



ANÁLISE DO PROBLEMA DE TRINCAS NOS ROTORES DOS GERADORES ABB DE 60 HZ DA USINA HIDRELÉTRICA DE ITAIPI

João Maria Marra

Pardeep Kamal Rishi

Itaipu Binacional

Universidade Estadual do Oeste do Paraná

Brasil

Brasil

RESUMEN

O surgimento de uma trinca em estruturas de grande responsabilidade constitui motivo de apreensão na engenharia. Vários fatores podem causar o seu aparecimento, e a combinação de cargas repetitivas ou de cargas diversas em conjunto com o ataque do ambiente em que está inserida a estrutura pode causar seu crescimento com o tempo.

A presença de uma trinca normalmente causa a diminuição na resistência de uma estrutura, fazendo-a ficar mais tensionada do que o projetado. O reparo e acompanhamento adequado desse tipo de problema constitui um aspecto inerente à manutenção em casos onde não é possível a substituição da estrutura afetada ou mudança das condições operativas.

Em 1998 constatou-se o surgimento de trincas em alguns rotores das unidades geradoras da Usina Hidrelétrica de Itaipu. A causa das primeiras trincas foi, de forma inconclusiva, atribuída a esforços fora do normal associados ao torque em áreas de solda e zonas termicamente afetadas, causando rupturas nos pontos mais tensionados. Reparos por meio de soldagem foram feitos na tentativa de conter o problema, porém houve reincidência e aparecimento de novas trincas. Apesar dos estudos feitos até 2008, não foi possível determinar, de forma conclusiva, os fatores responsáveis por esta anormalidade.

O presente trabalho mostra os estudos, desenvolvidos em 2009, de modelagem em CAD e simulação numérica do campo de tensões, deformações e análise dinâmica destes rotores. O modelo foi elaborado considerando todo o carregamento participante, de modo a colaborar na análise e diagnóstico das causas do surgimento das trincas destes rotores, permitindo a apresentação de alternativas para a solução ou convivência com o problema.

De forma geral, o trabalho possibilitou uma melhor compreensão da influência dos diversos esforços, como a significativa importância da força peso no carregamento da estrutura. O trabalho também sinalizou que as forças eletromagnéticas radiais de Maxwell e efeitos dinâmicos não devem possuir efeito significativo sobre o problema, tornando-se mais um exemplo dos benefícios da técnica de simulação numérica em mecânica computacional para os propósitos de diagnóstico e direcionamento para a solução de problemas existentes

PALABRAS CLAVES

Hidrogerador; Simulação numérica; Modelagem; Trincas; Elementos Finitos



1. INTRODUÇÃO

Desde 1998, a Usina Hidrelétrica de Itaipu convive com a ocorrência de trincas em alguns geradores fornecidos pela ABB, mais especificamente nos rotores dos geradores das unidades 11, 13, 16 e 18, todas estas unidades de 60 Hz. De acordo com Sitjar *et al.* (2004), que detalha o fenômeno na máquina 16, as trincas possuem origens diversas, aparecendo nas chapas que ligam a aranha do rotor às vigas frontais que suportam o anel magnético. A causa das primeiras trincas foi, de forma inconclusiva, atribuída a esforços fora do normal associados ao torque em áreas de solda e zonas termicamente afetadas, causando rupturas nos pontos mais tensionados. Reparos por meio de soldagem foram feitos na tentativa de conter o problema, porém houve reincidência e aparecimento de novas trincas. O mesmo autor relata que entre janeiro de 2001 até setembro de 2002 foram constatadas trincas em todas as inspeções.

Posteriormente, em 2003, novas trincas foram identificadas no flange inferior da aranha, na região soldada com o cubo do rotor. As características por elas apresentadas indicavam se tratar de um caso de fadiga estrutural. Na tentativa de medir a velocidade de propagação, foram impostas restrições de operação de carga, a qual deveria permanecer constante visando minimizar as variações de temperatura, e de paradas da máquina, que deveriam ser feitas somente quando programadas ou em caso de emergências, evitando nestas unidades geradoras eventuais paradas por conveniência operativa (SITJAR *et al.*, 2004). Ainda que reparos tenham sido feitos, modificações no projeto da estrutura, visando corrigir o problema, são uma alternativa que deve ser investigada criteriosamente, de modo que tais mudanças sejam baseadas em um diagnóstico seguro. Para tanto, a modelagem da estrutura se apresenta como uma poderosa ferramenta neste processo investigatório de compreensão do comportamento estático e dinâmico da estrutura. É fundamental, no entanto, que a modelagem e hipóteses simplificadoras reflitam de forma satisfatória a complexidade do problema.

2. CARACTERIZAÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO

Na Usina Hidrelétrica de ITAIPU, de modo a atender padrões brasileiros e paraguaios de eletricidade, existem geradores de energia em duas frequências diferentes. Dos 20 hidrogeradores em funcionamento, metade gera energia a 50 Hz com rotação de 90,6 rpm, enquanto a outra metade gera energia a 60 Hz com rotação de 92,3 rpm. Essa diferença nas condições de operação implica em projetos diferentes do hidrogerador para cada frequência, razão pela qual os geradores de 50 Hz não apresentam o problema-alvo deste trabalho. A nível de transformação de energia, o anel magnético e o estator são as estruturas que apresentam as diferenças fundamentais para os dois casos: enquanto que se utilizam 66 pólos para geração a 50 Hz, a geração a 60 Hz utiliza 78 pólos (ITAIPU, 1994). Tratam-se de geradores de pólos salientes trifásicos com coroa flutuante, acionados por turbina hidráulica.

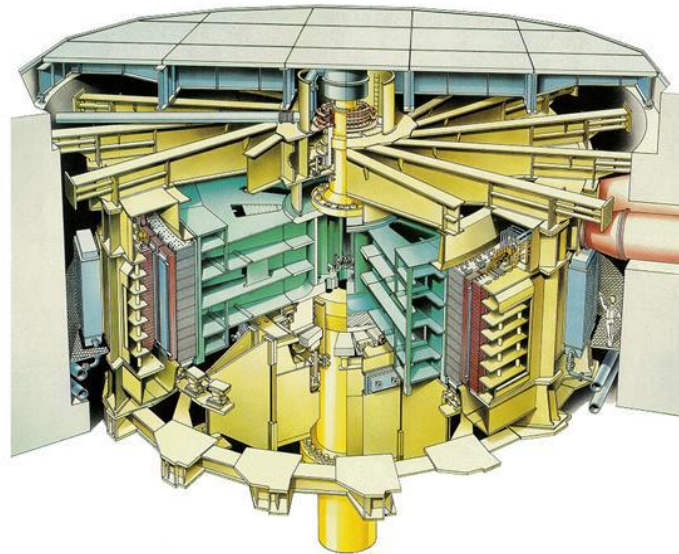
IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

Figura 1: Gerador ABB de 60 Hz de Itaipu (ITAIPU, 1994).

O rotor do gerador é constituído de, basicamente, três estruturas: cubo, aranha e coroa (ou anel magnético). Entre a turbina e o rotor do gerador existe um eixo composto de duas partes: o eixo da turbina e o eixo inferior do rotor. Essa estrutura permite que a potência gerada na turbina seja transmitida ao rotor. A ligação entre este e seu eixo inferior é feito por meio de pinos de cisalhamento e tirantes. Neste caso, os pinos são responsáveis pela transmissão do torque e os tirantes pelos esforços axiais.

A coroa magnética, como mostrado na Figura 4, é ligada à aranha por meio de um ajuste com interferência radial. À medida que se aumenta a rotação do rotor, a coroa se dilata, atingindo um ponto em que não está mais ligada mecanicamente à aranha, no sentido radial. Tal rotação define o ponto de flutuação da coroa, e deveria ocorrer em torno de 110% da velocidade nominal para o caso de ITAIPU. Ainda na coroa são fixados, por meio de ajuste com interferência, os 78 pólos. As características operativas do gerador ABB de 60 Hz são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1: Dados do gerador ABB de 60 Hz de Itaipu

Potência aparente	766 MVA
Tensão	18 Kv
Rotação	92,3 rpm
Fator de potência	0,95
Diâmetro do rotor	16000 mm
Número de pólos	78
Peso do conjunto girante do gerador	2030 toneladas
Tipo	Umbrella
Resfriamento	Misto (ar e água pura no enrolamento estático)
Data de início de operação	1988 (U13) a 1991 (U18)

3. ESFORÇOS ATUANTES E MODELO UTILIZADO

A partir do modelo da estrutura física do rotor, analisou-se a contribuição dos esforços estáticos e dinâmicos no estado de tensão do rotor. Simbolicamente, o modelo utilizado encontra-se indicado na Figura 02.

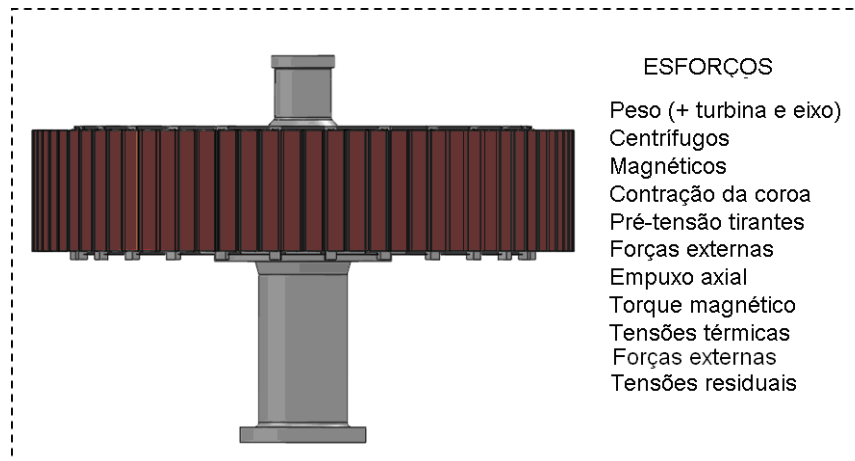


Figura 02 – Esquema do modelo de análise e esforços considerados

As forças externas podem ser de natureza diversa. Em uma máquina ideal, estas forças são nulas ou possuem resultantes nulas. Uma forma de se avaliar aquelas que são de natureza dinâmica pode ser com base em um modelo dinâmico do conjunto girante e do conhecimento das vibrações absolutas dos mancais. Contudo, com relação a estas forças, optou-se pela alternativa de se avaliar o potencial de ganho dinâmico destas forças por meio da confrontação da Análise Modal da estrutura e das diversas frequências excitadoras inerentes a este tipo de equipamento.

3.1 Compressão da coroa sobre o rotor do gerador

Como mencionado anteriormente, existe um ajuste interferente radial entre a coroa e o rotor de um gerador de coroa flutuante. Entre a região da viga frontal do rotor e a circunferência interior da coroa são colocadas chavetas, cunhas e calços, cuja função é de transmitir as forças tangenciais à estrutura elástica do rotor e minimizar a transmissão dos esforços radiais em operação. O esforço resultante desse ajuste encontra-se esquematicamente representado na Figura 2.

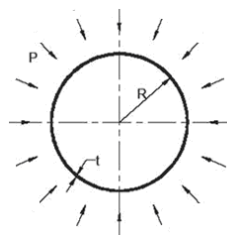


Figura 3: Esforços do ajuste interferente radial.

Durante a operação normal, entretanto, ocorre expansão elástica da coroa em função dos esforços radiais de rotação. À medida que a rotação aumenta, a interferência induzida pelos calços na região entre chaveta e régua diminuem. Chega um ponto em que a coroa diz-se estar *flutuando*. Nessa situação, o esforço radial advindo da compressão da coroa é nulo. A velocidade de rotação em que tal fenômeno ocorre é, em geral, maior que a velocidade de rotação síncrona da máquina, havendo variação para cada gerador em função das particularidades construtivas de cada um.

3.2 Compressão das juntas axiais

São forças originadas pela pré-tensão do aperto dos tirantes das juntas do cubo do rotor, flange do eixo inferior, bloco de escora e dos parafusos de fixação das tampas do rotor.

3.3 Tensões residuais

O rotor do gerador é composto por várias chapas de aço soldadas entre si. O processo de soldagem por fusão, no entanto, induz altos gradientes locais de temperatura. À medida que ocorre o resfriamento da junta soldada ocorre uma tendência à distorção dimensional. Para o caso de uma geometria rígida, onde não é possível que as distorções desenvolvam de forma plena, essa tendência se manifesta sob a forma de tensões residuais locais. Tendo em vista a grande quantidade de solda utilizada no rotor, os esforços associados a tensões residuais podem ser tornar relevantes no estado de tensões-deformações da estrutura.

4. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

O problema foi inicialmente identificado em quatro geradores de 60 Hz, fabricados pela ABB. A primeira detecção se deu em 1998, havendo reincidência ao longo dos anos. Um histórico detalhado pode ser encontrado em Sitjar et al. (2004). A seguir, são apresentadas algumas das principais trincas observadas, de forma cronológica.

A princípio as trincas foram encontradas nas chapas defletoras de ar, na zona termicamente afetada, chegando a alcançar o metal de base. Também na chapa superior foram encontradas fissuras de tamanho considerável, da ordem de 500 mm. Ver Figura 04. Sucessivas inspeções feitas ao longo dos anos demonstraram haver reincidência das trincas, mesmo após reparos feitos.

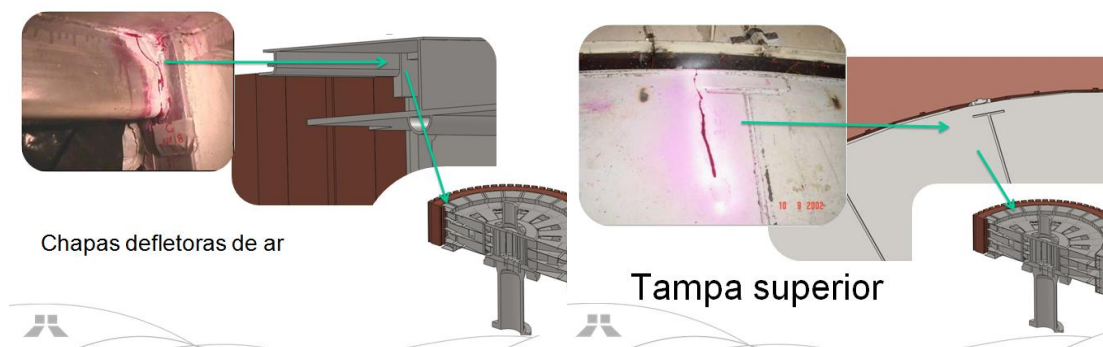


Figura 4: Trincas nas chapas defletoras de ar e chapa superior.

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

Foram encontradas trincas também nos reforços tubulares (a partir de 2001) na junção da chapa inferior com o pé da viga frontal, conforme Figura 05.

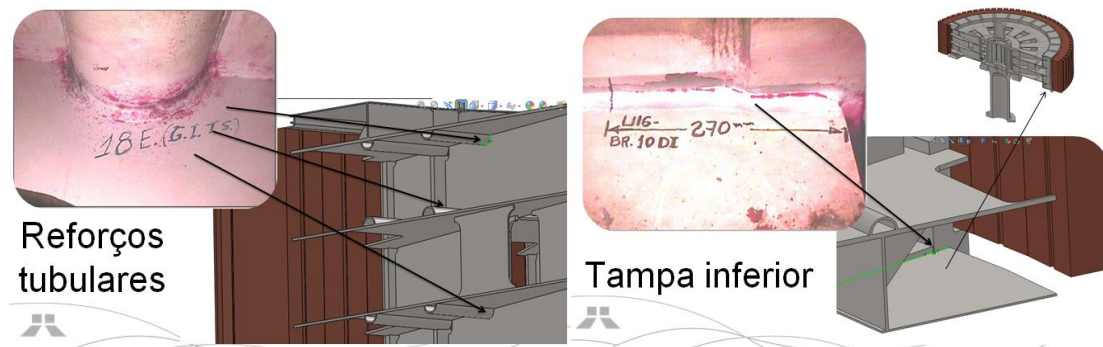


Figura 5: Trincas nos reforços tubulares e na chapa inferior.

No início do ano de 2003 foram encontradas 11 fissuras nas junções inferiores entre o braço da aranha e cubo do rotor da unidade 16. Igualmente detectou-se 5 fissuras nesta região na U13. Ver Figura 6. Os reparos padrões aplicados até então foram realizados, com perfurações nos finais das trincas que permaneceram no cordão de solda, sem penetração no cubo. Em função da falha associada com esta região representar maior risco no funcionamento da unidade, foi liberada sua operação com restrições e monitoramento da evolução das trincas a cada dez dias. Na primeira inspeção de controle, no entanto, foi detectado que as trincas nessa região evoluíram, sendo solicitada a parada da máquina para reparos.

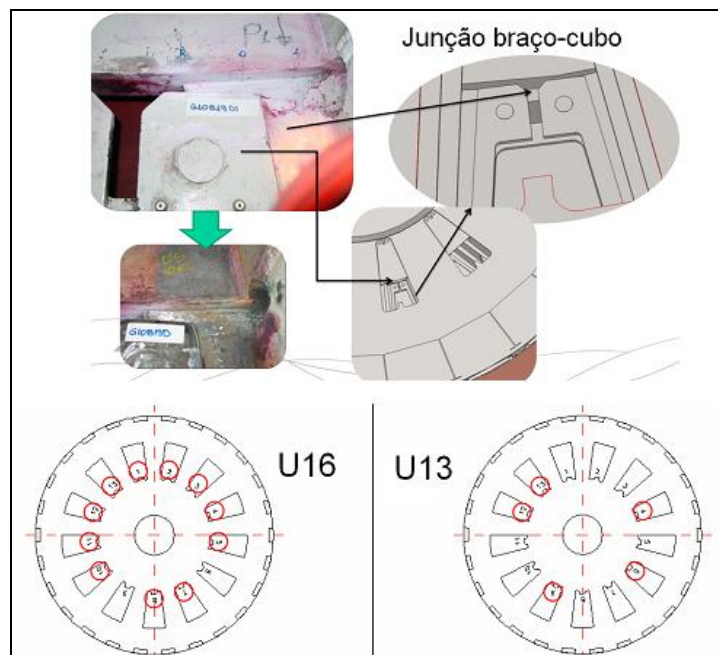


Figura 6: Trincas na junção braço-cubo e locais de aparição nas unidades U13 e U16.

5. COMPONENTES MODELADOS

As grandes estruturas modeladas do rotor foram cubo, aranha, coroa magnética e eixos superior e inferior. Dentre estas, apenas a modelagem da coroa foi simplificada. Tendo em conta que o estudo não envolveria modelagem eletromagnética e que tradicionalmente o aperto dos tirantes pouco afeta a rigidez radial, optou-se por uma representar a coroa como um corpo sólido contínuo, porém, com todos recortes de sua geometria. De forma geral, apresenta-se na Figura 07 vistas da aranha, coroa e eixos.

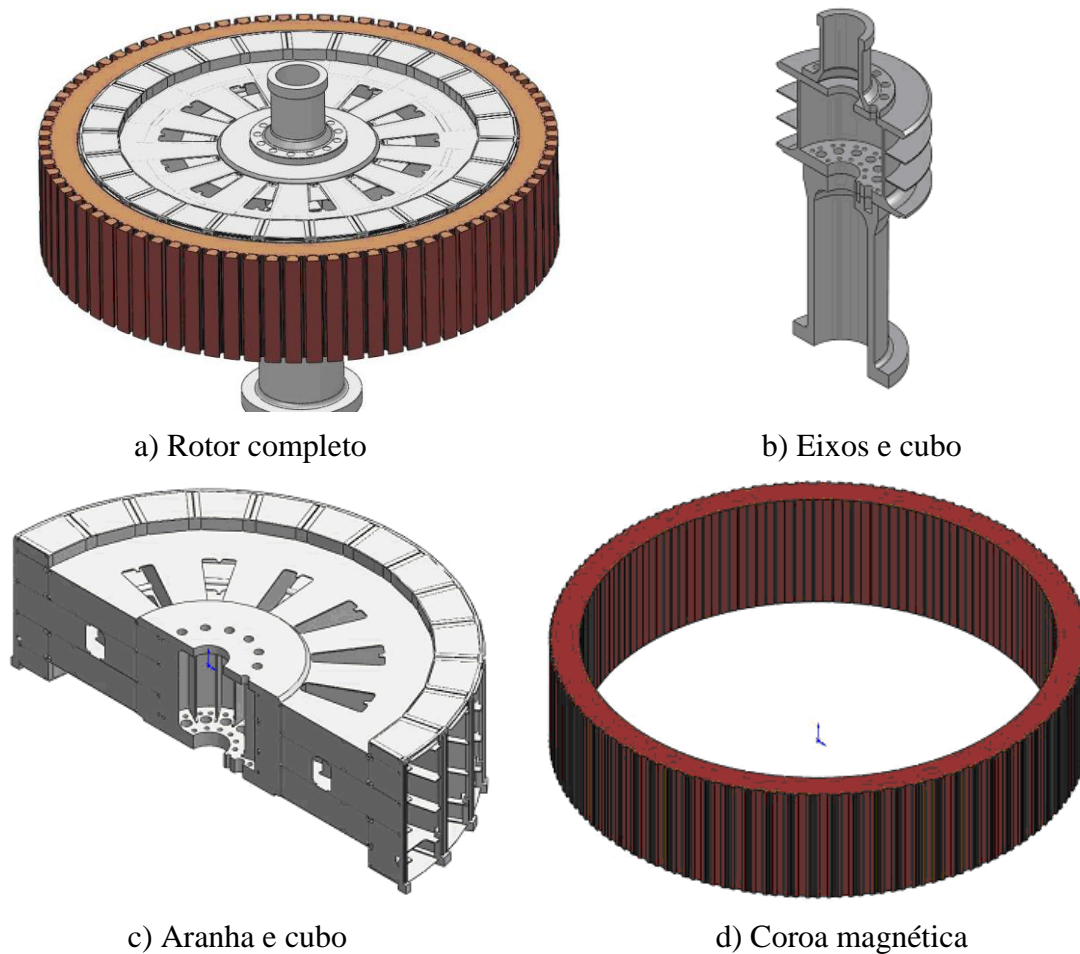
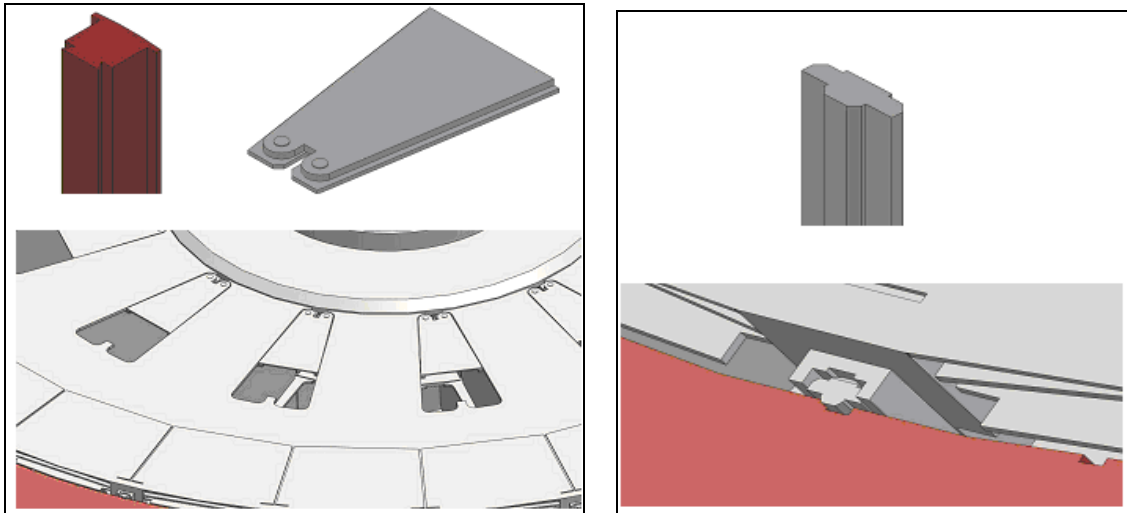


Figura 7: Vistas das grandes estruturas do rotor

Também foram modelados componentes menores que, de uma forma ou de outra, poderiam ter significativa influência sobre o estado de tensões da estrutura do gerador. Os componentes modelados desta categoria incluem os pólos, tampas laterais, chavetas e cunhas. De forma a economizar esforço de computação e evitar refinamentos desnecessários, estes componentes foram modelados com grandes simplificações geométricas, porém suficientes para o interesse da modelagem neste estudo, de modo a simular os principais aspectos de suas geometrias.

A Figura 8-a mostra um dos 78 pólos que constituem a coroa magnética. Nota-se a geometria do tipo cauda-de-andorinha, ajustada com interferência na coroa. A mesma figura mostra em detalhe uma tampa lateral do rotor, instalada para ajuste da vazão de ar. Tal componente foi instalado pelo fabricante ajustar as perdas totais no gerador.



a) Pólo (esq.), tampa lateral do rotor (dir.)

b) Chaveta modelada

Figura 08 – Vista de dos componentes menores modelados

As cunhas, chavetas e calços foram modeladas como um único sólido, conforme Figura 8-b. Nesta figura pode-se visualizar esse sólido (a partir daqui chamado de chaveta) instalado na região reservada às cunhas e chavetas do gerador real.

6.0 SIMULAÇÃO

O rotor do gerador é uma estrutura de geometria complexa em termos de modelagem, seja analítica, semi-empírica ou computacional. As condições de contorno e de operação são variadas, assim como existem também não-linearidades inseridas no modelo por meio dos elementos de contato.

A simulação foi feita utilizando os aplicativos ANSYS Workbench, por meio do módulo ANSYS Structural, e ANSYS Mechanical APDL. Este aplicativo é o solver propriamente dito do ANSYS para análises via método dos elementos finitos. Comandos mais avançados são acessíveis somente por meio do APDL, o que justifica seu uso em algumas etapas da simulação.

6.1 Comando Cyclic

O uso do modelo completo para a simulação é altamente oneroso em termos computacionais. É comum, nas análises comerciais e acadêmicas que apresentam algum tipo de simetria, o processamento de apenas um dos setores simétricos quando os esforços e condições de contorno também são simétricos.

Das diversas opções oferecidas pelo aplicativo utilizado, optou-se pelo uso do comando *cyclic* que permite, além da modelagem de esforços cíclicos simétricos e anti-simétricos, o uso de carregamentos não-cíclicos, análise de problemas não-lineares de grandes deflexões e análise modal. Este código é bastante robusto. Não apenas faz o acoplamento entre nós, como também utiliza nos cálculos um segundo setor virtual, exatamente igual ao setor base. É feito um acoplamento dos nós, além de aplicação de equações de acoplamento que permitem o adequado cálculo das grandezas envolvidas.

Após o processamento, a solução nodal é dada pela combinação das soluções para os setores básico e duplicado, conforme indicado na Figura 9.

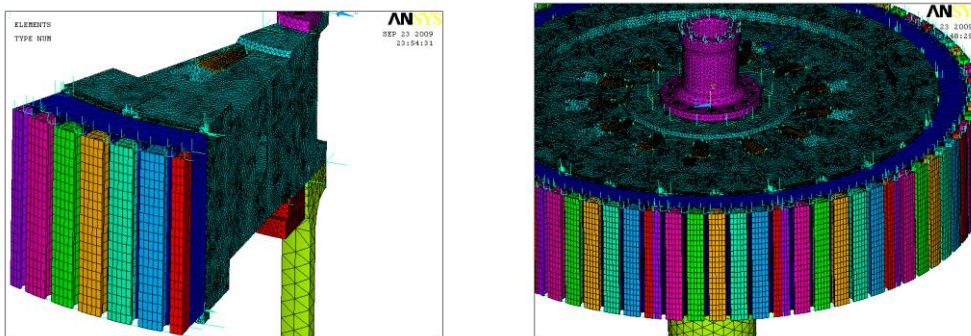


Figura 9: Setor base (esq.) e expansão cíclica (dir.) do comando *cyclic*.

6.2 Não linearidades

Na modelagem do rotor do gerador, uma importante não-linearidade se faz presente na região de contato entre o rotor do gerador e a chaveta, que fica ajustada entre a viga frontal e a coroa. Essa interface causa o surgimento de forças compressivas decorrentes do ajuste com interferência quando a máquina está parada, com diminuição de sua intensidade à medida que a rotação do gerador aumenta. De acordo com CIEM (1984b), a 92,3 rpm (velocidade de operação normal), essas forças são quase nulas. A 110% da velocidade de rotação normal, ocorre a flutuação total da coroa. Apesar desses valores variarem levemente para cada rotor em função de montagem do ajuste interferente, a simulação dessas tensões compressivas (e, portanto, do contato em si) é desejável, principalmente pelo fato dessa região se encontrar próximo a um local de nucleação e propagação de trincas (chapas defletoras de ar e chapas superior e inferior).

6.3 Hipótesis simplificadoras

Dentro das limitações do código utilizado, foram feitas várias simulações, visando integrar corretamente os esforços advindos da compressão da coroa sobre o rotor e aqueles referentes à operação. Apesar da grande versatilidade da simulação de um setor por meio do código *cyclic*, este não admite não-linearidades na simulação, exceto aquelas atreladas a grandes deflexões geométricas. Com relação aos outros códigos existentes do aplicativo, que também permitem a simulação de setores cíclicos, verificou-se que não atendiam às necessidades da análise tendo em vista que permitem apenas a aplicação de cargas simétricas. Isto impediria a simulação de cargas anti-simétricas, como o torque magnético.

A solução encontrada foi a divisão da simulação em etapas, com superposição de resultados, de forma a contornar a limitação do código *cyclic* quanto à impossibilidade deste de simular contatos não-lineares. Na primeira etapa, a operação do gerador é simulada apenas com esforços simétricos (rotação, dilatação térmica e forças de Maxwell), permitindo que sejam obtidas as tensões devidas a forças centrífugas ao longo da estrutura, além de fornecer os dados referentes aos contatos.

Na segunda etapa, todos os demais esforços (peso, torques hidráulico e magnético e forças hidráulicas axiais) são levados em conta. Em função da maior complexidade do carregamento, utiliza-se o comando *cyclic*, que permite a simulação de todos os esforços simétricos e anti-simétricos em modelos cíclicos. Faz-se a transferência das tensões nodais da primeira etapa por meio do comando *inistate*, e elimina-se a limitação do comando *cyclic* mudando-se as regiões de contato não-linear do tipo *frictionless* para o tipo *no-separation*, de natureza linear. A diferença entre um contato e outro é que o *frictionless* permite a separação de corpos de contato (adequado para modelar a flutuação da coroa), enquanto que o *no-separation* assume um comportamento sem separação de contatos (sendo, portanto, de menor complexidade).

6.4 Malha

Em função da simetria 1/13 da estrutura do rotor, apenas um setor do modelo, foi utilizado na simulação, de forma a reduzir o tempo computacional. O algoritmo empregado na geração de malha global foi o *patch conforming*. Neste processo, tetraedros de alta ordem são gerados a partir da superfície, mantendo as características da superfície.

Os pólos foram preenchidos com hexaedros, de menor custo computacional e com boa razão de aspecto. Apesar das malhas da aranha e da coroa terem sido geradas pelo mesmo algoritmo *patch conforming*, o nível de refinamento da aranha é maior. Mesmo com o uso de elementos de alta ordem para simulação de problemas estruturais, o refinamento foi necessário em função da geometria do rotor do gerador possuir uma baixa relação de volume por área. Caso não fosse utilizado o refinamento, a distorção associada à malha nessa região implicaria na baixa qualidade global dos elementos,

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

levando a resultados errôneos. Na Tabela 2 encontra-se um resumo dos parâmetros das malhas utilizadas.

Tabela 2: Malhas utilizadas na análise

Malha	Elementos	Nós	Skewness	Observações
A	125938	253938	0,44±0,22	Teste preliminar
B	1155886	1978813	0,30±0,19	Raio de adoçamento adicionado
C	747572	409792	0,40±0,20	Esferas de influência

A primeira malha gerada foi a malha A, de menor peso computacional. Esta malha foi gerada para fins de verificação e testes de convergência.

Após a verificação da convergência e locais passíveis de singularidades durante os testes preliminares, outras duas malhas (malhas B e C) foram geradas para as análises dos locais mais críticos. À parte do rotor do gerador, as malhas de todos os demais componentes (pólos, chavetas, coroa e outros) continuaram as mesmas, exceto na malha C, onde foram incluídos controles de refinamento nas tampas do rotor.

Na malha B foram utilizados controles de malha comuns a análises CFD, ou seja, altíssima qualidade dos elementos em termos de distorção e distribuição de volume. Ver Figura 10. O número de elementos foi substancialmente maior, com sensível aumento no esforço computacional. Além disso, com base nos resultados dos testes preliminares, foram adicionados raios de adoçamento de 1 mm a fim de evitar o surgimento de singularidades em arestas do modelo idealizado.

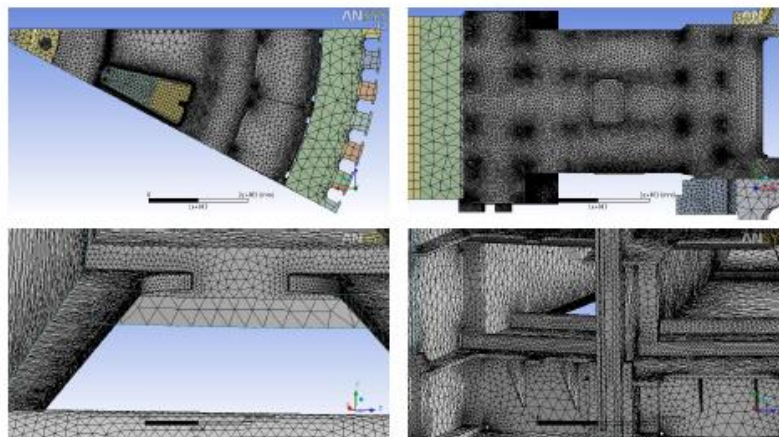


Figura 10: Malha B.

Para a malha C, indicada na Figura 16, foram utilizados esferas de influência, que permitem o refinamento localizado dentro de uma região delimitada. Os controles aplicados em seu interior garantiram um tamanho máximo de 5 a 10 mm dos elementos em seu interior. Além disso, também foram modelados raios de adoçamento de 1 mm, com os mesmos fins já mencionados.

A métrica utilizada para a avaliação da malha é o *skewness*. Trata-se de uma medida de distorção dos elementos, indicando a qualidade da malha. Para esta métrica, um valor zero significa que nenhum elemento da malha possui distorção (elementos equiláteros), enquanto que valores próximos da unidade indicam elementos altamente distorcidos, comprometendo a análise. De acordo com ANSYS (2009a), um valor de média de *skewness* abaixo de 0,5 coloca a malha em um nível adequado para análise, com comprometimento apenas dos locais mais distorcidos. À medida que o *skewness* se aproxima de zero, indicando a perfeição volumétrica de todos os elementos da malha, o esforço computacional aumenta exponencialmente.

6.5 Esforços aplicados

Os esforços foram avaliados nas condições de potência nominal e sobrecarga máxima. De forma a conhecer separadamente os efeitos da rotação e interferência radial da coroa magnética no estado de tensão do rotor, daqueles relativos ao peso próprio, empuxo e torque, optou-se por simulações no carregamento em duas etapas. Operando desta forma, torna-se também possível superar a limitação do comando *cyclic* de simular não linearidades. Um resumo dos esforços das Etapas 1 e 2 da simulação, cujos resultados são superpostos pelo ANSYS, encontra-se indicado na Tabela 6

Tabela 3: Etapas e esforços avaliados.

Esforços	1a Etapa	2a Etapa	740 MW	766 MW
Rotação	Sim	Não	92.3 rpm	92.3 rpm
Interferência radial	Sim	Não	4.1 mm	4.1 mm
Gravidade	Não	Sim	9.81 m/s ²	9.81 m/s ²
Pré-tensão dos tirantes (flange-bloco de escora)	Não	Sim	65 Mpa	65 Mpa
Pré-tensão dos tirantes-cubo)	Não	Sim	55 Mpa	55 Mpa
Empuxo hidráulico	Não	Sim	844 ton	867 ton
Torque magnético	Não	Sim	78091 MN.m	80835 MN.m

Para a interferência radial, foi utilizado o valor nominal de projeto de 4,1 mm. Esse valor foi aplicado por meio do parâmetro *interference* do contato. As faces da chaveta e da viga frontal do rotor sujeitas a esse ajuste interferente podem ser vistas na Figura 12.

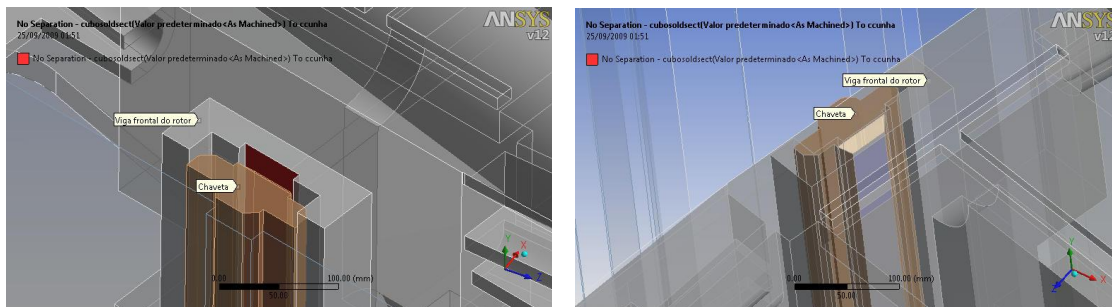


Figura 12: Contato interferente entre chaveta e cunha

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
 13, 14 y 15 de Octubre de 2010

O carregamento axial foi baseado no empuxo axial hidráulico correspondente à condição operativa. Soma-se ao empuxo hidráulico o valor referente aos pesos da turbina e eixo superior da turbina, correspondentes a 456370 kgf.

Na Figura 13, ilustra-se a aplicação das cargas consideradas, vistas por cima e por baixo do rotor.

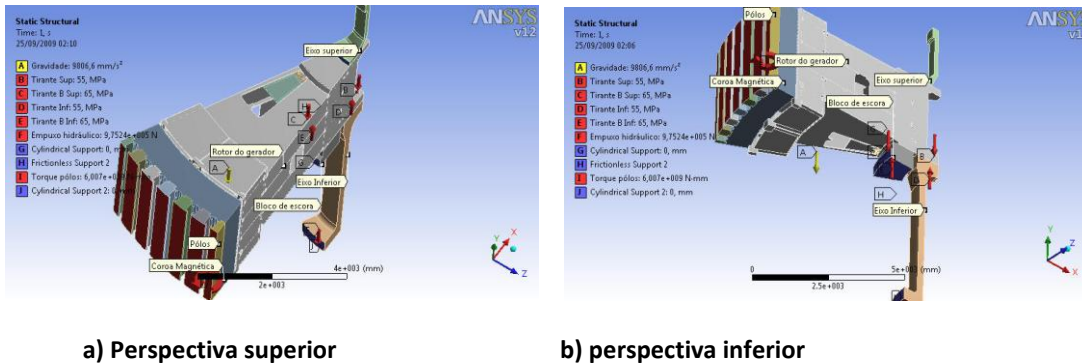


Figura 13 - Carregamento aplicado sobre o setor do gerador

Posteriormente a estas etapas, desenvolveu-se uma terceira etapa de simulações, visando conhecer o impacto do peso próprio isoladamente (caso a), da operação em vazio (caso b) e da temperatura (caso c) no estado de tensão do rotor. No caso da operação em vazio, considerou-se todos os esforços presentes, exceto o torque magnético e a temperatura, conforme indicado na Tabela 7.

Tabela 7: Condições avaliadas na 3ª Etapa

Esforços/Condições	a	b	c	Valores
Rotação	Não	Sim	Sim	92.3 rpm
Interferência radial	Não	Sim	Sim	4.1 mm
Gravidade	Sim	Sim	Não	9.81 m/s ²
Pré-tensão dos tirantes (flange-bloco de escora)	Sim	Sim	Não	65 Mpa
Pré-tensão dos tirantes (eixo-cubo)	Sim	Sim	Não	55 Mpa
Empuxo hidráulico	Não	Sim	Não	844.21 ton
Torque magnético	Não	Não	Não	0
Térmicos	Não	Não	Sim	Taranja=40 °C; Tcoroa=60 °C

O critério de convergência utilizado foi o mesmo já usado como padrão no aplicativo ANSYS, ou seja, variação máxima de 0,5% no valor das forças e momentos calculados em relação à iteração anterior.

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

Com relação à implementação das forças participantes, os únicos que não puderam ser realisticamente modeladas foram as forças de natureza dinâmica, Maxwell e forças externas. Isso se deve a que o módulo ANSYS Workbench Structural não permite que a natureza de forças dinâmicas nas máquinas síncronas sejam modeladas.

Alternativamente, as forças de Maxwell foram representadas estaticamente por meio de seu valor médio, porém não foi possível obter convergência das forças. O efeito das forças de Maxwell se faz sentir principalmente a nível de pólos e anel magnético. Dessa forma, o único meio de transmissão desses esforços ao rotor do gerador da modelagem é pelas chavetas axiais, na região crítica de contatos não-lineares. Como mencionado, essas não-linearidades são de difícil convergência. Além disso, a força é estacionária em relação a um referencial inercial fixo no rotor. Tal diferenciação entre referenciais inerciais e não-inerciais também não é possível no módulo utilizado, inviabilizando a modelagem correta dessas forças. No entanto, a influência estática das forças de Maxwell nessas tensões pode ser estimada como um acréscimo de temperatura na coroa, por se tratar de forças tratativas radiais de mesmo comportamento.

Em contrapartida, de forma a ter-se uma avaliação das possibilidades de ganho dinâmico no estado de tensão do rotor, devido aos esforços dinâmicos, procedeu-se uma Análise Modal de toda a estrutura do rotor. Para tanto, utilizou-se o módulo de análise modal do ANSYS Workbench para o cálculo das frequências e modos de vibrar, para posterior confrontação com as possíveis frequências excitadoras.

7. RESULTADOS

7.1 Primeira etapa

Na primeira etapa da simulação, observou-se que a flutuação da coroa magnética ocorre em torno de 100% da velocidade síncrona (92,3 rpm) para o valor nominal de 4,1 mm de ajuste interferente. As Figuras 14-a e 14-b mostram, respectivamente, a condição *sliding* (deslizamento) e valores de interferência máximos de 0,01 mm, desprezível frente aos 4,1 mm com a máquina parada.

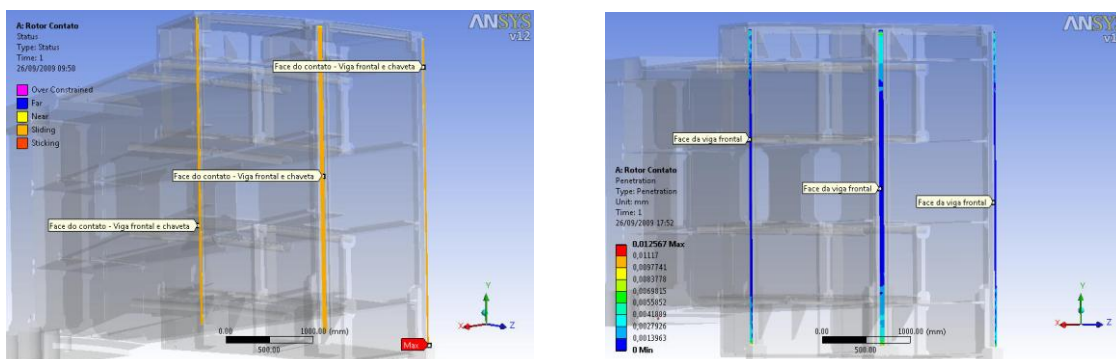


Figura 14- Condição dos contatos na interface viga frontal e valores de interferência a 92,3 rpm

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

O deslocamento total do conjunto também é condizente com o esperado, sendo de aproximadamente 4,1 mm, conforme indicado na Figura 15.

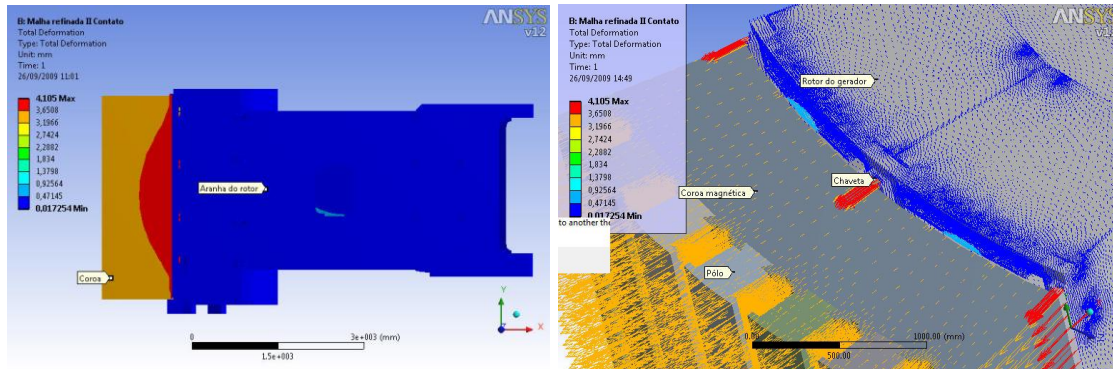


Figura 15 - Deslocamento total do conjunto.

As forças de Maxwell variam de 0 até um pico de F_0 , no sentido de tração radial. Tendo em vista os resultados acima, é seguro afirmar que, na condição de velocidade síncrona e para o valor de ajuste de interferência radial de projeto de 4,1 mm, a coroa já está praticamente flutuando, com compressão quase nula sobre a aranha. Sabendo-se que essas forças tendem tracionar a coroa na direção radial, afastando-a ainda mais do rotor, pode-se inferir que, do ponto de vista estático, as oscilações de zero a pico das forças de Maxwell não são determinantes no estado de tensões do rotor do gerador. O pior caso de compressão, em que $F_0 = 0$, é equivalente a desconsiderar as forças de Maxwell na análise estática.

O estado de tensões da aranha para os esforços modelados na primeira etapa não demonstrou nenhuma mudança significativa, nem mesmo nas regiões que apresentaram trincas. De forma geral, a tensão de Von Mises sobre a estrutura se manteve abaixo de 10 MPa, havendo alguns poucos locais que chegavam a 20 MPa.

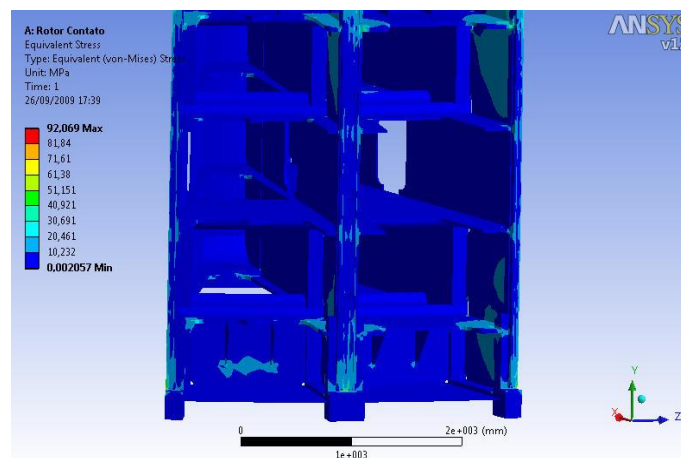


Figura 16 - Estado de tensões na primeira etapa.

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

Em função da necessidade de se exportar o estado de tensões para a segunda etapa, foi necessário simular os contatos para cada uma das malhas. Isso permitiu avaliar o estado de tensões da primeira etapa para cada refinamento aplicado. Não houve, no entanto, nenhuma mudança em relação ao que foi apresentado, confirmando a representatividade dessa simulação.

7.2 Segunda etapa

Nesta etapa, foram simulados os carregamentos advindos da operação do gerador. Os resultados do estado de tensão para os testes preliminares (malha A), a 740 MW, podem ser vistos nas Figuras 17. De forma geral, não existem concentrações de tensões ou singularidades significativas. A maior parte da estrutura se encontra abaixo da tensão de escoamento (340 Mpa) do material, exceto nas regiões indicadas na Figura 18, referentes às junções dos braços da aranha com o cubo e tampas do rotor. Nestas regiões as tensões excedem o limite de escoamento e foram alvo de trincas em protótipos.

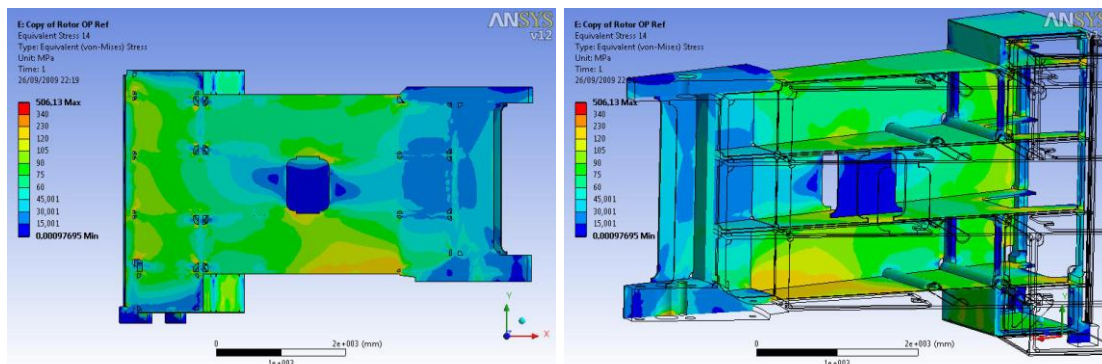


Figura 17 - Estado de tensão do rotor do gerador – Etapa 2

Observou-se, também, que não ocorrem tensões significativas junto aos reforços tubulares, tampouco na junção entre chapas defletoras e vigas frontais. O nível de tensão nessas regiões fica abaixo de 60 MPa, distante da tensão de escoamento do material usado. No entanto, nestas regiões ocorreram trincas em protótipos.

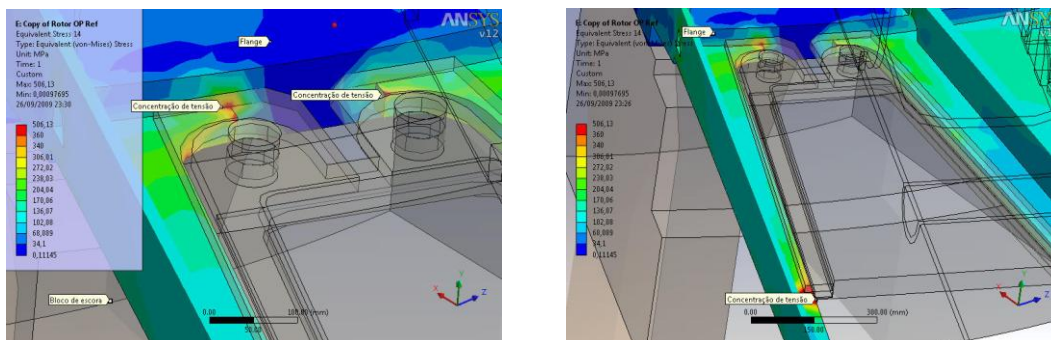


Figura 18: Concentração de tensão observada : braço da aranha com o cubo e tampa

IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

Em função das tensões muito altas nas regiões indicadas na Figura 18, utilizou-se a métrica de *energia de erro* estrutural para verificação da diferença de tensão existente entre elementos adjacentes. O uso dessa ferramenta permite avaliar se há necessidade de maior refinamento no local das singularidades e permite visualizar os elementos da malha que possuem maior energia de erro.

Visando analisar melhor as regiões de concentrações de tensão e singularidades, foi gerada a malha C, com a adição de raios de adoçamento, refinamento padrão e adição de refinamento localizado por meio de esferas de influência em locais de concentração de tensão.

Primeiramente, foi feita uma análise com a máquina operando à potência de 740 MW. Em termos gerais, os resultados foram idênticos aos obtidos com a malha. A repetibilidade dos resultados é importante no sentido de confirmar a representatividade da simulação.

Nesta simulação observou-se que na junção da chapa inferior com a viga frontal, aparecem concentrações de tensão da ordem de 220 MPa. Ver Figura 19. No entanto, as avaliações da energia do erro não indicaram tendências de singularidades. Sitjar *et al.* (2004) documentou uma trinca nessa região, que se propagou por 270 mm ao longo de uma das juntas da chapa inferior com a viga frontal na U16. Apesar da tensão estar abaixo da tensão de escoamento, deve-se levar em conta eventuais tensões residuais da soldagem, que poderiam proporcionar um estado de tensão desfavorável nestes locais.

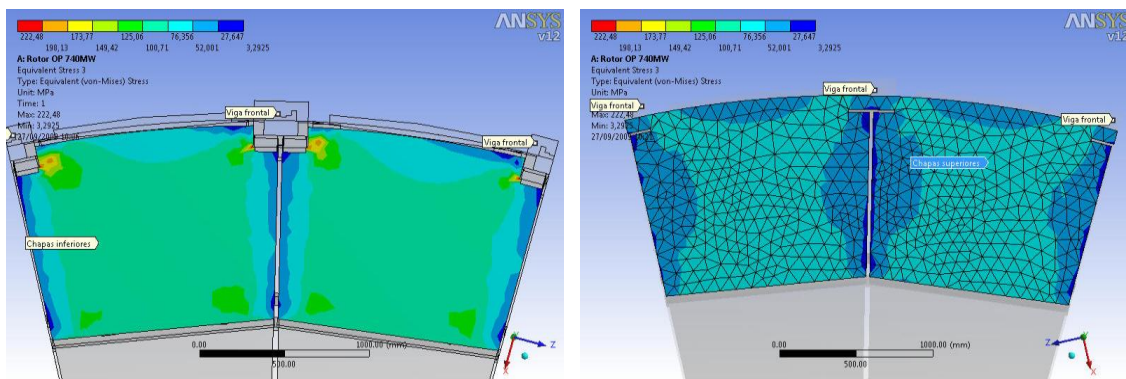


Figura 19: Chapas inferiores (esq.) e superiores (dir.).

O refinamento feito por meio de esferas de influência permitiu uma melhor análise das regiões de singularidades e concentração de tensão no braço da aranha, bem como confirmar que o estado de tensão local está representado de forma satisfatória..

Para a condição de operação de 766 MW, não houve diferença significativa em termos de tensões ou energias de erro observadas nas regiões problemáticas. As regiões se apresentam idênticas, com variações menores que 10%, comparativamente à condição

de 740 MW. Como essas regiões possuem um erro inerente associado a elas pela impossibilidade de se modelar uma singularidade, conclui-se que essa diferença mínima não é relevante.

7.3 Terceira etapa

De forma a avaliar a influência isolada dos diversos esforços atuantes no rotor do gerador, foram feitas avaliações com as seguintes composições de carregamentos:

- Peso próprio e pré-tensão dos tirantes
- Forças centrífuga, compressiva, peso próprio e demais esforços (exceto torque magnético);
- Forças centrífuga, compressiva e diferença de temperatura aplicada.

Observou-se, na condição “a”, que já existe um valor alto (561 MPa) de concentração de tensão próximo à junção da aranha com o cubo do rotor. Para outros locais, no entanto, a estrutura é pouco solicitada, mantendo níveis baixos de tensão.

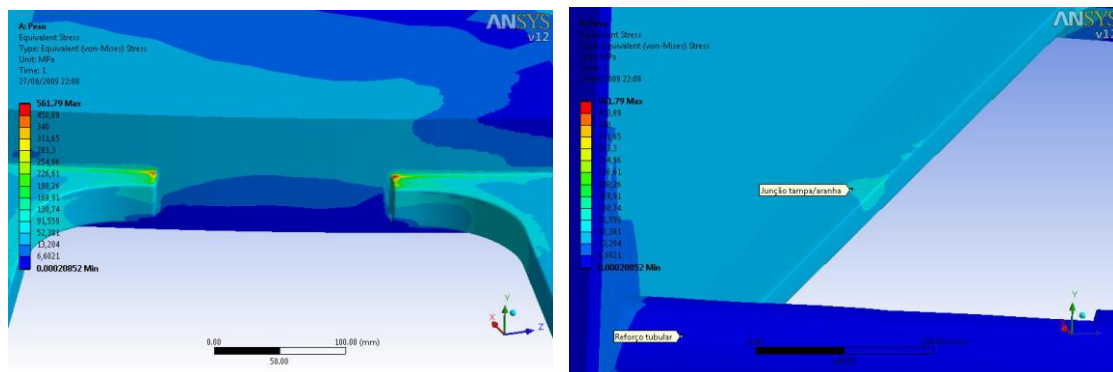


Figura 20 - Efeitos do peso próprio da estrutura.

Para a condição “b”, observam-se valores de tensão ainda mais altos nos pontos críticos da estrutura. Além disso, o estado de tensões aparece agora como simétrico, já que o esforço anti-simétrico do torque não foi considerado.

Para a condição “c”, levando em conta efeitos de temperatura, observa-se a flutuação total da coroa magnética na rotação síncrona. Os resultados indicaram para a aranha uma expansão radial significativamente maior em relação à condição sem temperatura. Verificou-se, também, a ocorrência de singularidades na junção cubo-aranha e na região de junção entre tampa do rotor e aranha. Além disso, notou-se que a região entre a tampa do rotor e aranha apresenta diferenças na expansão total.

Não foi observada nenhuma relação entre o estado de tensão advindo dos esforços modelados e as regiões de trincas em reforços tubulares, chapas defletoras de ar e chapas superiores. A ocorrência de trincas nessas regiões pode estar relacionada com fenômenos dinâmicos ou mesmo com tensões residuais do processo de soldagem.

7.4 Outras condições

Ao longo deste estudo várias hipóteses foram levantadas quanto à origem das trincas. Algo notável, no entanto, é o papel que das tampas inferiores do rotor parece ter sobre o braço da aranha. A adição dessas peças consiste em uma modificação do projeto original, com o intuito de evitar o acesso de resíduos desprendidos das lonas de freio durante as frenagens do gerador pelo fechamento das aberturas inferiores de aspiração de ar do circuito de ventilação.

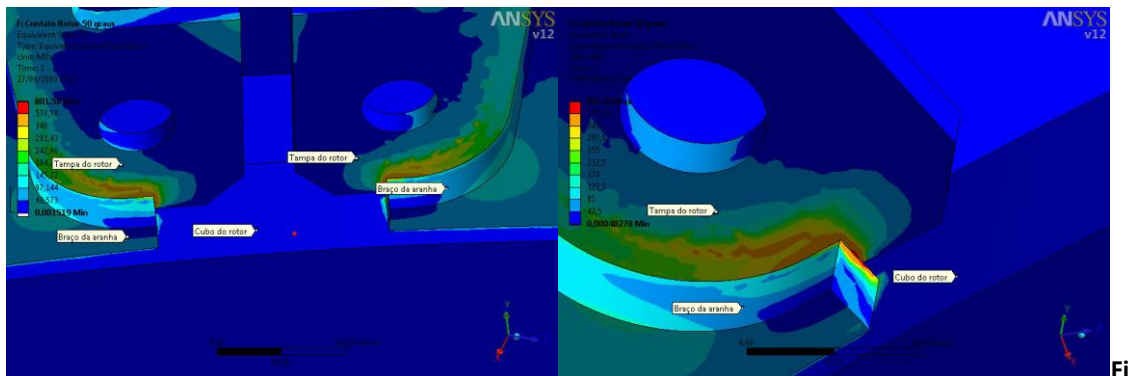


Figura 21 - Efeitos da tampa do rotor com rotação e expansão térmica.

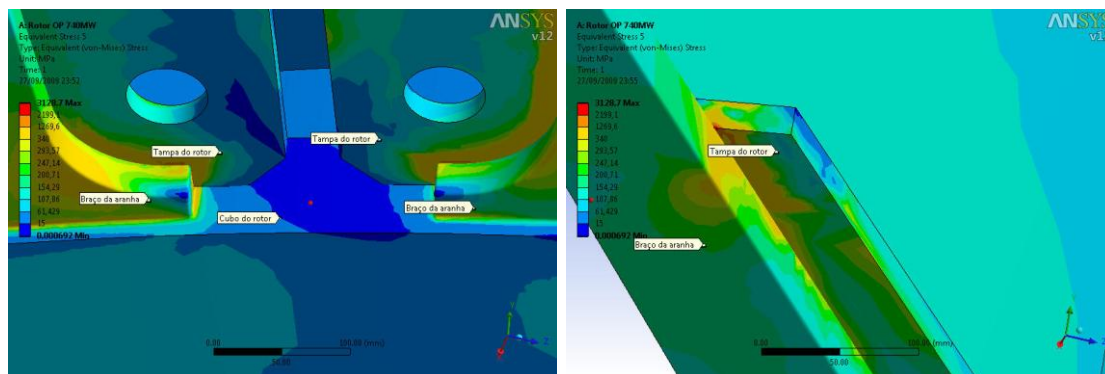


Figura 22 - Efeitos da tampa do rotor em operação a 740 MW

Observou-se, também, que existe uma considerável restrição da expansão da tampa sobre o gerador. Tal restrição pode induzir estados de tensão favoráveis à nucleação e propagação de trincas.

7.5 Análise modal

A análise modal foi feita de forma livre, ou seja, sem pré-carregamento de tensões. Tal procedimento se deve a uma limitação da interface entre ANSYS Workbench e ANSYS Mechanical APDL, quando utilizado o comando cyclic, impossibilitando que as variações de rigidez devido ao estado de tensão (pré-carregamento) pudessem ser levadas em conta. A seguir, prosseguiu-se com uma comparação entre as frequências



IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

naturais calculadas pelo aplicativo e as principais frequências de excitação possíveis da estrutura.

A priori, não se observou nenhuma frequência de excitação coincidente com frequências naturais, sinalizando a não ocorrência de ressonâncias. Deve-se observar que análises modais baseadas em mecânica dos sólidos computacional não são normalmente objeto de análise detalhada durante o projeto, e não o foram no projeto de ITAIPU. Assim, as questões dinâmicas do projeto de um hidrogerador dependem fortemente do know-how do fabricante.

8.CONCLUSÃO/CONCLUSION

Foi feita uma modelagem geométrica em CAD e aplicada no estudo da ocorrência de trincas nos rotores dos geradores ABB de 60 Hz de ITAIPU. A associação dos resultados obtidos com as observações práticas confirma que a simulação numérica pelo método dos elementos finitos permite entender quais os efeitos dos esforços participantes sobre o estado de tensão do rotor do gerador, estabelecendo uma correlação com as trincas observadas.

Em função de limitações do aplicativo e dificuldades de convergência, não foi possível modelar as forças de natureza dinâmica. Comprovou-se, no entanto, que do ponto de vista estático, as forças de Maxwell podem ser desprezadas sem prejuízo na representatividade dos resultados para as condições estudadas. Isto se deve a que as forças estáticas de Maxwell e as forças centrífugas possuem o mesmo efeito e a flutuação da coroa ocorre por efeitos centrífugos já na rotação nominal, mesmo com o rotor a frio.

Não houve diferenças significativas entre os estados de tensão para 740 e 766 MW. Observou-se, no entanto, que a força peso é um esforço significativo no rotor do gerador. Além disso, a superposição do peso com condições simétricas de operação (i.e., velocidade síncrona e sem torque magnético) induziu tensões muito altas. Observou-se uma simetria na distribuição desse estado de tensão. Comprovou-se também que a dilatação térmica é um fenômeno importante no estabelecimento de pontos de singularidades. Parece existir uma relação direta entre o aspecto térmico do problema e a nucleação e propagação de trincas nos pontos mais críticos.

De modo geral, foi possível correlacionar os pontos mais críticos de nucleação de trincas com o estado de tensão e com a restrição elástica da tampa do rotor quando em operação. A diferença de expansão existente entre aranha e tampa do rotor parece contribuir com as singularidades de tensão. Isto se deve à configuração atual, onde a tampa é uma chapa sobreposta soldada sobre a chapa inferior da aranha.

Algumas trincas continuam sem uma solução ou confirmação quanto a suas origens, tais como nas chapas defletoras de ar e nos reforços tubulares. Atribui-se como causa dessas trincas as tensões residuais induzidas pelo processo de soldagem, uma vez que essas ocorreram nas zonas termicamente afetadas pelo calor.



IX SEMINARIO DEL SECTOR ELECTRICO PARAGUAYO - CIGRÉ
13, 14 y 15 de Octubre de 2010

A análise modal, de forma preliminar, exclui a possibilidade de ressonâncias. Este estudo geralmente não era feito em grandes hidrogeradores, levando a uma grande dependência no *know-how* do fabricante. Neste sentido, a investigação dos aspectos dinâmicos do gerador possibilitou observar que não existe coincidência entre frequências de excitação e frequências naturais calculadas.

Por fim, deve-se observar que o método dos elementos finitos é uma poderosa ferramenta, mas que também possui suas limitações. Certamente existem muitos outros aspectos do problema estudado que não foram cobertos neste trabalho, e cuja análise exige métodos diferentes daqueles aqui utilizados. Fica claro, no entanto, que no atual estado-da-arte das ferramentas da Mecânica dos Sólidos Computacional é inviável modelar cada máquina separadamente, com todo seu histórico, suas particularidades e condições de carga e contorno. Nesse sentido, entende-se que mesmo o uso de métodos avançados e complexos para a análise de um problema nunca poderão substituir o conhecimento, experiência e o senso crítico do profissional de Engenharia.

REFERÊNCIAS/REFERENCES

- ANSYS. ANSYS Meshing Application Introduction. Canonsburg, PA, EUA, 2009.
- CIEM. Calculation of the coupling between rotor and main shaft. Foz do Iguaçu, PR, 1984.
- CIEM. Design calculation of the rotor structure. Foz do Iguaçu, PR, 1984.
- ITAIPU. Itaipu hydroelectric project - Engineering features. 1. ed. Foz do Iguaçu, PR: ITAIPU Binacional, 1994.
- POINTER, J. Understanding accuracy and discretization error in a FEA model. In: 2004 International ANSYS Conference Proceedings. Pittsburgh, PA, EUA: [s.n.], 2004.
- SHAH, C. Mesh discretization error and accuracy of finite element solutions. In: 2002 International ANSYS Conference Proceedings. Pittsburgh, PA, EUA: [s.n.], 2002.
- SITJAR, E. C. et al. Identificación y estudios preliminares para la solución del problema de fisuras (trincas) en los rotores de generadores de las unidades de 60 Hz de Itaipu. Foz do Iguaçu, PR, 2004.
- TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N. Teoria da elasticidade. 3. ed. Rio de Janeiro, RJ: Guanabara, 1980.
- WANG, Z.; DRAPER, D.; CHEN, J. How to achieve quick and accurate FE solution - small radius removal and element size. In: 2006 International ANSYS Conference Proceedings. Pittsburgh, PA, EUA: [s.n.], 2006.