

# 1

## INTRODUÇÃO

O ganho em escala na produção de combustíveis e produtos petroquímicos tem levado à construção de novas plantas de processo de altíssima capacidade de processamento. Ao mesmo tempo, exige-se delas alta performance, traduzida em índices elevados de confiabilidade. As turbomáquinas (turbinas e compressores) desempenham um papel fundamental neste cenário, uma vez que devem operar continuamente durante a campanha operacional, que varia de 3 a 5 anos, sob pena de causarem grandes prejuízos econômicos por perda de produção.

A condição operacional que confere às turbomáquinas altas densidades de energia e vazão é a velocidade do rotor. Altas velocidades induzem a problemas potenciais de velocidade crítica, resposta ao desbalanceamento e instabilidade do rotor. A instabilidade é, em geral, causada pela combinação de fenômenos oriundos dos mancais, selagem, roçamentos e efeitos aerodinâmicos das palhetas.

Diante deste desafio, é essencial a correta compreensão dos fenômenos de vibração e o conhecimento profundo dos fenômenos dinâmicos que influenciam o comportamento vibracional das turbomáquinas. A rotodinâmica é uma poderosa ferramenta para solução e prevenção de potenciais problemas e deve ser levada em consideração desde os processos de aquisição até a operação e a manutenção.

A fase de aquisição é uma das mais importantes, porque daí podem nascer máquinas com problemas dinâmicos crônicos, de difícil solução, que impactarão sensivelmente a confiabilidade da planta. Daí ser imperativo, nesta fase, que se estabeleçam parâmetros de aceitação como fator de amplificação e margem de separação entre a velocidade de operação e a velocidade crítica na concepção do projeto da máquina.

Graças ao avanço dos recursos computacionais e técnicas de modelagem matemática, é possível prever com boa precisão as velocidades críticas do rotor, a resposta ao desbalanceamento e a velocidade limite de estabilidade. A figura 1.1 mostra o diagrama de Bode como resultado de uma

simulação obtida através de modelagem computacional de uma turbina a vapor de fabricação Siemens de 30 MW de potência, girando a 4.100 rpm e a figura 1.2, os resultados obtidos no teste mecânico em bancada.

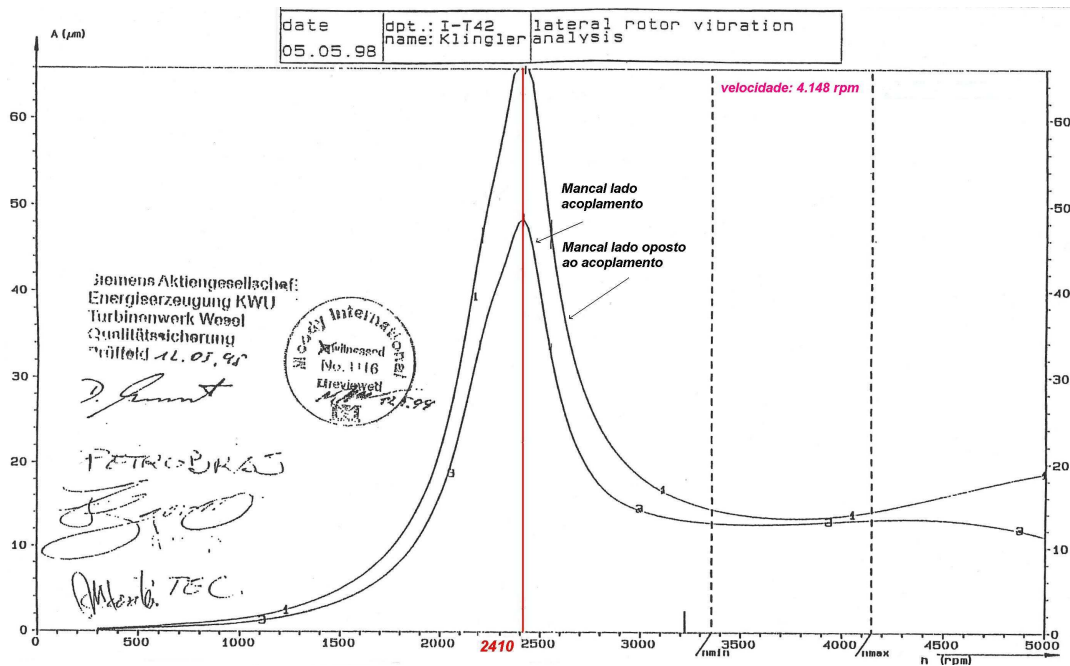


Figura 1.1: Simulação do diagrama de Bode

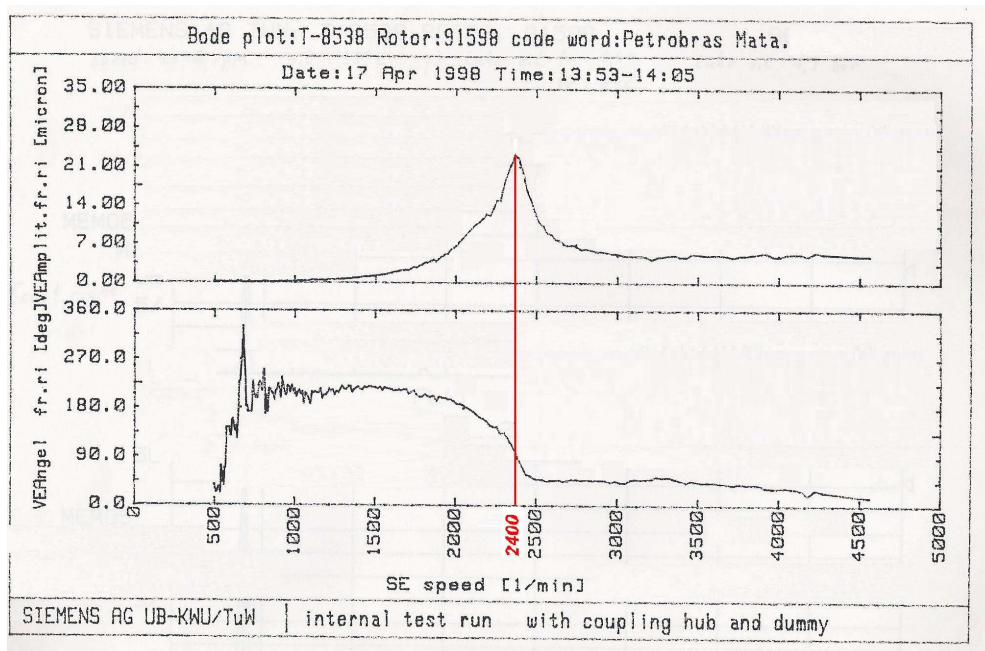


Figura 1.2: Diagrama de Bode obtido no teste mecânico

Mesmo com todas estas precauções, é ainda possível que sejamos surpreendidos com problemas vibracionais resultantes de fenômenos não previstos e/ou desconhecidos como aconteceu durante o teste de aceitação

da máquina citada: apareceu um pico de vibração com frequência sub-harmônica. A figura 1.3 mostra o espectro de vibração em que aparece um pico de vibração na frequência 2.400 rpm, coincidente com a velocidade crítica do rotor, indicada no diagrama de Bode mostrado na figura 1.2, caracterizando um problema clássico de instabilidade, conhecido como “*oil-whip*”. Vale ressaltar que não era de se esperar este comportamento uma vez que o mancal desta máquina é do tipo sapatas oscilantes, não sujeito, em tese, a este tipo de problema.

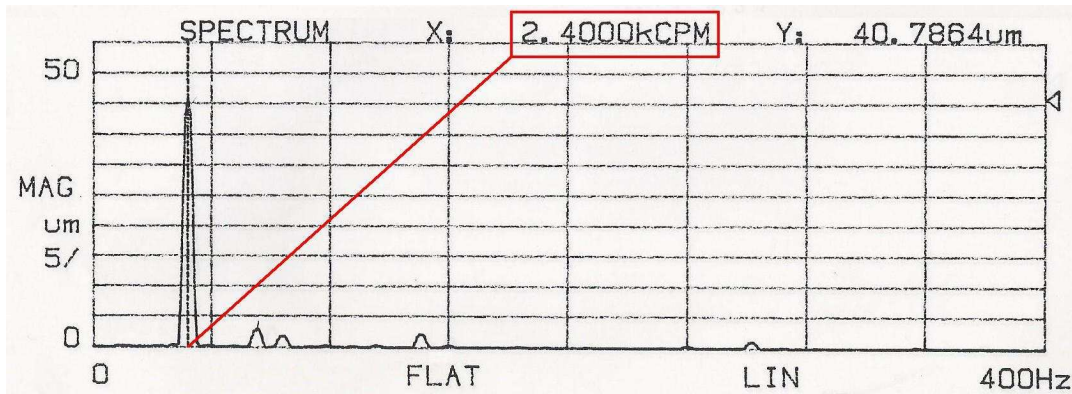


Figura 1.3: Espectro de vibração

Na fase de operação da máquina, ocorrem problemas quando as condições operacionais não são compatíveis com aquelas previstas no projeto, ou mesmo condições não previstas, como por exemplo, acelerações impostas pelo sistema de controle de capacidade. Também não é raro necessidades de aumento de capacidade de processamento da planta que impliquem aumento de velocidade da máquina, o que requer uma análise rotodinâmica a fim de avaliar sua viabilidade técnica. Demandas de modificações surgem, também, quando se deseja melhorias no projeto mecânico, como por exemplo, a mudança de uma selagem a óleo para uma selagem a gás (selo seco). Tal modificação pode alterar significativamente as propriedades de rigidez e amortecimento do sistema, que refletirão na sua velocidade crítica, condição de estabilidade e resposta ao desbalanceamento.

A fase de manutenção também é muito crítica, porque é aí que se constatam, deixa-se de constatar ou mesmo desprezam-se deteriorações sutis que podem influenciar o comportamento dinâmico do rotor. Esta situação normalmente vem aliada quase sempre à premência dos serviços de manutenção, o que pode levar o engenheiro, sob pressão da área de produção, a tomar decisões como, por exemplo, reutilização de um mancal cuja folga está ligeiramente maior que a máxima prevista no projeto, podendo implicar comportamentos vibracionais indesejados.

Um exemplo desta situação foi o caso de um compressor da Refinaria Landulpho Alves de Mataripe de 2.000 CV de potência e 11.000 rpm de velocidade que vibrou excessivamente após uma intervenção para manutenção. Conforme previsto no procedimento, as folgas dos mancais foram verificadas e ajustadas. Entretanto, a folga entre o mancal e seu alojamento não foi objeto de verificação, uma vez que não se espera desgaste nesta região. Uma nova intervenção foi feita e, após longa análise, foi constatado ser esta a causa da vibração.

Como pôde-se notar nos exemplos citados, os mancais hidrodinâmicos desempenham um papel de extrema importância na dinâmica das turbomáquinas e são largamente empregados na indústria por permitirem altas cargas em altas velocidades. As características dinâmicas de um rotor são altamente influenciadas pelas propriedades dos mancais e fenômenos de instabilização tendem a aparecer em altas velocidades, devido ao efeito cruzado (“*cross-coupling*”) das propriedades de rigidez e amortecimento.

O presente trabalho analisa o projeto dos mancais sob o ponto de vista da estabilidade e a sua influência na determinação das velocidades críticas e resposta ao desbalanceamento do sistema rotor-mancal. Simulações dinâmicas de um rotor montado no Laboratório de Dinâmica e Vibrações do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC são feitas com auxílio do programa ROMAC (Rotating Machinery and Controls Laboratory) da Universidade da Virgínia e os resultados são comparados com medições efetuadas em ensaios.