



**XX SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Versão 1.0
XXX.YY
22 a 25 Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

ANÁLISE E SOLUÇÃO DE INSTABILIDADE EM MANCAL HIDRODINÂMICO

Carlo Giuseppe Filippin(*) LACTEC Denis Alexandre Lehner Kulevicz LACTEC Ary Cabral de Paula COPEL

RESUMO

O comportamento hidrodinâmico de um mancal de deslizamento de um grupo gerador foi analisado buscando-se identificar pontos de melhoria para a redução da ocorrência do fenômeno de *oil whirl*. O balanceamento era difícil em função desse fenômeno que surgia devido às características construtivas e de ajuste do mancal. A alternativa analisada foi a substituição do óleo lubrificante visando o aumento de rigidez e de estabilidade do mancal. Implementou-se de forma simples o modelo iterativo de avaliação de mancais hidrodinâmicos através da digitalização das curvas propostas por Raimondi e Boyd. A temperatura de operação estimada, então, como novo lubrificante foi evidenciada em condições operacionais.

PALAVRAS-CHAVE

Mancal, lubrificante, balanceamento, hidrodinâmica

1.0 - INTRODUÇÃO

Um conjunto hidrogerador, particularmente de eixo vertical, opera com comportamento dinâmico fortemente dependente das características dos mancais que sustentam o conjunto girante. Nessa configuração é usual a ocorrência de um mancal guia superior e um mancal combinado, guia e escora, inferior. Um dos parâmetros de monitoramento, de vital importância para um conjunto girante, é a órbita do eixo, ou seja, a trajetória ocupada por um ponto do eixo ao longo de um giro. Da órbita se obtém a amplitude de excursão do eixo, que, naturalmente, ocorre dentro da luz do mancal.

No estudo em grupo hidrogerador Pelton, operando a 514 rpm, constatou-se que havia dificuldade em se obter um adequado balanceamento do conjunto girante, bem como em se conter a excursão do eixo dentro de valores seguros. Particularmente, o fator crítico desse problema era a ocorrência de *oil whirl*, ou seja, uma turbulência no fluxo de lubrificante no mancal, auto-alimentada com a metade da frequência de rotação do eixo.

Optou-se por se analisar com mais detalhes o mancal guia superior. Esse mancal guia apresenta a relação comprimento pelo diâmetro de 0,26. A clássica solução da teoria mancais hidrodinâmicos, proposta por Raimondi e Boyd fica limitada com essa razão em 0,25. A teoria para mancais curtos, com essa relação abaixo de 0,25, foi desenvolvida por Ocvirk na década 1950. A usina na qual se insere o mancal em estudo é da década de 1960. Logo, o mancal está no limiar da teoria clássica e a teoria para mancais curtos ainda era nova para aplicações de campo.

Na análise que se desenvolveu foi construído um aplicativo simples, empregando uma planilha Excel, de modo a ser de fácil aplicação para o pessoal técnico operacional. Nessa planilha foram modeladas as curvas obtidas por Raimondi e Boyd para a solução numérica da teoria completa de mancais, deduzida por Reynolds. Nesse modelo, considerou-se que não ocorre o fenômeno de *oil whirl*. Em função dessa modelagem pode-se simular algumas características que poderiam ser aplicadas no mancal em estudo visando melhorar seu comportamento dinâmico. Havia interesse em aumentar a rigidez do mancal. Isso seria possível com alterações na folga e na geometria do mancal, que demandariam tempo e recursos, envolvendo a desmontagem do mancal e implementação dessas alterações.

Uma maneira não invasiva, ou seja, que não demandasse grandes intervenções no grupo hidrogerador, para aumentar a rigidez do mancal seria a substituição dos 600 litros de óleo de viscosidade 68 por óleo de viscosidade 100. Essa alteração aumentaria a rigidez da película hidrodinâmica, melhorando a estabilidade do mancal. Porém, poderia aumentar a temperatura de operação, já que a capacidade de troca térmica era limitada e a maior viscosidade aumentaria o atrito interno. A simulação mostrou que a temperatura aumentaria de 72 para 74°C, dentro dos limites operacionais do mancal.

A substituição do lubrificante foi efetuada e, a partir de medições em campo, a temperatura do lubrificante ficou limitada a 71 °C. Como a rigidez do mancal aumentou a ocorrência do fenômeno de *oil-whirl* foi reduzida. Logo, melhorou a estabilidade do mancal, permitindo que se efetuasse um balanceamento adequado.

1.1 Lubrificação de filme espesso

A nomenclatura de um mancal de munhão é apresentada na Figura 1. A dimensão c e *folga radial* e a diferença entre os raios do moente e do munhão. Nessa figura, o centro do munhão está em O e o centro do mancal, em O' . A distância entre esses centros é a *excentricidade*, denotada por e . A *espessura mínima de filme* é designada por h_0 e ocorre na linha de centros. A espessura de filme em qualquer outra ponto é designada por h . Define-se uma *razão de excentricidade* ε como $\varepsilon = e/c$.

O mancal representado na figura é um *mancal parcial*. Se o raio do moente é o mesmo que o raio do munhão o mancal é denominado *mancal ajustado*. Se o moente envolve completamente o munhão, como indicado pelas linhas tracejadas, ele se torna a um *mancal completo*. O ângulo β descreve o comprimento angular de um mancal parcial.

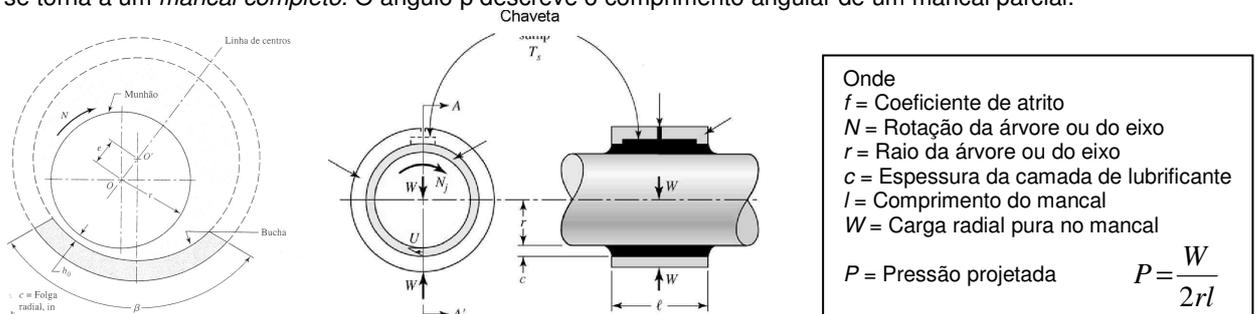


Figura 1: Nomenclatura de um mancal de deslizamento.

1.2 Equação de Petroff

O fenômeno de fricção de mancais foi primeiro explicado por Petroff, a partir da afirmativa de que o eixo é concêntrico. Embora raramente se faça uso do método de Petroff, ele é importante por que define grupos de parâmetros adimensionais e porque o coeficiente de fricção previsto por essa lei vem é muito bom mesmo quando o eixo não é concêntrico.

Considerando-se, agora, um eixo vertical rodando em um mancal de guia supõe-se que esse mancal está sob uma carga muito pequena, que o espaço de folga está completamente preenchido com óleo e que o vazamento é ínfimo. Logo, sua velocidade de superfície é $U = 2\pi rN$ m/s. Haja visto que a tensão de cisalhamento no lubrificante é igual ao gradiente de velocidade vezes a viscosidade obtém-se

$$\tau = \mu \frac{U}{h} = \frac{2\pi r \mu N}{c}$$

onde a folga radial foi substituída pela distância h . O torque de atrito será o produzido pela viscosidade do lubrificante. Logo, a equação de Petroff é:

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N r}{P c}$$

O *número característico do mancal* ou número de Sommerfeld (S) é:

$$S = \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \right]$$

O número de Sommerfeld é adimensional. Ele é muito importante na análise de lubrificação, já que vários parâmetros especificados pelo projetista estão contidos na sua expressão.

1.3 Equação de Navier-Stokes

Lubrificantes em lubrificação hidrodinâmica e em muitas condições de lubrificação elasto-hidrodinâmica são considerados fluidos newtonianos. A taxa de cisalhamento é linearmente dependente da tensão de cisalhamento. Considera-se, ainda, que ocorre fluxo laminar. Navier (1823) obteve o equacionamento para o movimento fluido a partir de considerações de nível molecular, introduzindo o postulando de Newton para fluido viscoso: $\eta = \tau/S$, onde τ é a tensão de cisalhamento, s é a taxa de cisalhamento e η é a viscosidade absoluta.

Stokes (1845) também obteve as equações governantes do movimento de um fluido viscoso de forma ligeiramente diferente, de modo que o equacionamento básico é conhecido como a equação de Navier-Stokes do movimento. A equação de Navier-Stokes pode, também, ser derivada da consideração do equilíbrio dinâmico de um elemento de fluido. Consideram-se forças de corpo, de superfície e de inércia.

1.4 Equação de Reynolds

A equação de Navier-Stokes completa não permite o desenvolvimento de soluções analíticas para a maioria dos problemas práticos de mancais de deslizamento. Esses problemas, entretanto, podem ser classificados como de movimento viscoso lento, onde predominam a viscosidade e a pressão. Com essas considerações Osborne Reynolds (1886) desenvolveu o equacionamento aplicável a mancais de deslizamento, encontrando correlações com os trabalhos experimentais de Tower (1883). O equacionamento de Reynolds se restringiu a fluidos incompressíveis. Harrison (1913) estendeu o equacionamento para fluidos compressíveis. A atual teoria matemática de lubrificação está baseada no trabalho de Reynolds seguindo o experimento de Tower. A solução constitui um problema desafiador que tem interessado a muitos investigadores desde então, representando ainda o ponto de partida para estudos de lubrificação. Reynolds considerou o lubrificante como aderindo a ambas as superfícies e sendo puxado pela superfície móvel em um espaço estreito, em forma de cunha, de modo a criar uma pressão de fluido ou de filme de intensidade suficiente para suportar a carga de mancal. Uma das hipóteses simplificadoras importantes resultou da compreensão de Reynolds de que os filmes de fluido eram tão finos, em comparação com o raio do mancal, que a curvatura poderia ser negligenciada. Isso lhe permitiu substituir o mancal parcial curvado por um mancal plano, denominado *mancal plano deslizante*. Outras hipóteses consideradas: o lubrificante obedece ao efeito viscoso de Newton; as forças atribuídas à inércia do lubrificante são ignoradas; o lubrificante é tido como incompressível; a viscosidade é tida como constante por todo o filme e a pressão não varia na direção axial.

Especificando que o munhão tem uma velocidade de superfície constante U e empregando a hipótese de Reynolds, de que a curvatura pode ser negligenciada, fixa-se um sistema de referência xyz destrógiro para o mancal estacionário. Consideram-se as seguintes hipóteses adicionais: o moente e o munhão estendem-se infinitamente, na direção z ; isso significa que pode não existir fluxo de lubrificante nessa direção; a pressão de filme é constante na direção y . Assim, a pressão depende somente da coordenada x e a velocidade de qualquer partícula de lubrificante no filme depende somente das coordenadas x e y . A dedução das equações de Reynolds a partir das equações de Navier-Stokes passa por desprezar os termos da ordem de h_0/l_0 e h_0/b_0 , ou seja, da ordem 10^{-3} , e considerando-se, agora, que não variação da velocidade no plano xy em relação à direção z . Ou seja, não há cruzamento de linhas de fluxo, e que o regime é permanente, ou seja, a velocidade é constante no tempo para cada ponto material, vem:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad p = f(x, y)$$

Integra-se, então, em relação à direção z . Considerando-se a viscosidade do lubrificante pode variar consideravelmente através do filme de lubrificante, na direção z , em função da variação de temperatura que pode ocorrer em certos mancais, a dedução da equação de Reynolds torna-se muito complicada. Uma simplificação razoável para essa situação é considerar-se η como a viscosidade média do lubrificante ao longo do filme fluido. Ainda assim, a viscosidade η pode ser uma função de x e y . Como as condições de contorno aplicáveis correspondem a escorregamento nulo na interface filme fluido com as superfícies do mancal, das equações de Navier-Stokes obtém-se a equação geral de Reynolds, na forma:

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} + \rho (w_a - w_b) + \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right] = 0$$

2.0 - LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA

Na lubrificação hidrodinâmica as propriedades do fluido não variam significativamente ao longo do mancal e podem ser consideradas constantes. Ainda, para o regime de lubrificação hidrodinâmica o movimento no mancal é escorregamento puro e v é igual a zero e η_0 corresponde a uma viscosidade característica ao longo do mancal. Logo, a equação de Reynolds reduzida fica

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\tilde{u} \eta_0 \frac{\partial h}{\partial x}$$

O segundo termo dessa equação reduzida de Reynolds contempla o fluxo lateral ao mancal, ou seja, vazamentos laterais. Desconsiderando-se esse fluxo e integrando-se na direção x e inserindo-se as condições de contorno $dp/dx = 0$, com $x = x_m$ e $h = h_m$, ou seja, valores onde a pressão é máxima, resulta na forma integral da equação de Reynolds:

$$\frac{dp}{dx} = 12\tilde{u} \eta_0 \frac{h - h_m}{h^3}$$

2.1 Aquecimento do lubrificante

O lubrificante se aquece devido ao atrito e geração de calor. A quantidade de calor gerado no mancal (Q_{GER}) é

$$Q_{GER} = l c_p \pi N C_p (\Delta T)$$

onde C_p é o calor específico do lubrificante, N é a rotação do eixo ou árvore e ρ é a densidade do lubrificante

A temperatura final do lubrificante (T_f) é

$$T_f = T_i + \frac{\Delta T}{2}$$

onde T_i é a temperatura de entrada do lubrificante no mancal e ΔT é o acréscimo de temperatura em função do atrito fluido gerado no mancal. Utilizando-se valores comuns das propriedades para lubrificantes de petróleo: $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 428 \text{ cal/kg } ^\circ\text{C}$ e $J = 4,19 \text{ J/cal}$ (equivalente mecânico do calor), o acréscimo de temperatura do lubrificante (ΔT), a cada passagem no mancal, pode ser calculado, com a pressão projetada em (MPa) e a temperatura em $^\circ\text{C}$, por

$$\frac{0,120 \Delta T}{P} = \frac{r f / c}{\left(1 - \frac{1}{2} \frac{Q_s}{Q} \right) \left(\frac{Q}{r c N l} \right)}$$

2.2 Solução do modelo matemático

Antes de se proceder ao problema de projeto, é necessário estabelecer os relacionamentos entre as variáveis. Albert A. Raimondi e John Boyd, da Westinghouse Research Laboratories, empregaram uma técnica de iteração para resolver a equação de Reynolds com computação. Uma das mais importantes hipóteses aventadas na análise de Raimondi e Boyd é a de que a viscosidade do lubrificante é constante à medida que ele passa através do mancal. No entanto, uma vez que o trabalho é realizado no lubrificante durante esse fluxo, a temperatura do óleo é mais alta quando ele deixa a zona de carregamento do que quando a adentra. Além disso, os diagramas de viscosidade claramente indicam que a viscosidade decresce significativamente com um aumento na temperatura. Na medida em que a análise se baseia em uma viscosidade constante, o problema agora é determinar o valor da viscosidade a ser empregado na análise.

Parte do lubrificante que entra no mancal emerge como um fluxo lateral, que absorve um pouco do calor. O saldo desse lubrificante flui através da zona de carga de mancal e absorve o saldo do calor gerado. Ao determinar a viscosidade a ser utilizada emprega-se uma temperatura que é a média das temperaturas de entrada e saída, ou

$$\bar{T} = T_i + \frac{\Delta T}{2}$$

em que T_i é a temperatura de entrada e ΔT é o aumento na temperatura do lubrificante, da entrada até saída. Logicamente, a viscosidade utilizada na análise deve corresponder a ΔT .

A viscosidade varia consideravelmente com a temperatura, de forma não-linear. Um dos objetivos da análise de lubrificação é determinar a temperatura de saída do óleo quando sua temperatura de entrada é especificada. Como o modelo matemático não é acoplado o processo de solução se torna iterativo.

A alternativa de solucionar o modelo matemático empregando os gráficos gerados por Raimondi e Boyd necessita de uma regra de interpolação, já que os gráficos apresentam curvas parametrizadas para relações de l/d nos valores de $1/4$, $1/2$, 1 e ∞ . Essa regra é

$$y_{l/d} = \frac{1}{(l/d)^3} \left[-\frac{1}{8} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2 \frac{l}{d}\right) \left(1 - 4 \frac{l}{d}\right) y_{\infty} + \frac{1}{3} \left(1 - 2 \frac{l}{d}\right) \left(1 - 4 \frac{l}{d}\right) y_1 - \frac{1}{4} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 4 \frac{l}{d}\right) y_{1/2} + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - 2 \frac{l}{d}\right) y_{1/4} \right]$$

onde $y_{l/d}$ é a ordenada da grandeza de interesse com $1/4 \leq l/d \leq \infty$, e y_{∞} , y_1 , $y_{1/2}$ e $y_{1/4}$ são os valores correspondentes da grandeza de interesse para l/d igual a ∞ , 1 , $1/2$ e $1/4$. Tais gráficos foram ajustados por polinômios permitindo a automação do processo de projeto e análise de mancais hidrodinâmicos, conforme Figuras 2 a 5.

2.3 Ajuste dos gráficos de Raimondi & Boyd

- Espessura mínima de filme hidrodinâmico

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\infty} &= -0,03584554 \quad S^6 - 0,25692784 \quad S^5 - 0,58336177 \quad S^4 - 0,31701062 \quad S^3 - 0,0149261 \quad S^2 + 0,063744753 \quad S - 0,00482311 \\ \varepsilon_1 &= 0,007222715 \quad S^6 + 0,05407779 \quad S^5 + 0,103420673 \quad S^4 - 0,08866533 \quad S^3 - 0,29897923 \quad S^2 + 0,35701207 \quad S + 0,866527517 \\ \varepsilon_{1/2} &= 0,003669445 \quad S^6 + 0,018424719 \quad S^5 - 0,00519387 \quad S^4 - 0,13523111 \quad S^3 - 0,06752473 \quad S^2 + 0,491129988 \quad S + 0,654483148 \\ \varepsilon_{1/4} &= 0,000213816 \quad S^6 - 0,00313163 \quad S^5 - 0,02566371 \quad S^4 - 0,03528717 \quad S^3 + 0,11458486 \quad S^2 + 0,404874069 \quad S + 0,393850094 \end{aligned}$$

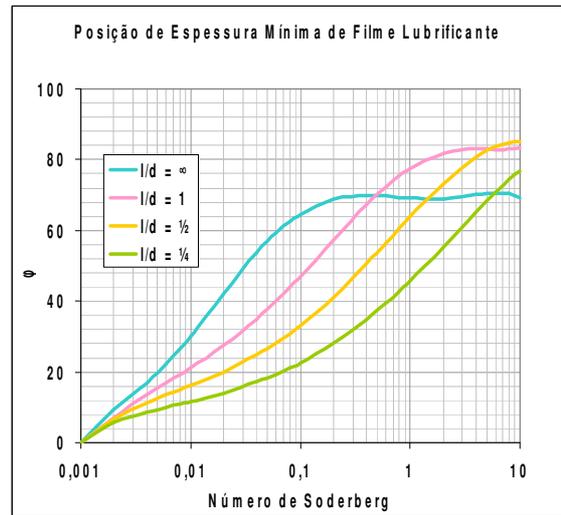
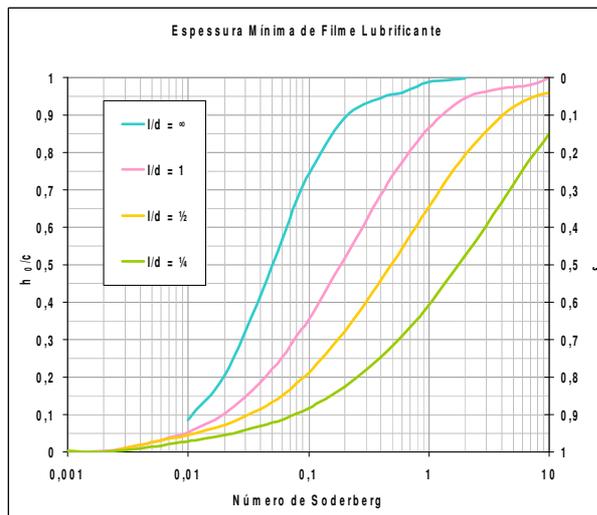


Figura 2: Espessura mínima de filme hidrodinâmico e posição de espessura mínima de filme hidrodinâmico.

- Posição de espessura mínima de filme hidrodinâmico

$$\begin{aligned} \varphi_{\infty} &= -0,823268872 \quad S^6 - 4,899577968 \quad S^5 - 5,50866564 \quad S^4 + 9,587556168 \quad S^3 + 4,255723427 \quad S^2 - 2,418432207 \quad S + 69,07443708 \\ \varphi_1 &= 0,335566469 \quad S^6 + 2,630337988 \quad S^5 + 5,234241319 \quad S^4 - 4,167987423 \quad S^3 - 17,81567238 \quad S^2 + 19,77041841 \quad S + 77,54361993 \\ \varphi_{1/2} &= 0,041660802 \quad S^6 + 0,190960826 \quad S^5 - 1,380755973 \quad S^4 - 7,15862094 \quad S^3 - 3,353806037 \quad S^2 + 32,98881853 \quad S + 63,83357445 \\ \varphi_{1/4} &= -0,140045926 \quad S^6 - 0,878996355 \quad S^5 - 2,285327146 \quad S^4 - 2,248322173 \quad S^3 + 6,415283346 \quad S^2 + 30,19357971 \quad S + 45,67552809 \end{aligned}$$

- Variável de fluxo

$$\begin{aligned} (Q/rcNI)_{\infty} &= -0,000719834 S^6 - 0,038804751 S^5 - 0,103594649 S^4 + 0,105470548 S^3 + 0,075236947 S^2 - 0,035246593 S + 0,487256718 \\ (Q/rcNI)_1 &= -0,014265458 S^6 - 0,125364083 S^5 - 0,243703752 S^4 + 0,209563407 S^3 + 0,612786903 S^2 - 0,689294183 S + 3,427703356 \\ (Q/rcNI)_{1/2} &= -0,039735873 S^6 - 0,165668815 S^5 - 0,043993908 S^4 + 0,566926188 S^3 + 0,326300341 S^2 - 1,463868290 S + 4,094348507 \\ (Q/rcNI)_{1/4} &= 0,017266433 S^6 + 0,056845097 S^5 + 0,046623740 S^4 + 0,022154524 S^3 - 0,297278395 S^2 - 1,242760252 S + 4,985262730 \end{aligned}$$

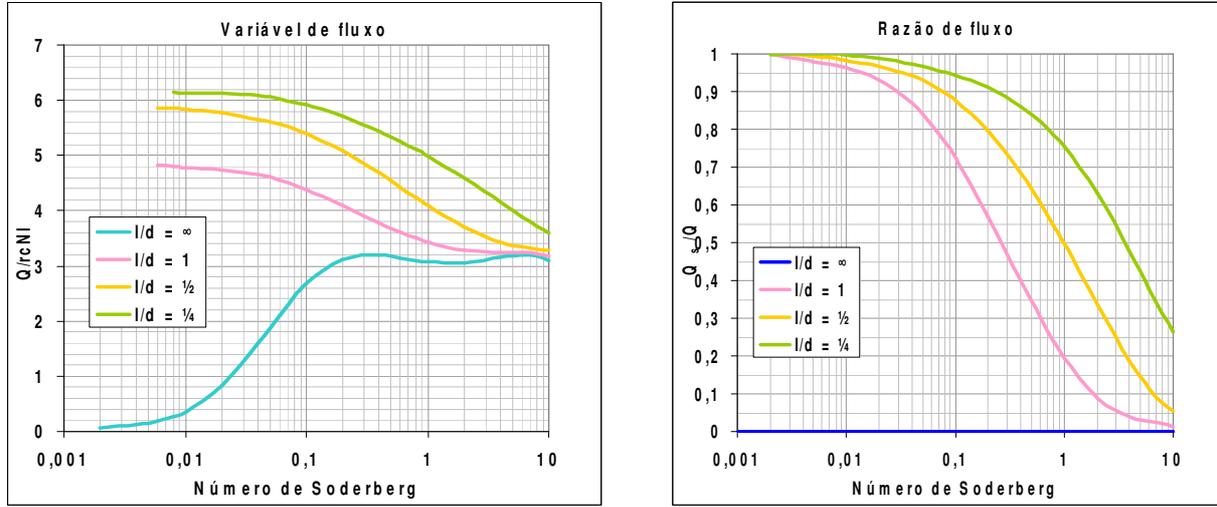


Figura 3: Variável de fluxo e razão de fluxo.

- Razão de fluxo

$$(Q_s/Q)_{\infty} = 0$$

$$\begin{aligned} (Q_s/Q)_1 &= -0,007911708 S^6 - 0,053499626 S^5 - 0,079006988 S^4 + 0,136771537 S^3 + 0,260731659 S^2 - 0,439383746 S + 0,193447913 \\ (Q_s/Q)_{1/2} &= -0,000520261 S^6 + 0,003534352 S^5 + 0,044518379 S^4 + 0,101339189 S^3 - 0,075488653 S^2 - 0,516415088 S + 0,496721952 \\ (Q_s/Q)_{1/4} &= 0,003092260 S^6 + 0,022002465 S^5 + 0,044985437 S^4 - 0,016414364 S^3 - 0,198269523 S^2 - 0,345767715 S + 0,753626408 \end{aligned}$$

- Posição de pressão máxima do filme hidrodinâmico

$$\begin{aligned} (\Theta_{p_{max}})_{\infty} &= 0,622606096 S^6 + 5,698659216 S^5 + 20,059018496 S^4 + 33,08131709 S^3 + 22,582513202 S^2 - 0,691462545 S - 4,232916559 \\ (\Theta_{p_{max}})_1 &= -0,006524842 S^6 - 0,070872627 S^5 - 0,33307122 S^4 - 0,852100612 S^3 - 1,491835835 S^2 - 1,464021273 S + 0,728978382 \\ (\Theta_{p_{max}})_{1/2} &= -0,002203852 S^6 - 0,05161239 S^5 - 0,247046157 S^4 - 0,413213126 S^3 - 0,433232021 S^2 - 0,204460472 S + 1,266570837 \\ (\Theta_{p_{max}})_{1/4} &= 0,013121371 S^6 + 0,052771585 S^5 - 0,019232191 S^4 - 0,220684818 S^3 - 0,202760969 S^2 + 0,206489222 S + 1,216587454 \end{aligned}$$

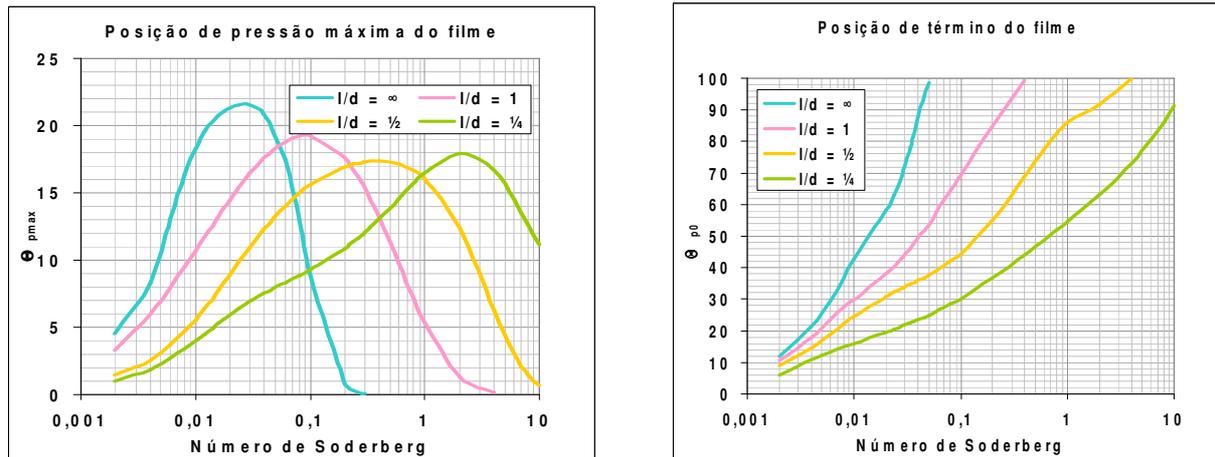


Figura 4: Posição de pressão máxima do filme hidrodinâmico e posição do término do filme hidrodinâmico.

- Posição de término do filme hidrodinâmico

$$\begin{aligned} (\Theta_{p_0})_{\infty} &= -3,070276145 S^6 - 36,592708128 S^5 - 179,226806307 S^4 - 461,324351175 S^3 - 657,733910075 S^2 - 491,790038648 S - 148,449261638 \\ (\Theta_{p_0})_1 &= 11,552012436 S^6 + 103,680100026 S^5 + 359,639442238 S^4 + 605,247289270 S^3 + 516,216070825 S^2 + 259,880388087 S + 151,022238814 \\ (\Theta_{p_0})_{1/2} &= 0,024147446 S^6 + 0,153859902 S^5 + 0,2764702 S^4 + 0,0414648 S^3 - 0,236744363 S^2 + 0,15499643 S + 1,934218615 \\ (\Theta_{p_0})_{1/4} &= 0,186889 S^6 + 1,434306755 S^5 + 3,023150968 S^4 + 1,122249688 S^3 + 2,992657537 S^2 + 28,025640981 S + 54,617531266 \end{aligned}$$

- Razão de máxima pressão de filme hidrodinâmico

$$(p/p_{\max})_{\infty} = 0,004840063 S^6 + 0,010900988 S^5 - 0,027701538 S^4 - 0,002377917 S^3 + 0,018323166 S^2 + 0,002783824 S - 0,07934406$$

$$(p/p_{\max})_1 = -0,001978038 S^6 + 0,000115674 S^5 + 0,026851713 S^4 + 0,03693162 S^3 - 0,087680176 S^2 + 0,035693501 S - 0,268212872$$

$$(p/p_{\max})_{1/2} = 0,00128975 S^6 + 0,012603344 S^5 + 0,021832319 S^4 - 0,02349733 S^3 - 0,102028216 S^2 + 0,151605611 S - 0,336152546$$

$$(p/p_{\max})_{1/4} = -0,000831011 S^6 - 0,0065728 S^5 - 0,01911719 S^4 - 0,014191948 S^3 + 0,042815462 S^2 + 0,178180172 S + 0,323868448$$

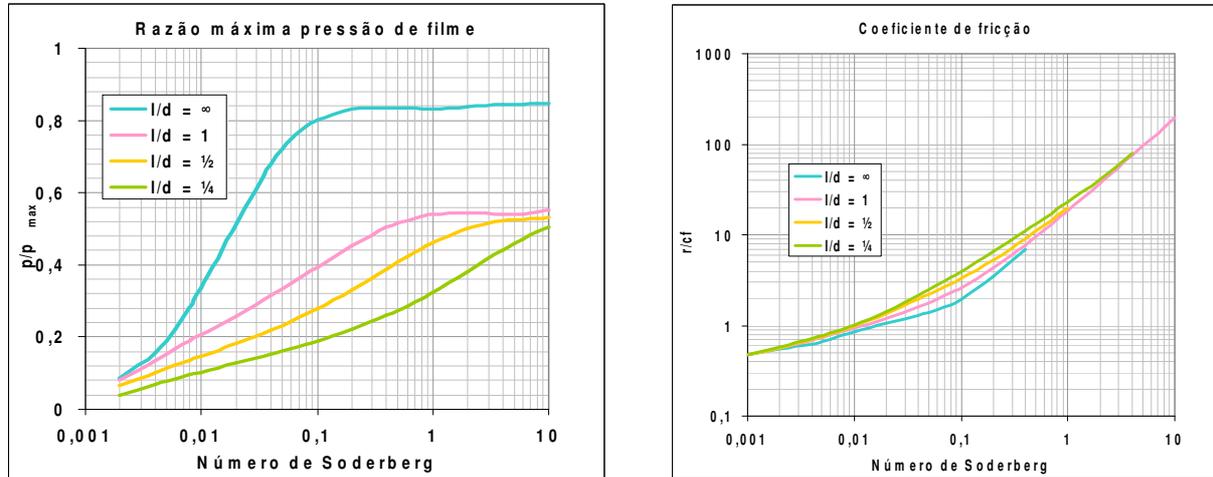


Figura 5: Razão de máxima pressão do filme hidrodinâmico e coeficiente de fricção.

- Coeficiente de fricção

$$(r/cf)_{\infty} = -0,120996333 S^6 - 1,258254233 S^5 - 5,099155079 S^4 - 10,06783012 S^3 - 9,698957754 S^2 - 3,366170424 S + 0,517360148$$

$$(r/cf)_1 = 0,004443684 S^6 + 0,024264347 S^5 + 0,013651188 S^4 - 0,085445737 S^3 + 0,070861825 S^2 + 0,99383032 S + 1,266177558$$

$$(r/cf)_{1/2} = -0,004443684 S^6 - 0,038841235 S^5 - 0,132082328 S^4 - 0,204892682 S^3 - 0,017292221 S^2 + 0,862449211 S + 1,295114446$$

$$(r/cf)_{1/4} = -0,000262744 S^6 + 0,005069169 S^5 + 0,036868126 S^4 + 0,05563889 S^3 + 0,077506787 S^2 + 0,813706997 S + 1,359438344$$

3.0 - O MANCAL DA USINA GPS

A unidade geradora de UHE GPS possui um histórico de problemas de oscilação de eixo desde sua construção. Inicialmente, tentou-se realizar o balanceamento correto das unidades geradoras, porém verificou-se a presença de uma oscilação estranha, a 0,48 (+/-2) vezes a rotação das unidades. Tal assinatura foi diagnosticada com início do fenômeno de *oil-whirl*, um turbilhamento no filme de óleo dentro dos mancais que causa a oscilação na frequência detectada. Os problemas ocasionados por esta oscilação, sentidas na usina, é o aumento da temperatura do óleo do mancal – e a conseqüente perda de rendimento e degradação acelerada do óleo; além disso, existe a possibilidade de toque do eixo no mancal, causando danos materiais em ambos. Uma solução paliativa deste problema é a inserção de desbalanceamento no sistema, causando um aumento de pressão dentro do mancal, “destruindo” o turbilhão instantes após o seu aparecimento. Suspeita-se que esta solução foi adotada quando do comissionamento da máquina, há 40 anos, a fim de não se necessitar reprojeter o sistema de mancais. Esta solução permaneceu até a troca de rotores, quando um novo trabalho de balanceamento foi realizado. Na unidade geradora #3 houve dificuldades no balanceamento/ desbalanceamento, sendo necessária a operação da unidade com restrição, isto é, sem operar como operador síncrono.

3.1 Balanceamento da unidade geradora

O sistema roto-dinâmico das unidades geradoras é composto por um eixo, um rotor-gerador e um rotor-turbina (Pelton). O eixo é apoiado em dois mancais guias e um escora, próximos aos rotores. O balanceamento do sistema é realizado em dois planos, com a inserção de massa nos rotores. O cálculo da massa é realizado através de um software desenvolvido no LACTEC, utilizando-se o método já consagrado de balanceamento em dois planos. Conseguiu-se realizar o balanceamento pleno da unidade, sendo porém verificado a presença do *oil-whirl*, causando seria instabilidade. Tentou-se realizar o desbalanceamento gradual do sistema, porém sem sucesso. Em um comparativo com as outras unidades, verificou-se uma diferença na fase das oscilações em cada mancal, diferentemente ao que ocorre nas unidades funcionais. O desbalanceamento em sistema roto-dinâmicos causa a oscilação do eixo de duas formas básicas, ou modos: fases quase alinhadas ou fases quase opostas. No segundo caso, há um vértice ou ponto de cruzamento entre o centro dos mancais e o eixo (Figura 6). Desta forma, a pressão no óleo do mancal não é constante no seu comprimento (altura), e possivelmente não tendo eficiência na anulação do *oil-whirl*. Na Figura 6 percebe-se a posição e o tamanho das órbitas dos mancais superior e inferior.

Verificou-se a impossibilidade de realizar o desbalanceamento da unidade 3 de modo a manter as fases alinhadas, ocorrendo sempre a formação do vértice. Desta forma, formulou-se a idéia de se tentar anular o *oil-whrill* através do aumento da viscosidade do óleo, seja através da maior dificuldade na formação do fenômeno, seja pelo aumento da rigidez do mancal, forçando-o a não se mover e arrastando o vértice para um dos mancais. Uma vez que o mancal superior possui um folga menor, este se torna mais crítico quanto a excesso de oscilação, optando-se pela troca de óleo neste mancal.

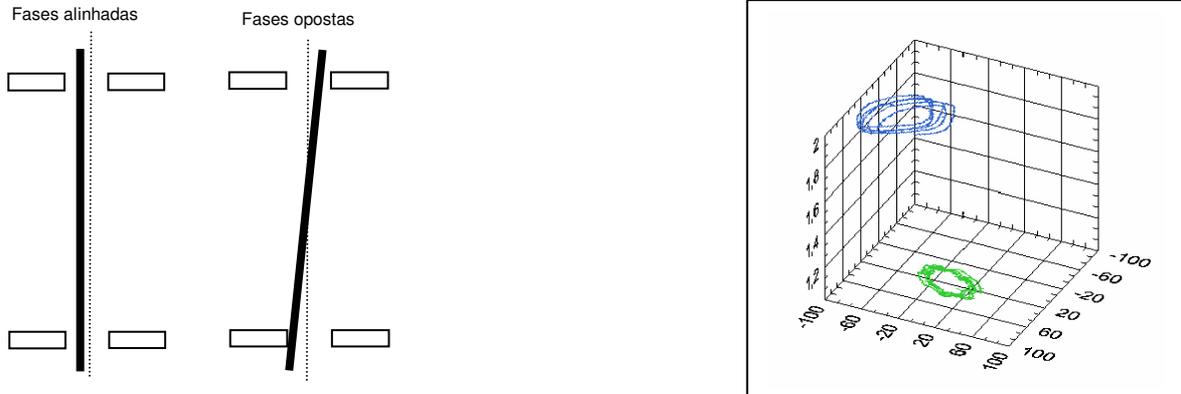


Figura 6: Modos de desbalanceamento e oscilação do eixo do conjunto hidrogerador.

3.2 Substituição do óleo e balanceamento e balanceamento da unidade geradora

O óleo do mancal da #3 foi substituído, de viscosidade ISO 68 para ISO 100. Seguiu-se o comissionamento da unidade, com o acompanhamento contínuo da temperatura do óleo e da oscilação do eixo. Verificou-se uma redução da temperatura final do óleo no mancal, assim como a presença quase insignificante de *oil-whrill*, com a sua formação quase imediatamente anulada com o desbalanceamento. A tabela apresenta os valores de análise do mancal para a condição de projeto original, sem a ocorrência do *oil-whrill*, a simulação da potência térmica inserida em função da ocorrência do *oil-whrill* e a condição de operação normal com óleo de maior viscosidade.

Comparando-se a resposta de vibração do eixo, medido através de *proximeters* (Figura 7), vê-se claramente a redução no nível de *oil-whrill*. Este ocorria já quando excitada a unidade geradora, com alto nível de oscilação, por vezes acionando o alarme por excesso de oscilação. O problema às vezes diminuía e outras vezes aumentava, dependendo a condição operacional da máquina.

Com a alteração do óleo, o fenômeno ainda está presente, porém somente é sentido quando do carregamento da máquina – e conseqüente aumento da temperatura – permanecendo em níveis aceitáveis de resposta.

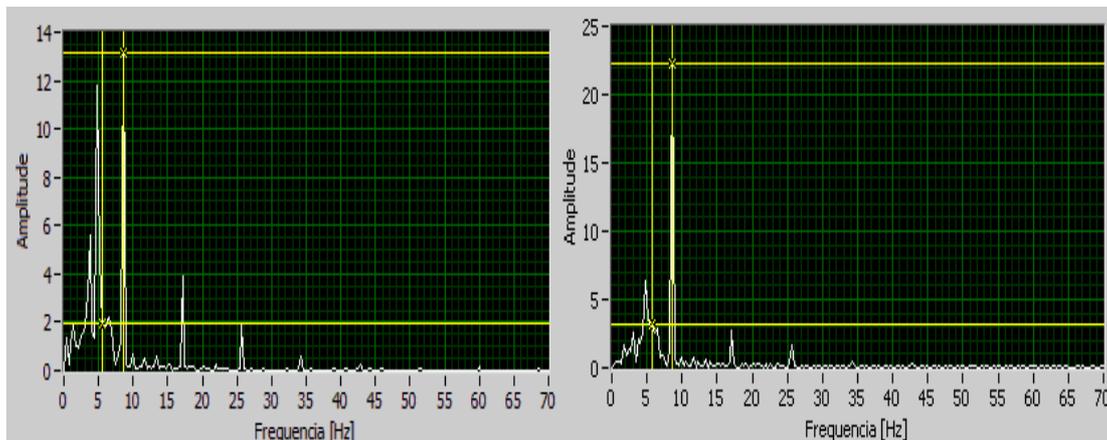


Figura 7: Comparação entre os sinais de desbalanceamento e *oil-whrill* para o mancal com óleo TR 68 e com carga de excitação (à esquerda) e óleo TR 100 com carga nominal de 64 MW (à direita).

4.0 - CONCLUSÃO

A Tabela 1 apresenta os aspectos geométricos e de operação do mancal em estudo. São apresentados valores para a operação original, com óleo TR 68 e a presença intensa de *oil-whrill*, para a operação ideal com óleo TR 68 e a operação ideal com óleo TR 100. Com a análise do mancal e a substituição do óleo o sistema roto-dinâmico comportou-se como esperado, com o deslocamento do vértice para o mancal superior, que foi mantido

balanceado, e com oscilação admissível no mancal inferior (turbina). Desta forma, possibilitou-se a liberação da unidade 3 para operação sem restrições.

Verificou-se a formação de *oil-whirl* na nova condição operacional, porém com intensidade bastante reduzida e grande instabilidade de formação, ou seja, hora aparece, hora desaparece. Percebe-se que a potência térmica inserida pelo *oil-whirl* é de 5,17 kW (47,1% da potência de atrito original). A temperatura de operação que era de 74 °C com óleo TR 68 baixou para 71 °C com óleo TR 100.

Tabela 1: Grandezas geométricas e de operação do mancal da UHE GPS

Grandeza	Valor			Unidade	Símbolo
	TR 68 + <i>oil whirl</i>	TR 68	TR 100		
Diâmetro	760,000	760,000	760,000	mm	$2r$
Comprimento	147,000	147,000	147,000	mm	l
Folga	0,280	0,280	0,280	mm	c
Rotação	514,3	514,3	514,3	rpm	n
Velocidade angular	53,8	53,8	53,8	rad/s	ω
Carga	29000	29000	29000	N	W
Viscosidade	0,0249	0,0291	0,0409	Pa.s	μ
Temperatura de entrada	45,0	45,0	45,0	°C	t_e
Capacidade térmica	1760	1760	1760	J/kg.K	C_p
Aumento de temperatura	29,0	20,7	26,0	°C	ΔT
Temperatura de saída	74,0	65,7	71,0	°C	t_s
Temperatura média	59,5	55,3	58,0	°C	t_m
Razão de comprimento	0,269737	0,269737	0,269737		l/d
Nº característico (Nº de Sommerfeld)	1,511686	1,767771	2,487177		S
Variável de espessura mínima de filme	0,4808	0,515	0,586		h_0/c
Razão de excentricidade	0,5192	0,485	0,414		ε
Excentricidade	0,1454	0,1357	0,1160	mm	e
Posição de espessura mínima do filme de lubrificante	49,664	52,274	58,218	°	ϕ
Variável de fluxo	4,680	4,569	4,330		$Q/rcnl$
Razão de fluxo	0,708	0,674	0,589		Q_s/Q
Posição de pressão máxima do filme de lubrificante	11,381	11,381	11,381	°	θ_{pmax}
Posição de término do filme de lubrificante	72,175	72,175	72,175	°	θ_{p0}
Razão de pressão	0,418	0,433	0,466		p/p_{max}
Variável de fricção	26,420	29,535	37,440		$(r/c)f$
Espessura mínima do filme de lubrificante	0,135	0,144	0,164	mm	h_0
Vazão de lubrificante	0,627	0,612	0,580	l/s	Q
Fluxo lateral	0,444	0,413	0,342	l/s	Q_s
Pressão de trabalho	0,259	0,259	0,259	MPa	p
Pressão máxima no filme de lubrificante	0,621	0,599	0,557	MPa	p_{max}
Coefficiente de fricção	0,0195	0,0217	0,0276		f
Potência de fricção	18082	12916	16373	W	N

A solução encontrada para o problema de instabilidade de mancal foi considerada satisfatória em termos operacionais. A solução correta, de troca de mancais, mostra-se inviável no momento, sendo, portanto mantido o uso de óleo de maior viscosidade. O retorno do óleo TR68, a fim de se manter o padrão na usina, ainda é almejado, sendo que para tanto será necessário a correção da oscilação do sistema roto-dinâmico, buscando o alinhamento de fases, esperando-se a equiparação de comportamento com as outras unidades geradoras da usina.

5.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Shigley, J.E., Mischke, C.R., Budynas, R.G., "Projeto de Engenharia Mecânica", Bookman, São Paulo, 2005;
- (2) Hamrock, B.J., Schmid, S.R., Jacobson, B.O., "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", Marcel Dekker, Nova York, 2004;
- (3) van Beek, A., "Advanced Engineering Design", TU Delft, EUA, 2006.