



**GRUPO I
GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH**

TECNOLOGIA DE PONTA PARA MANCAIS DE ESCORA DE HIDROGERADORES

Dr.-Eng. Axel Fuerst

Michel Wehbe Spiridon *

ALSTOM POWER

ALSTOM POWER

Centro de Tecnologia de Hidrogeradores (HGT), ALSTOM Suíça AG

RESUMO

O presente trabalho foi motivado por problemas apresentados em mancais de escorregamento de grande porte. Foi então desenvolvido um procedimento de simulação amplamente aplicável a mancais hidrodinâmicos de escorregamento, a fim de otimizá-los. Comparando-se uma simulação computadorizada com as medições obtidas, observa-se uma grande coerência nos resultados do procedimento.

A combinação dos resultados das medições e da simulação desenharam um panorama preciso sobre os fenômenos no mancal. Com a utilização de revestimento polimérico, cujo comportamento hidrodinâmico é um tanto diverso durante o desenvolvimento de pressão quando comparado ao revestimento de metal patente, ampliam-se as possibilidades de configuração para o mancal moderno.

PALAVRAS-CHAVE

Mancal, Escora, Teflon, Polímero, Polypad®.

1.0 - INTRODUÇÃO: TECNOLOGIA PARA GRANDES MANCAIS

Os rotores de grandes máquinas como geradores ou motores, com algumas dezenas até centenas de MW de potência, pesam entre 50 e 3000t. Esse peso é suportado por mancais de escora convencionais. As máquinas com potências mais altas são em geral projetadas com eixos verticais e apresentam portanto somente mancais axiais que deve suportar todo o carregamento.

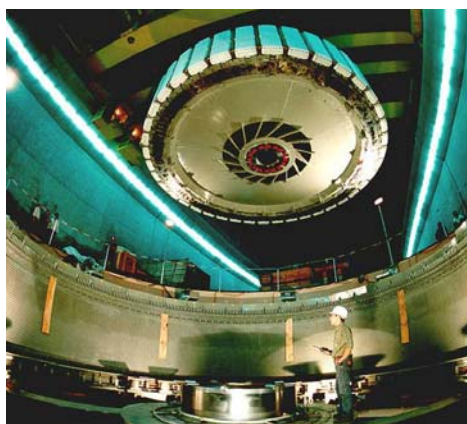


FIGURA 1 - Gerador de 800t

De acordo com a rotação, mancais de escora para máquinas desse porte podem superar os 2 metros de diâmetro. O comprimento lateral de um segmento podem ir de meio a um metro. O mancal de escora para a futura maior usina hidroelétrica tem o espetacular diâmetro externo de 5,2m e é composto por 24 segmentos acima de 6000t.



FIGURA 2 - Grande mancal de escora em teste com carga axial de cerca de 3000t. Na figura pode-se observar os segmentos do mancal e o eixo da máquina. Para operação o anel girante é montado no eixo e enche-se o recipiente de óleo.

Para grandes dimensões, surge um problema interessante com o comportamento térmico do segmento de escora. Como o mancal fica imerso em óleo, o segmento se encontra em banho relativamente frio enquanto que a superfície em contato com o filme lubrificante apresenta altas temperaturas. Quando nenhuma medida preventiva é tomada, pode ocorrer deformações de mais de 100 μm , que é consideravelmente pequena em comparação às dimensões do segmento em si, mas que basta para reduzir a superfície hidrodinamicamente ativa de maneira a ultrapassar a capacidade de carga do mancal com conseqüências danosas. Para avaliar a relevância das deformações térmicas é importante saber que a espessura do filme de óleo mínima do mancal em questão está entre 30 e 50 μm . Ademais, o óleo só desenvolve pressão considerável com espessura de filme entre 20 e 200 μm , fato físico que é válido para todos os tamanhos de mancal, ou seja, também no caso de mancais de escora com apenas 20 cm de diâmetro. Nesse caso, a deformação seria reduzida a 2 ou 3 μm dadas as mesmas condições. Em geral é aconselhável que a deformação seja no máximo metade da espessura do filme de óleo mínimo.

Uma alternativa para o problema da deformação de grandes segmentos de escora é o mancal *Double Layer* desenvolvido pela então ABB, hoje ALSTOM, onde o segmento é composto por um bloco rígido à temperatura constante e um segundo bloco angularmente flexível acoplado ao primeiro e sobre o qual o filme de óleo é formado [4]. Essa solução foi concebida e aprovada há 22 anos mas exige um acabamento muito preciso.

Há 50 anos atrás alguns fabricantes de mancais já encontravam dificuldades em fabricar os segmentos com planeza de 10 μm . Para contornar esse problema, fabricantes russos prensaram uma camada de Teflon sobre um corpo de aço. Esse material ductil e tolerante de altas temperaturas é usinado na planicidade correta já durante operação, pelo próprio anel girante. Além disso, as propriedades do Teflon aumentam o desempenho do mancal de tal maneira que a temperatura de transição vítrea é aproximadamente duas vezes mais alta que no caso de revestimentos comuns com metal patente. O Teflon compõe uma camada isolante entre o óleo quente e o segmento frio e assim o gradiente de temperatura no corpo principal de aço é abrandado. O Teflon é ainda mais tolerante ao contato com o anel girante em caso de quebra do filme de óleo que pode ocorrer, por exemplo, durante o desligamento da máquina sem sistema de alta pressão ou de frenagem quando a velocidade ultrapassa o limite mínimo e o filme de óleo se desfaz. Devido ao baixo coeficiente de atrito entre o Teflon e o aço, em caso de contato é gerado menos calor quando comparado ao metal patente. Finalmente, mais uma característica do Teflon é um módulo de elasticidade significativamente menor que pode ter influência decisiva na formação do filme como será mostrado a seguir.

2.0 - EXPERIMENTO

De maneira que vários segmentos de escora com revestimentos diferentes pudessem ser comparados entre si e também comparados ao revestimento de metal patente, foi construída uma bancada de testes constituída de um

rotor movido por um motor elétrico. Um suporte contendo dois cilindros hidráulicos seguram dois segmentos simetricamente posicionados. Através da pressão dos cilindros hidráulicos os segmentos são carregados axialmente. A superfície de contato do cilindro é esférica a fim de permitir que o segmento se movimente de maneira a atingir equilíbrio de momentos livremente. Para medir a progressão da pressão com precisão, foi instalado no rotor um sistema de medição de pressão de alta precisão.

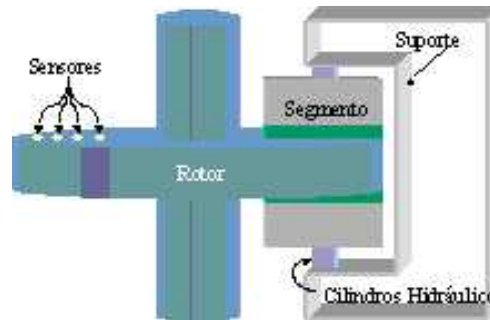


FIGURA 3 - Bancada de teste do mancal

O disco do rotor tem diâmetro de 720mm e alcança 1000rpm. Os segmentos de mancal tem área aproximada de 100 x 100 mm. A bancada de testes foi concebida de maneira flexível e permite assim tanto a troca rápida de segmentos e o teste de muitas configurações, como a instalação de diversos instrumentos de medição. Os quatro sensores de pressão montados sobre o anel girante tem uma resolução de 2048 pontos de medição por rotação. Com isso tem-se 114 pontos de medição por canal e rotação a disposição. Os sinais podem ainda ser interpolados tridimensionalmente. A análise dos valores medidos e a comparação com a simulação é tema dos próximos capítulos.

3.0 - SIMULAÇÃO

Para compreender o comportamento de diferentes mancais de escora, é importante realizar um grande número de medições. Entretanto é possível entender melhor as correlações ao se simular os fenômenos paralelamente. Por outro lado, uma simulação sempre requer verificação de maneira a assegurar previsões e conclusões.

O método utilizado se baseia inteiramente no Método de Elementos Finitos (MEF). A elevação de pressão no filme de óleo é descrita pela equação de Reynolds (1) cujo desenvolvimento pode ser encontrado em [2], [5] ou [6] e portanto será aqui apenas brevemente introduzida. O lado direito da igualdade (1) descreve a origem da elevação de pressão que neste caso consiste apenas de rotação. Uma partícula fluida atinge o espaço entre o segmento estático e o disco rotativo e forma uma cunha (em inglês, "Wedge Action"). Isso denota que além do movimento relativo $r \cdot \omega$ é necessário um espaço livre convergente $\partial h / \partial \theta$, ou seja, uma cunha, para que a pressão seja formada. Essa função espaço livre é descrita por h com coordenada tangencial θ .

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r \cdot h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)}_{\text{Distribuição de Pressão}} = \underbrace{6r\omega}_{\text{Rotação}} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

O lado esquerdo da equação descreve a distribuição de pressão que é basicamente determinado pelo gradiente de pressão nas direções tangencial e radial, $\partial p / \partial \theta$ e $\partial p / \partial r$. Também a altura h tem uma grande influência. Quando submetido a um carregamento alto, deve-se levar em consideração também a variável viscosidade dinâmica μ , pois o atrito no fluido é tão alto que a elevação de temperatura local modifica a viscosidade. Como regra prática vale a diminuição da viscosidade pela metade a cada 20K de elevação da temperatura. De maneira a considerar esse fator da elevação de temperatura, utiliza-se a equação da energia (2) que se encontra também detalhada em

[5] ou [6]. O desenvolvimento é em princípio como da equação de Reynolds. Os fatores de influência da mudança de temperatura devido a dissipação viscosa são movimento relativo $r \cdot \omega$ e os gradientes de pressão $\partial p/\partial \theta$ ou $\partial p/\partial r$. A distribuição de temperatura expressada através de calor convectivo, ou seja, o lado esquerdo da equação da energia (2), é influenciada ainda pela densidade do óleo ρ , capacidade térmica c_p , velocidade angular ω e função h .

$$\frac{1}{2} \cdot \omega \cdot \rho \cdot c_p \cdot h \cdot \left\{ \left[1 - \frac{h^2}{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot r^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{h^2}{6 \cdot \mu \cdot \omega} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right\} =$$

$$\frac{\mu \cdot \omega^2 \cdot r^2}{h} + \frac{h^3}{12 \cdot \mu} \left[\frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (2)$$

A solução ([3]) simultânea das equações (1) e (2), compreende a totalidade dos fenômenos no filme de óleo. Falta apenas levar em consideração as superfícies de fronteira.

A elevação de pressão de temperatura no filme de óleo influencia os corpos em contato: anel girante e segmento de escora. O modelamento, em especial o do segmento, deve ser sensível a elevação real já que o filme de óleo reage muito a alterações na distância entre o anel girante e o segmento.

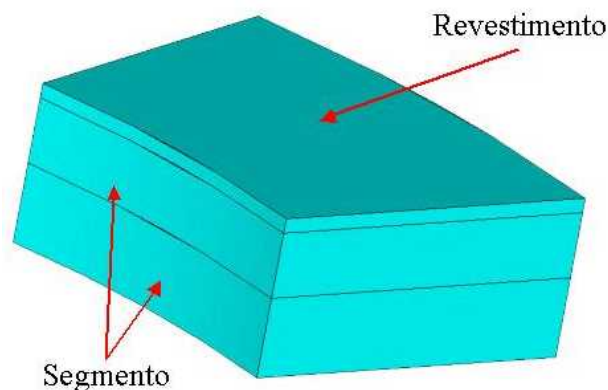


FIGURA 4 - Modelo em MEF do segmento de escora

As variáveis de influência sobre o filme de óleo que determinam as características da elevação de pressão e, assim, as características do mancal, serão tratadas nos próximos parágrafos.

4.0 - RESULTADOS

As FIGURA 5 e FIGURA 6 apresentam a distribuição de pressão para revestimentos com metal patente e com polímero, respectivamente, a 1000rpm, temperatura ambiente e carga de 3,5 MPa (35 bar).

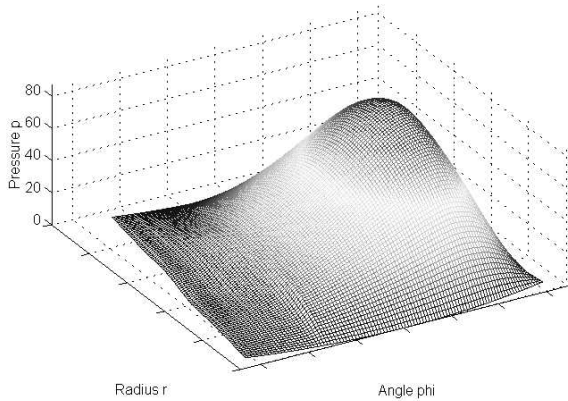


FIGURA 5 – Distribuição de pressão (em bar) no filme de óleo sobre segmento revestido com metal patente (1000 rpm, temperatura ambiente, carga de 35 bar).

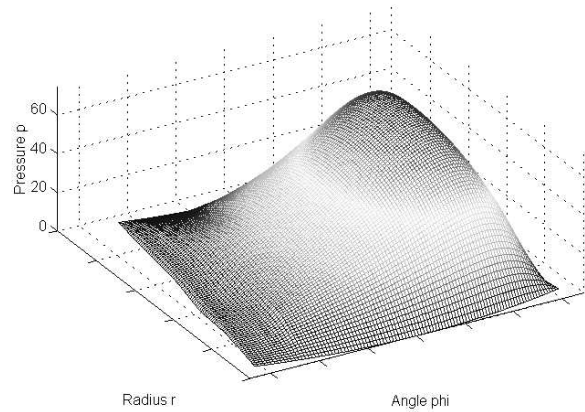


FIGURA 6 – Distribuição de pressão (em bar) no filme de óleo sobre segmento Polypad® (1000 rpm, temperatura ambiente, carga de 35 bar).

Como se pode observar, é bastante claro que a pressão máxima é menor para o segmento revestido com polímero que para o segmento com metal patente. A zona de alta pressão é maior no caso do polímero que no caso do metal patente: esse resultado é lógico, dado que a carga integrada deve ser a igual nos dois casos (e também igual ao carregamento). Um parâmetro relevante em se comparando tais curvas é a razão entre pressão máxima e média. Tal razão para o metal patente em nossas condições de operação é 2,88 enquanto para o polímero é 2,46. Essa relação varia levemente com as condições de operação mas a razão correspondente ao material polimérico continua significativamente abaixo que a obtida para o revestimento metálico.

As dimensões do filme de óleo (isto é, a posição do segmento) são mostradas para ambos os materiais (FIGURA 7 e FIGURA 8). A espessura do filme de óleo é muito menor no caso do revestimento polimérico que utilizando metal patente.

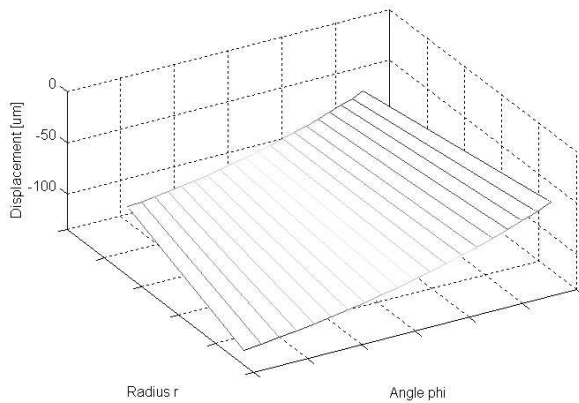


FIGURA 7 – Espessura de filme de óleo sobre segmento revestido com metal patente (1000 rpm, temperatura ambiente, 3,5 MPa).

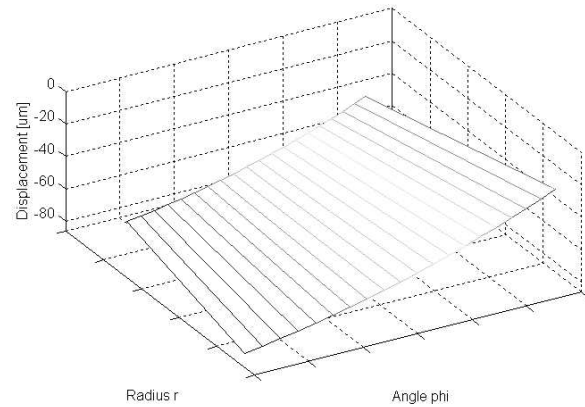


FIGURA 8 – Espessura de filme de óleo sobre segmento Polypad® (1000 rpm, temperatura ambiente, 3,5 MPa).

Essas observações levaram a conclusões essenciais:

- A pressão gerada no mancal e, por conseguinte, o desempenho geral do mancal, é fortemente dependente do material utilizado no revestimento.
- O revestimento de polímero se deforma e leva a uma distribuição da carga máxima por uma área maior. Assim explica-se o motivo pelo qual no passado revestimentos de Teflon podiam ser submetidos a cargas maiores que os tradicionais revestimentos de metal patente. Além disso, a originalidade da presente pesquisa está no fato de que a carga máxima a ser aplicada no mancal de

escora pode ser quantificada e o funcionamento adequado do mancal dadas certas condições pode ser assegurado.

FIGURA 9 mostra a distribuição de pressão resultante de um experimento com o segmento revestido com polímero sob condições similares mas com o dobro da carga: pressão média 7MPa (70 bar). Enquanto o metal patente está normalmente limitado a carregamento de até 3,5 ou 4 MPa para grandes mancais, o revestimento polimérico se comporta perfeitamente a 7MPa como ilustrado.

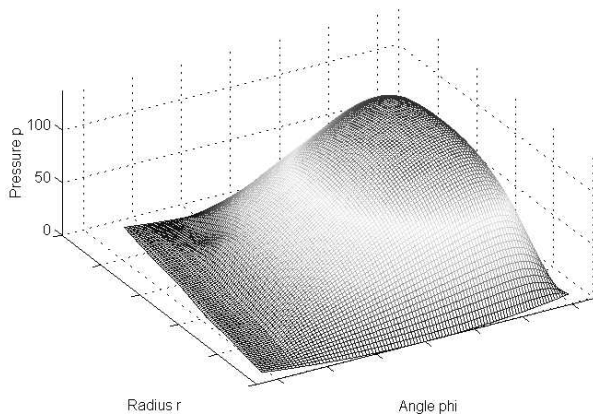


FIGURA 9 – Distribuição de pressão (em bar) sobre a segmento Polypad® sob carregamento alto (1000 rpm, temperatura ambiente, 7 MPa).

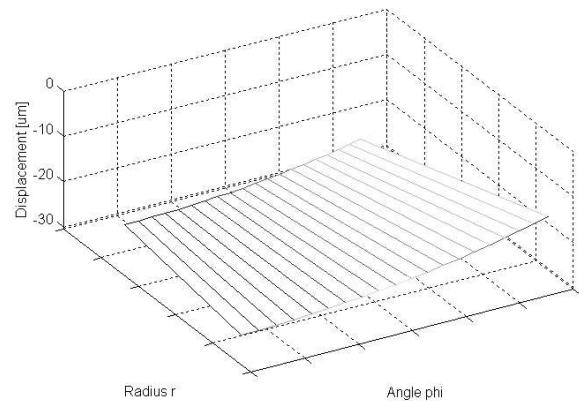


FIGURA 10 - Espessura do filme de óleo sobre segmento Polypad® sob alto carregamento (1000 rpm, temperatura ambiente, 7 MPa).

A curva é mais achatada que a apresentada na FIGURA 6 ilustrando a habilidade do revestimento polimérico de se deformar com carga. Essa habilidade fica ainda mais evidente ao observar a posição do segmento (FIGURA 10). A cunha está quase paralela ao anel girante, mas a curva de pressão é perfeita, o que significa que a superfície do segmento está se deformando ao invés de todo o segmento inclinar como no caso de baixas cargas. Para condições de operação idênticas (mesma rotação, carga e temperatura) não são observadas diferenças significativas nas perdas entre mancais revestidos com metal patente ou polímero. Portanto rejeitamos a afirmação que revestindo mancais com Teflon ou outros polímeros as perdas foram reduzidas dada a redução do coeficiente de atrito (inclusive, tal afirmação está em contradição com a equação de Reynolds e a condição de não escorregamento na interface sólido-líquido [3]). Entretanto, considerável redução nas perdas pode ser obtida usando revestimentos poliméricos ao aumentar-se o carregamento e assim reduzir drasticamente a superfície do segmento de escora, podendo levar de 30 a 50% de redução nas perdas permanentes dos mancais. Experimentos de deformação por compressão a longo prazo foram realizados no revestimento polimérico desenvolvido pela ALSTOM, Polypad®, até 120°C e sob 12MPa (120 bar) resultando em excelente integridade dimensional do termoplástico, ainda que submetido a mais alta temperatura e carga. Pode-se, portanto, concluir que é possível aplicar o material com segurança para mancais de escora hidrodinâmicos com uma pressão média de projeto bastante superior àquela do tradicional metal patente.

Entretanto, nem todos os materiais poliméricos suportam altos carregamentos pelas seguintes razões:

- Mais de trinta revestimentos poliméricos comerciais não-homogêneos foram testados e culminaram em instabilidades hidrodinâmicas que levaram a falha do mancal. Estudos aprofundados possibilitaram a ALSTOM confeccionar materiais que atendem as exatas necessidades de máquinas específicas garantindo assim a confiabilidade e o desempenho da máquina.
- Muitos revestimentos poliméricos apresentaram extensas deformações. Sendo assim, polímeros de alto desempenho (termoplásticos), como o aqui apresentado, foram selecionados como alternativa ao Teflon. Com altíssima resistência a deformação, termoplásticos de alto desempenho garantem o desempenho a longo prazo, sendo substitutos ideais para os revestimentos metálicos.

5.0 - CONCLUSÃO

Graças aos resultados obtidos pode-se compreender mais a fundo os mancais com revestimento polimérico. Foi mostrado que revestimentos termoplásticos altamente resistentes a deformação apresentam propriedades hidrodinâmicas superiores e são perfeitamente aplicáveis a mancais de escora para hidrogeradores.

6.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Comolet, R., *Mecanique experimentale des fluides*, Tome II Dynamique des fluides reels, turbomachines, Masson, Paris 1976, pp.107-108.
- (2) Fuerst A.: *Analytische Simulation von hydrodynamischen Gleitlagern in Wasserkraftanlagen*; VDI Verlag 2001
- (3) Fust A.: *Dreidimensionale thermohydrodynamische Berechnung von Axialgleitlagern mit punktförmig abgestützten Segmenten*; Dissertation ETH 6828, ETH Zürich, 1981
- (4) Kellenberger W.: *A new design which reduces the thermal stresses and the foundation loads in vertical hydro-electric generators; new large vertical thrust bearing*; CIGRE Report 210-12; Symposium 11-83, Rio de Janeiro, 1983.
- (5) Pinkus O.: *Thermal aspects of fluid film tribology*; ASME Press, New York, 1990; Kapitel 2 und 4.
- (6) Lang, O. R.; Steinhilper, W.: *Gleitlager*; Springer Verlag, Berlin, 1978.
- (7) Simmons, J.E.L, R.T. Knox and W.O. Moss, "The development of PTFE (polytetrafluoroethylene)-faces hydrodynamic thrust bearings for hydrogenerator application in the United Kingdom," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol 212, Part J, 1998, pp. 345-352.