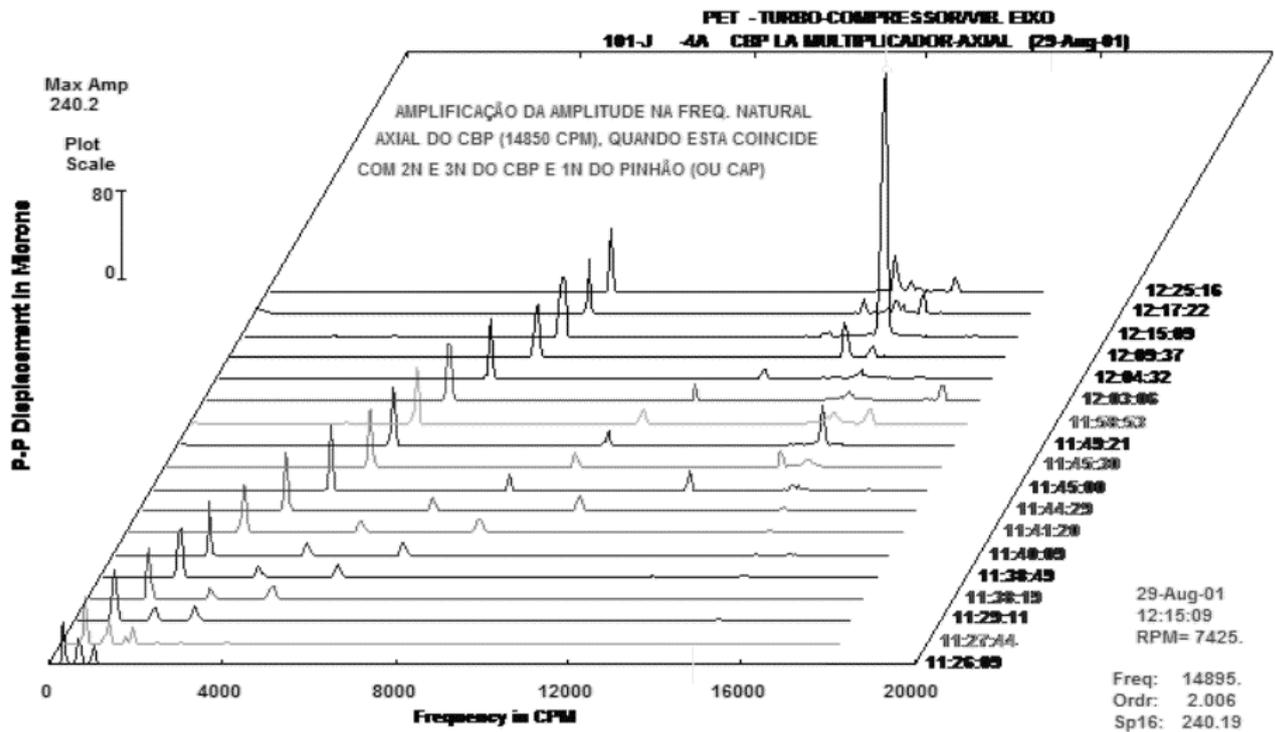


Figura 2.18: Máximo valor de  $N_{c1}$  é  $240.2\mu m$

7994 e 8043 RPM e atingiu um máximo de  $165\mu m$  pico-a-pico @ 8127 RPM. Embora uma redução de 50% em relação aos valores iniciais, ainda estes eram bastante elevados.

22. Aprofundou-se a investigação: como os impelidores do compressor *bp* foram trocados cogitou-se que a forma de vibrar destes impelidores (modo-um-diâmetro, correspondendo a uma linha central de flexão, figura 2.21; modo guarda-chuva, formato guarda-chuva), figura 2.22 pudesse excitar a frequência  $N_{c1}$  de vibração axial do compressor *bp*.
23. O fabricante do compressor *bp* descartou esta possibilidade, mas para dirimir dúvidas acertou-se que para tanto seria realizado teste de impacto nos impelidores a fim de se investigar a correlação entre ambas frequências.
24. Testes de impacto foram realizados nos impelidores a fim de se encontrarem frequências que coincidissem com  $N_{c1} \approx 14850\text{CPM}$ , mas não foi o que ocorreu, conforme as figuras 2.24, 2.25, 2.26 e 2.27 e a tabela 2.5 dos valores tabulados de frequência no modo guarda-chuva:

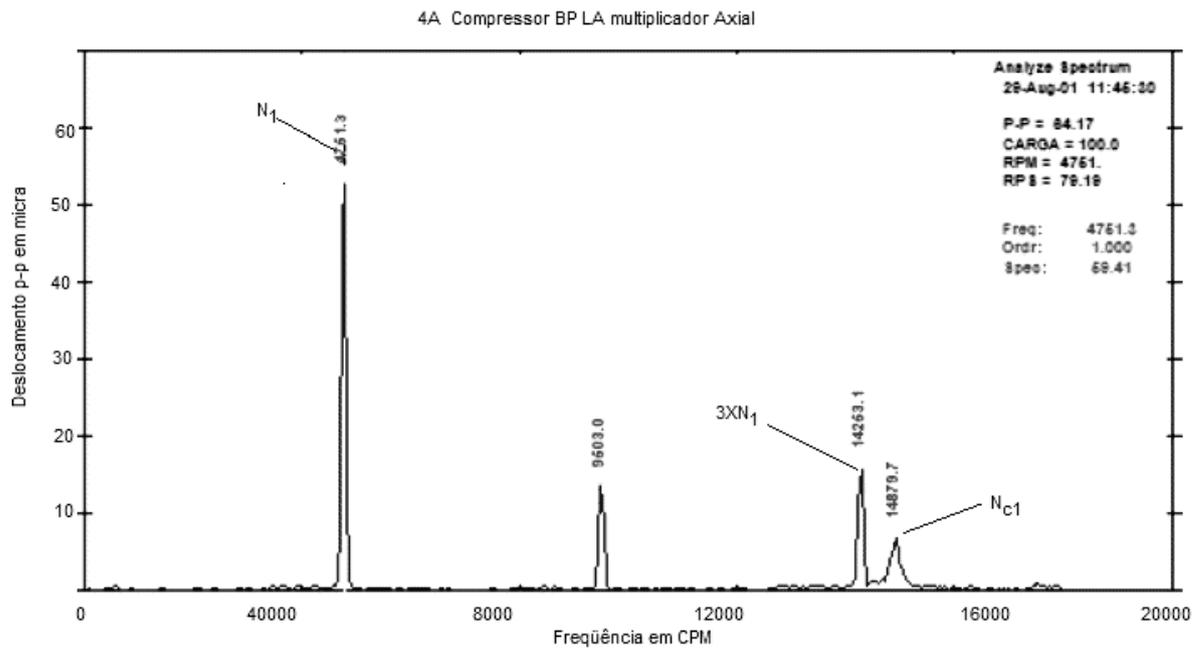


Figura 2.19: Rotação  $N_1$  @ 4751RPM, amplitude @  $59.41\mu m$  pico-a-pico,  $N_{c1}$  @  $10\mu m$  pico-a-pico

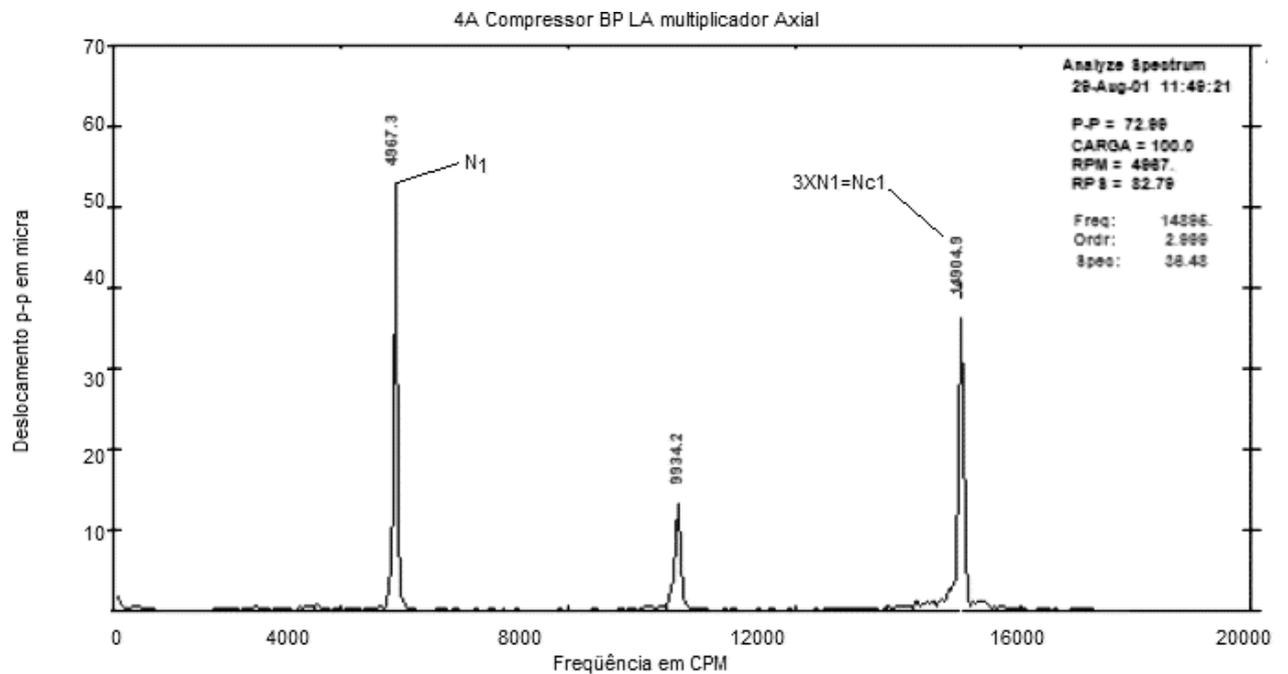
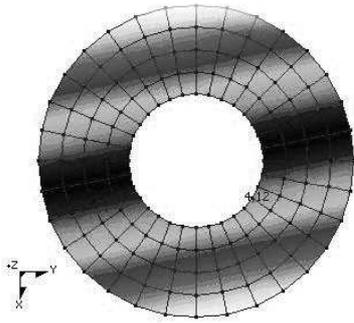


Figura 2.20: Rotação  $N_1$  @ 4967.3RPM,  $3 \times N_{c1}$ , excita  $N_{c1}$  @  $36.48\mu m$  pico-a-pico

**Modo-um-diâmetro**



**Modo Guarda-chuva**



Figura 2.21: Modo de Vibrar Um-diâmetro

Figura 2.22: Modo de Vibrar Guarda-chuva

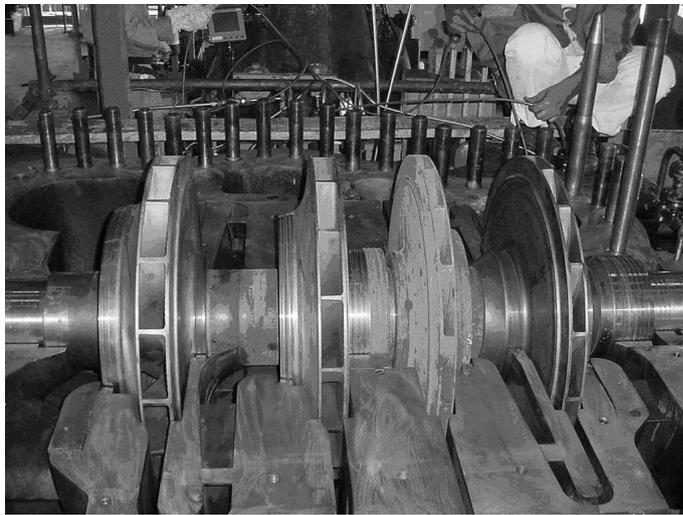


Figura 2.23: Vista dos Impelidores



Figura 2.24: Ressonância um Diâmetro - vista 1



Figura 2.25: Ressonância um Diâmetro - vista 2

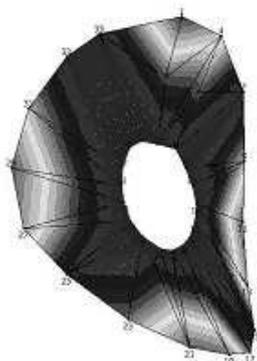


Figura 2.26: Ressonância Dois Diâmetros

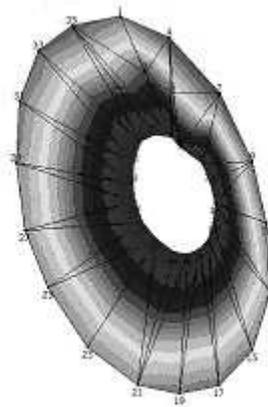


Figura 2.27: Ressonância Guarda-chuva

Tabela 2.5: Frequencias Naturais (CPM), medida na ponta do eixo do compressor *b* para modo Guarda-chuva

Primeiro Impelidor	26400	—	41400	45600	52500	66000	84600	118200
Segundo Impelidor	—	36600	42000	—	48300	58200	77700	105600
Terceiro Impelidor	26400	36600	42000	45600	49500	55200	76500	101100
Quarto Impelidor	26400	42000	45600	50400	55200	74100	96600	115200

25. Durante o processo de discussão a hipótese de "flutter" (vibração induzida por fluxo) das sapatas excitada por vórtices do óleo de lubrificação era palpável. Esta hipótese mostrou-se improvável, porque a componente crítica de vibração era excitada por forças mecânica e aerodinâmica em diferentes rotações ( $2 \times N_1$  para  $N_1 = 7425$  RPM,  $3 \times N_1$  para  $N_1 = 4.950$  RPM,  $N_2$  para  $N_2 = 14.850$  RPM e frequências de banda larga de origem aerodinâmica com rotação acima de 4000 RPM). Ou seja, nada relacionada com o fluxo de óleo e sim com a rotação  $N_1$  que excitava a frequência de 14850 CPM. As causas mais prováveis do problema seriam ressonância axial do sistema rotor / mancal de escora ou ressonância dos impelidores, o que explicaria melhor o elevado fator de amplificação, o comportamento da vibração axial frente às várias forças de excitação (mecânica e aerodinâmica) e sua baixa sensibilidade às modificações feitas no rotor e mancal de escora (a amplitude caiu acentuadamente mas a frequência permaneceu @ 14850 CPM, mesmo com a maior rigidez do novo mancal de escora. As medições das frequências naturais dos impelidores feita em campo e as análises modal teórica e experimental feitas pelo fabricante demonstraram que as frequências naturais

eram bem mais elevadas que 14850 CPM, excluindo ressonância dos impelidores como causa provável da vibração, como já observado.

26. Prosseguindo na investigação das possíveis causas do fenômeno da vibração axial, propuseram-se **medições de pulsação do ar de processo** nos estágios do compressor *bp*.

Para excluir os suportes do mancal como possível causa da ressonância axial, propôs-se ainda a medição de velocidade da vibração com um acelerômetro fixado na parte superior e outro na parte inferior do pedestal (interior da caixa de mancal).

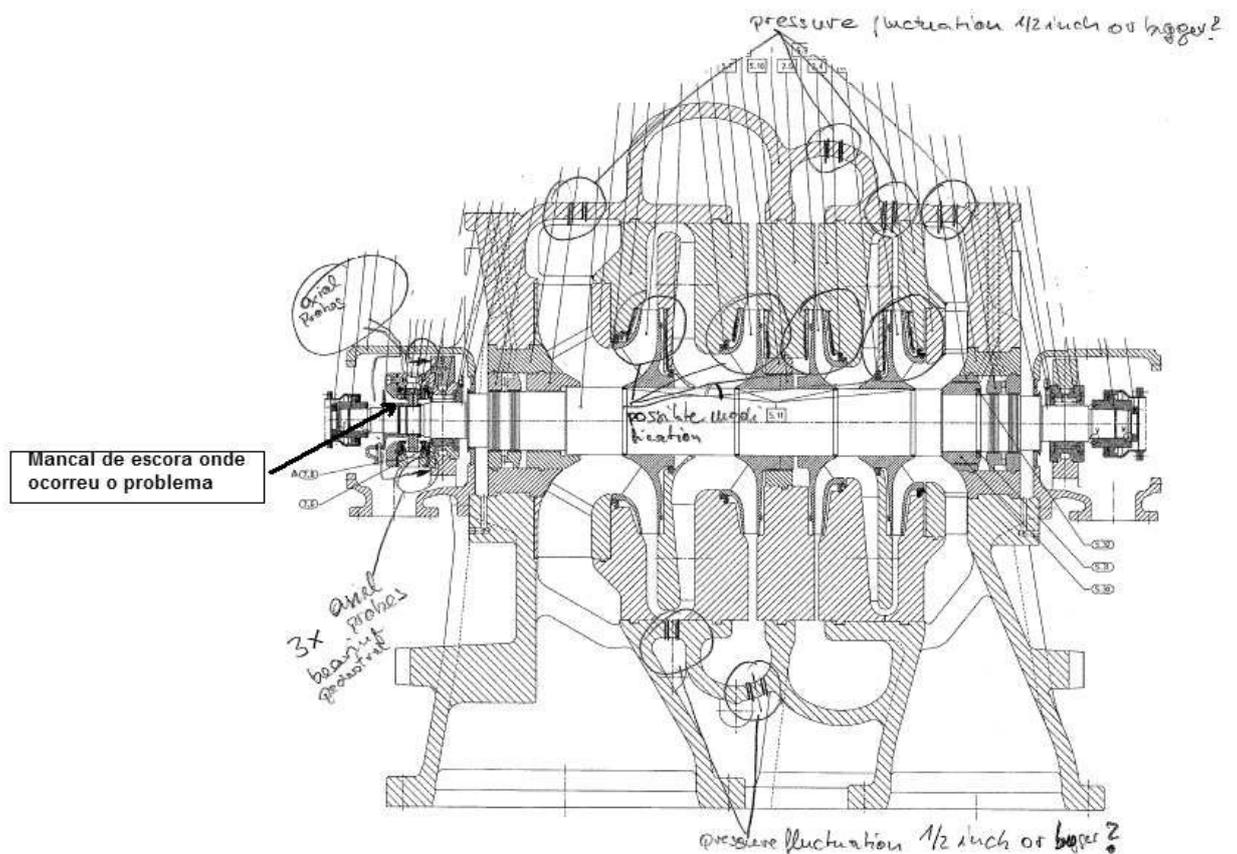


Figura 2.28: Corte do Compressor *bp* com Pontos de Medição de Pulsação

27. As amplitudes de pulsação registradas durante a variação de rotação entre 8101 e 8305 RPM, zona de excitação de  $N_{c1}$  (eixo de alta entre 14760 e 15120 RPM), eram baixas e não mostraram correlação com a vibração axial do compressor *bp*, conforme as figuras 2.29 e 2.30. Mediram-se harmônicas de  $N_{c1}$  e observou-se que não há coincidência das frequências medidas com as vibrações axiais observadas.

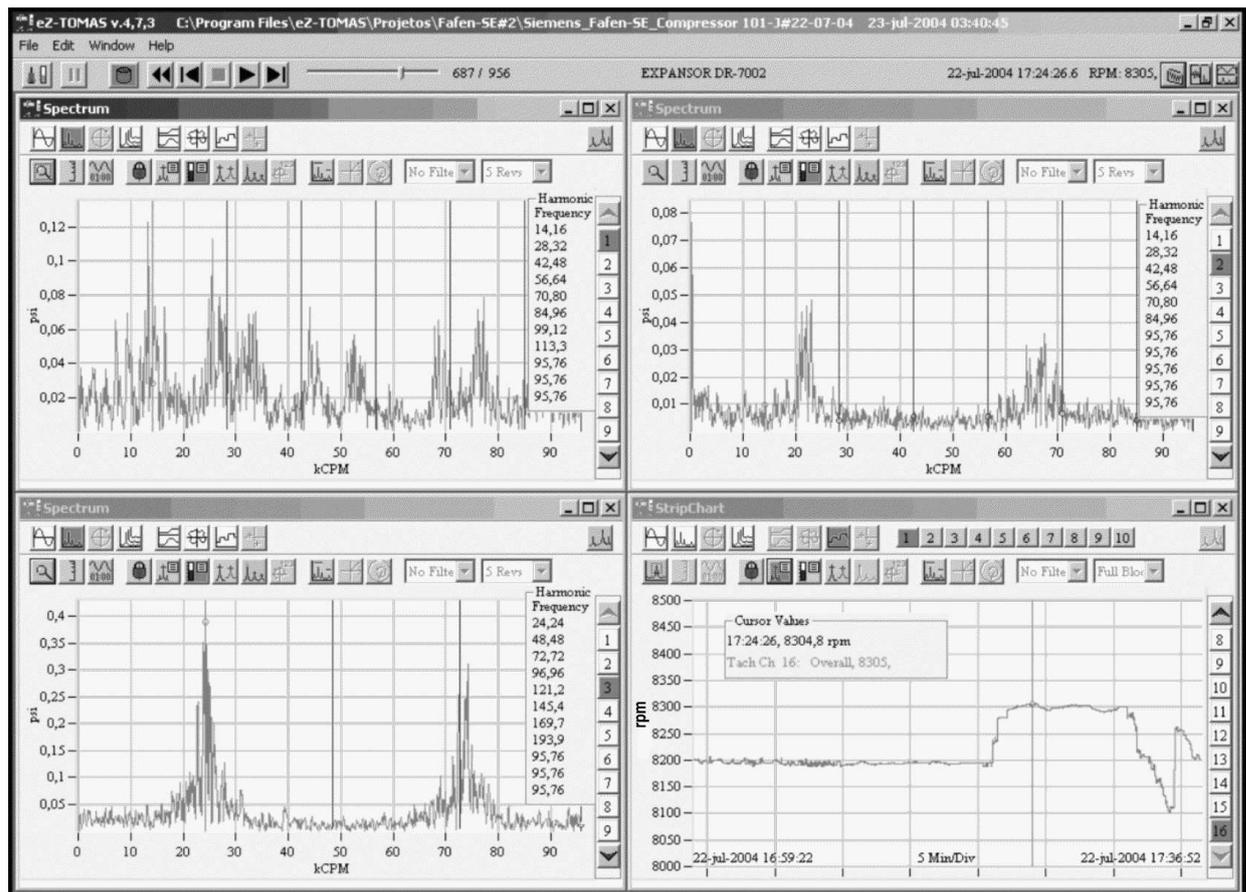


Figura 2.29: Medidas de Pressão no Compressor *bp* @ 8305 RPM

Tabela 2.6: Medição de Pulsação com Analisador de 16 Canais

Canal	Parâmetro Medido	Ponto de Medição
1	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Sucção 1 <sup>o</sup> Estágio
2	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Descarga 1 <sup>o</sup> Estágio
3	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Descarga 2 <sup>o</sup> Estágio
4	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Sucção 3 <sup>o</sup> Estágio
5	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Descarga 3 <sup>o</sup> Estágio
6	Pulsação de Pressão	Compressor <i>bp</i> Descarga 4 <sup>o</sup> Estágio
7	Vibração axial	Compressor <i>bp</i> Suporte Mancal Superior
8	Vibração axial	Compressor <i>bp</i> Suporte Mancal Inferior
9	Vibração axial	Turbina Lado Oposto ao Acoplado (LOA)
10	Vibração axial	Compressor <i>bp</i> Lado Oposto a Turbina (LOT)
11	Vibração axial	Multiplicador
12	Vibração Radial	Compressor <i>bp</i> Lado Acoplado a Turbina Vertical (LAT)
13	Vibração Radial	Compressor <i>bp</i> LAT Horizontal
14	Vibração Radial	Compressor <i>bp</i> LOT Vertical
15	Vibração Radial	Compressor <i>bp</i> LOT Horizontal
16	Rotação	Sensor de Fase ("key phasor")

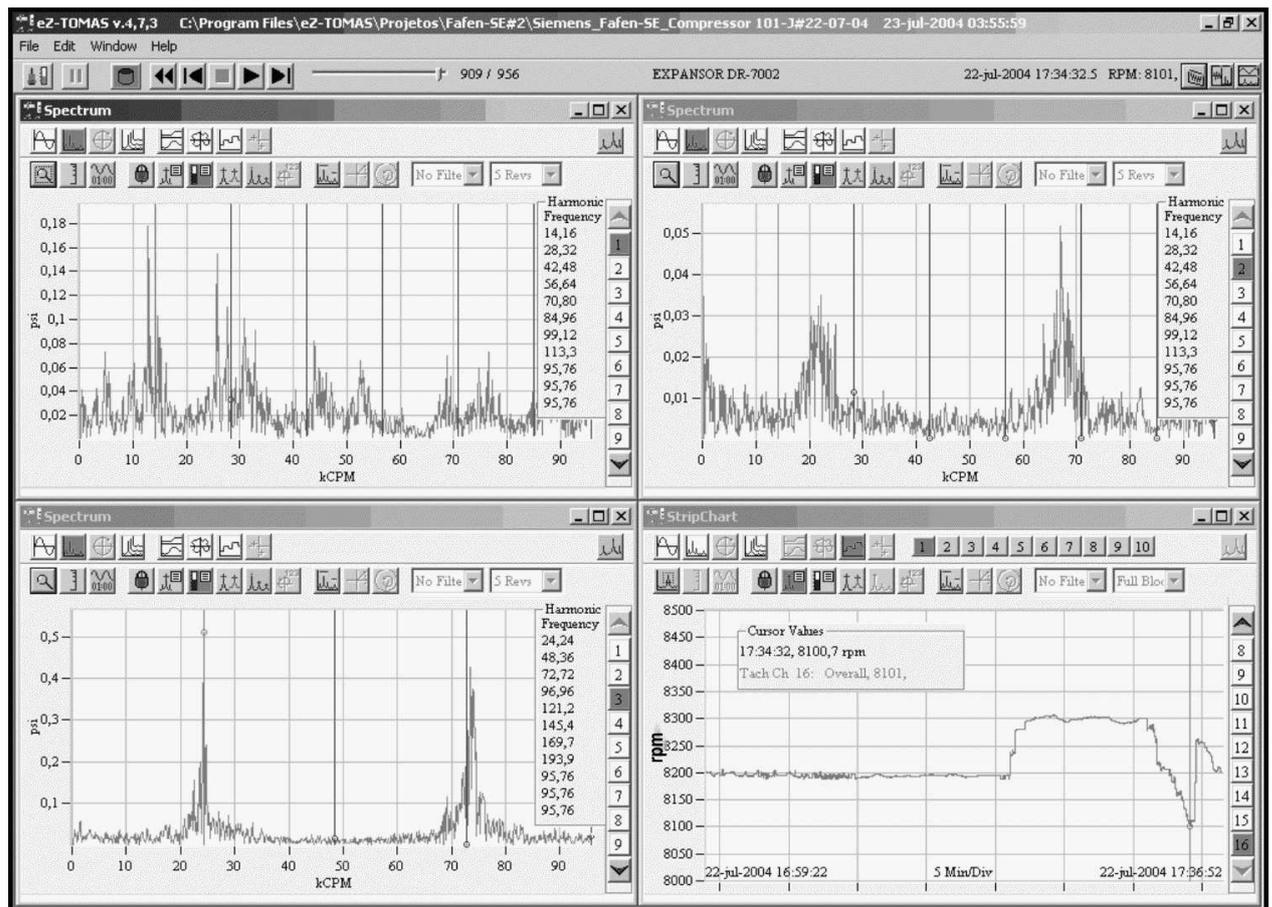


Figura 2.30: Medidas de Pressão no Compressor *bp* @ 8101 RPM

28. Após diversas ações tomadas para se sanar o problema de danos ao mancal de escora do compressor *bp*, chegou-se a um fato inesperado: apesar de aumentar-se a rigidez do mancal de escora por se aplicar um mancal com um apoio em uma linha de contato ao invés de um ponto e reduzirem-se as folgas axiais do mesmo, observou-se que a ressonância se dava agora numa frequência mais baixa, 14160 CPM, conforme a figura 2.31,
29. As ações que foram tomadas para sanar as sucessivas falhas do mancal de escora do compressor *bp* devido à vibração axial estão sumarizadas na tabela 2.7.
30. Pelo exposto entende-se que a causa de vibração axial é devido a falha de projeto no balanceamento axial do compressor, que permitiu que as variações no deslocamento axial do rotor compressor *bp* provocassem vibrações nas sapatas do seu mancal de escora numa frequência que coincidiu com  $N_2$ , rotação do compressor *ap*, quando o compressor *bp* operava entre 8100 e 8160 RPM.

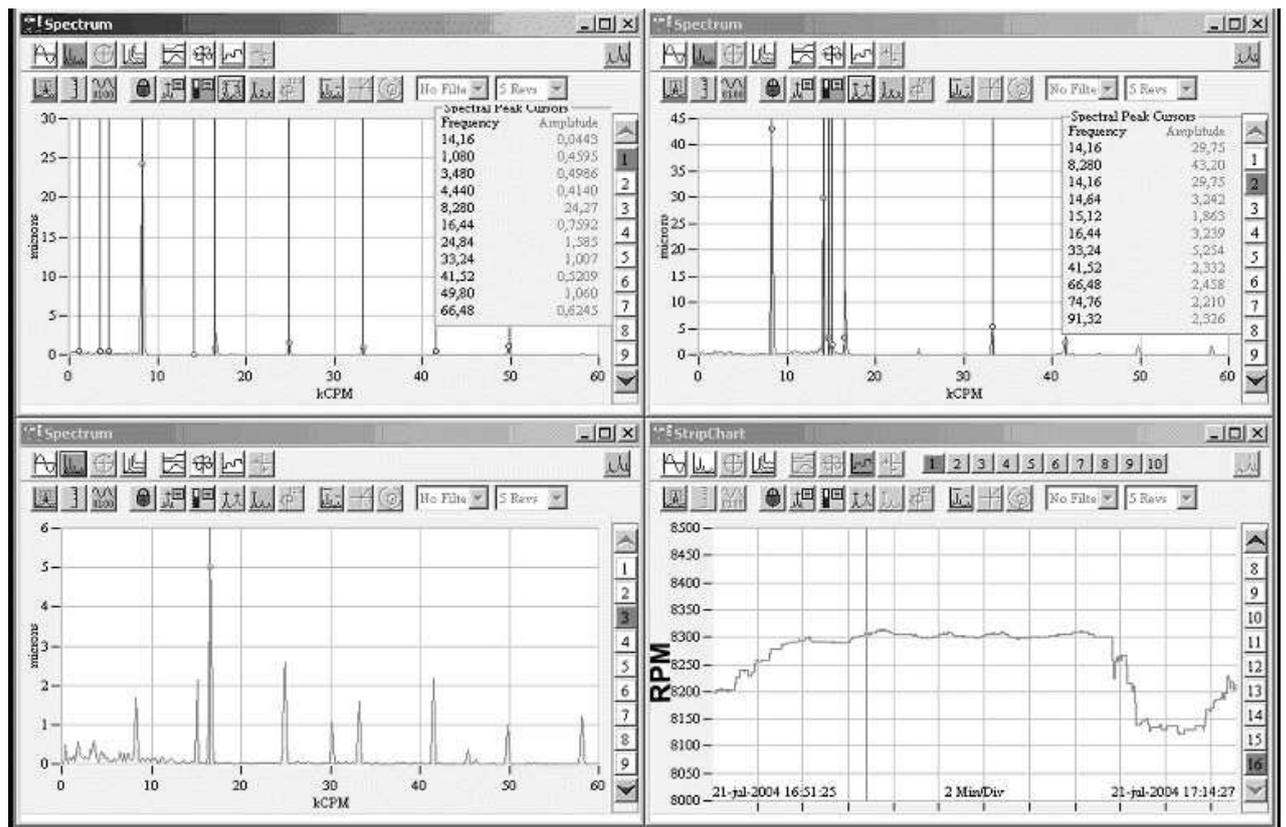


Figura 2.31: Medição de Vibração com  $N_1$  @ 8300RPM e nova  $N_{c1}$  @ 14160RPM

## 2.4

### Vibrações Axiais - outros casos

Casos de vibração axial em máquinas rotativas não são muito comuns em relatórios técnicos apresentados em Congressos ou Encontros Internacionais, fórum de discussões apropriados ao tema. No entanto a referência [32] relata um caso específico de vibração em turbo-gerador de energia com bandas laterais subsíncronas. A referência [32] cita a influência de uma baixa rigidez da estrutura de suporte do mancal que permitia que a vibração axial na turbina do gerador, devido a esforços aerodinâmicos, excitasse frequências subsíncronas. Modificou-se a rigidez dos mancais apertando-se ou afrouxando-se tirantes que uniam o pedestal dos mancais ("pillow blocks") à estrutura da carcaça da turbina. Claramente, como era de se esperar, gerava-se um comportamento diferenciado do espectro de vibração axial dos mancais.

Na verdade ao se aumentar a rigidez do mancal de escora o espectro não mostrava a vibração, porque a frequência de vibração axial estava além da faixa de leitura (alta frequência). Contudo não se anulou a possível causa da

Tabela 2.7: Tabela com Cronologia de Ações e Resultados Obtidos

Período de Operação	Ação	Pico axial no Compressor <i>bp</i>
Setembro 1999	Sem modificações	312 $\mu$ m pico-a-pico
Outubro 2001	Instalação de tambor de balanceamento e substituição de mancal de pino para tipo Mitchell	98 $\mu$ m pico-a-pico
Janeiro 2003	Redução das folgas do mancal Mitchell	85,9 $\mu$ m pico-a-pico
Julho 2004	Rotação do Compressor <i>bp</i> @8160RPM	Amplitude máxima de vibração @14160CPM de 16.65 $\mu$ m pico-a-pico
Julho 2004	Rotação do Compressor <i>bp</i> @8300RPM	como na figura 2.31, vibração atinge 43.2 $\mu$ m pico-a-pico @8300CPM e 29.75 $\mu$ m pico-a-pico @14160CPM

excitação da vibração axial, e sim, alterou-se a rigidez do mancal de escora, de forma a não se excitarem frequências subsíncronas. Como a amplitude de vibração estava dentro de um valor aceitável, deu-se o problema como resolvido após aumentar-se a rigidez do mancal.