



Grupo de estudo de geração hidráulica – GGH

Excitação de frequências portadoras no conduto forçado de uma usina hidrelétrica

DALTON ROCHA AMARAL; JEFERSON INACIO LOPES; AENDER DE PAULA MOURA; ROBSON DE CARVALHO BRITO; ERIC RODRIGO DE MORAES; LUIS FERNANDO A PREHL JR.; CRISTIANO DE MELO NASCIMENTO; MARCOS ANTONIO CIRINO

RESUMO

O trabalho apresenta estudos desenvolvidos no conduto forçado da unidade geradora nº03 da UHE Itutinga no sentido de encontrar as causas de vibração acima do normal nesse componente.

Foram realizados ensaios para verificação do comportamento dinâmico do conjunto unidade geradora e conduto forçado, onde foram monitoradas as amplitudes de vibração, oscilação de eixo, variação de pressão na caixa espiral e no tubo de sucção e tensões dinâmicas no conduto.

É identificada a causa raiz do fenômeno de vibração do conduto, agravado no ano de 2011. Acredita-se que este fenômeno esteve presente na usina hidrelétrica desde o início de operação em 1955.

PALAVRAS-CHAVE

Frequência natural hidráulica, vibração, conduto forçado, comportamento dinâmico, batimento.

1.0 - INTRODUÇÃO

Em Abril de 2011 foi constatado indícios de vibração excessiva no conduto forçado da unidade geradora nº03 da UHE Itutinga, que foram confirmados através de coletas das primeiras medições de vibração do conduto. No ano de 2012 deu-se início a uma análise aprofundada sobre a vibração do conduto com a realização de novos ensaios pela engenharia da Cemig, incluindo a realização de escavações para inspeção dos berços de concreto.

Durante os ensaios, foram monitoradas a vibração no conduto forçado e suas respectivas tensões além das variáveis comuns inerentes à amplitude de vibração, oscilação de eixo e variação de pressão na caixa espiral e tubo de sucção (1), (2), (3), (4), em conjunto com a unidade geradora. Os estudos levaram a suspeita do problema se tratar de frequência natural com a identificação da frequência de 7,57Hz e da descoberta de batimento no conduto forçado.

Nos meses de Janeiro a Março de 2013 foram realizados procedimentos para reforçar o conduto com anéis de aço e novos ensaio de vibração foram realizados, identificando a redução da vibração em até 10 vezes. A partir do ano de 2014 foram adotadas medidas sistemáticas de acompanhamento no equipamento.

2.0 - DESENVOLVIMENTO

2.1 Vibração do conduto forçado

Após uma série de ensaios específicos (3)(4), aponta-se a causa raiz do fenômeno de vibração do conduto observado em meados de 2011 e que possibilita concluir que este fenômeno sempre esteve presente na usina desde o início de operação em 1955.

2.1.1 Pontos monitorados

A equipe de engenharia da Cemig definiu os pontos iniciais a serem monitorados ao longo do conduto. Dividiu-se o comprimento da tubulação exposta em três seções e identificados 4 (quatro) pontos espaçados entre si em 90°. Desta forma, foi possível verificar o comportamento vibracional em cada uma das seções. A Figura 1 - (a) apresenta um destaque de foto aérea para o conduto da unidade geradora nº 03 que apresentou o problema. A Figura 2 a seguir mostra a orientação dos pontos de monitoramento da vibração do conduto.



FIGURA 1 - (a) Foto área UHE Itutinga, condutos

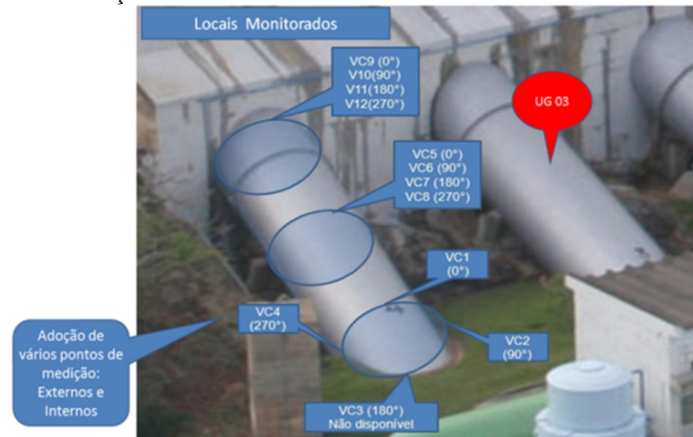


FIGURA 2 - Orientação dos pontos de medição

2.1.2 Vibração encontrada

A Figura 3 apresenta o gráfico da vibração do conduto da UG03. Pode-se observar que a vibração cresce com o aumento da carga na unidade geradora. Para os pontos superiores de cada seção, esse crescimento é mais acentuado, chegando próximos de **26 mm/s**. Vejamos:

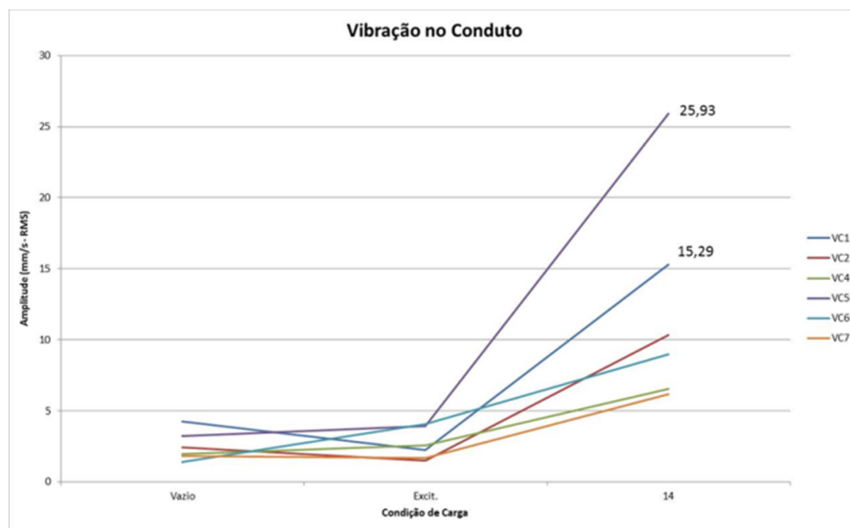


FIGURA 3 - Gráfico das vibrações no conduto

2.1.3 Teste de impacto para frequências naturais – Bump test

Outro ensaio importante foi o “bump test” que aponta as principais frequências naturais da estrutura. No modo de “teste de impacto com máquina rodando”, o software filtra do espectro de frequência abaixo os valores

provenientes da excitação normal da máquina em funcionamento, ou seja, mostra somente os “picos” gerados por uma excitação externa causada por batidas sequenciais no conduto. Neste ensaio, não foi identificada a frequência esperada próxima de 7,50 Hz, entretanto, com o avançar do trabalho, percebeu-se que o filtro utilizado identificou que a frequência natural, somente estrutural, realmente não era a maior excitação, mas sim a frequência natural hidráulica.

2.1.4 Frequências evidenciadas

Com o auxílio dos ensaios de faixa operativa, mostrou que a unidade geradora, de uma maneira geral, não é afetada pela excitação de 7,50 Hz do conduto, ou seja, não afeta a dinâmica rotativa da máquina. Para toda a faixa de carga, em momento algum fora evidenciada esta frequência nos pontos monitorados na máquina, inclusive para a vibração axial e pressão no tubo de sucção. Na “cabeça” do servomotor também não foi observada esta frequência, estando o regulador limitado ou sem limitação.

No teste de fechamento rápido em “speed no load” percebeu-se um aumento normal da pressão na caixa espiral de 24,78 para 26,93 mca, diferença de 2,15 mca. A análise de frequência da forma de onda logo após o fechamento também não mostra os 7,50 Hz do conduto.

A pressão de abertura/fechamento do servo-motor também foi monitorada e não está presente a frequência de 7,50 Hz.

Realizada medição da vibração do rotor taquimétrico e não foi identificada relação alguma com o fenômeno.

Por meio da verificação de vórtices no canal de adução, iniciou a pesquisa sobre a influência destes no fenômeno. Suspeitando da presença de vórtices de “Von Karman” no interior da tubulação seguiu-se para uma análise da posição da comporta. Por meio de medição “rústica” utilizando um sistema de corda e peso, verificou-se o posicionamento das comportas de cada unidade. Foi observado que a comporta da UG03 estava aproximadamente 500 mm abaixo se comparado com as outras. A comporta foi erguida e novas medidas foram coletadas no conduto. Diferentemente do que se esperava, praticamente não houve alteração do comportamento vibracional do conduto.

Os vórtices de Von Karman ou de baixa carga que poderiam ser causados por uma obstrução do fluxo, por exemplo, pela comporta, não preocupam, pois a frequência destes vórtices teria que variar com a potência, o que não é o caso da UG3, pois a frequência perturbadora era constante na faixa de 7,5 Hz.

Outra hipótese levantada seria de que algo estivesse bloqueando parcialmente as grades, causando vórtices na tomada d’água. Fenômeno este que poderia sim potencializar a vibração no conduto. Através de mergulhos técnicos realizados, esta pressuposição fora descartada. A Figura 4 a seguir mostra o gráfico com os espectros de frequência dos pontos do conduto forçado.

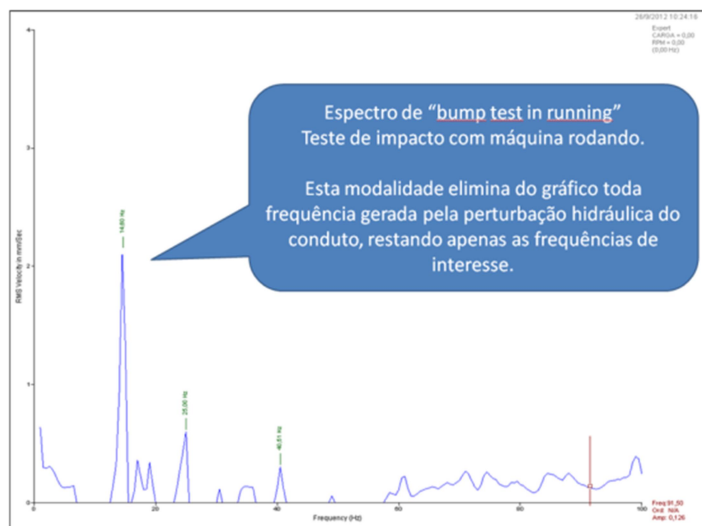


FIGURA 4 - Espectro de frequência do conduto forçado

2.1.5 Escavações

Ainda nos ensaios de faixa operativa, identificada uma insurgência d’água na escotilha de acesso à caixa espiral da unidade geradora, que pulsava em uma fresta no concreto. Desta forma, decidiu-se por escavar a terra que cobre parcialmente a tubulação com o intuito e verificar as condições da tubulação e dos berços de concreto encobertos e a procedência da água. Verificou-se que o berço estava cumprindo adequadamente sua função de apoio do conduto.

2.1.6 Integridade da tubulação

No dia 17/10/12 foi realizada a medição de espessura do conduto forçado da # 3 de Itutinga por ultrassom e não foi detectada anormalidade em relação às medidas de projeto.

A medida nominal é $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) e foram realizadas medidas radiais e longitudinais, sendo nas partes superior, inferior lado máquina 2 e 4. A média de todas as medidas realizadas foi de 13,023 mm, sendo 12,0 e 14,0 o menor e maiores valores encontrados, respectivamente.

2.1.7 Ensaio de extensometria

A equipe de engenharia da Cemig recomendou no curto prazo a realização de ensaio de extensometria na chaparia do conduto forçado conforme a Figura 5. Visava determinar as tensões atuantes nas regiões acessíveis mais solicitadas do conduto, para subsequente comparação com as tensões admissíveis do material.

O objetivo deste ensaio foi calcular por meio de coleta extensométrica, as tensões no conduto forçado 3 da usina de Itutinga da CEMIG. Verificou-se que as tensões atuantes no conduto, apesar da vibração, não atingiram valores expressivos. As tensões medidas no conduto estão abaixo dos limites de escoamento, admissível e de fadiga do material. Ver quadro comparativo ao lado da foto abaixo.

Ensaio de Extensometria - Tensões

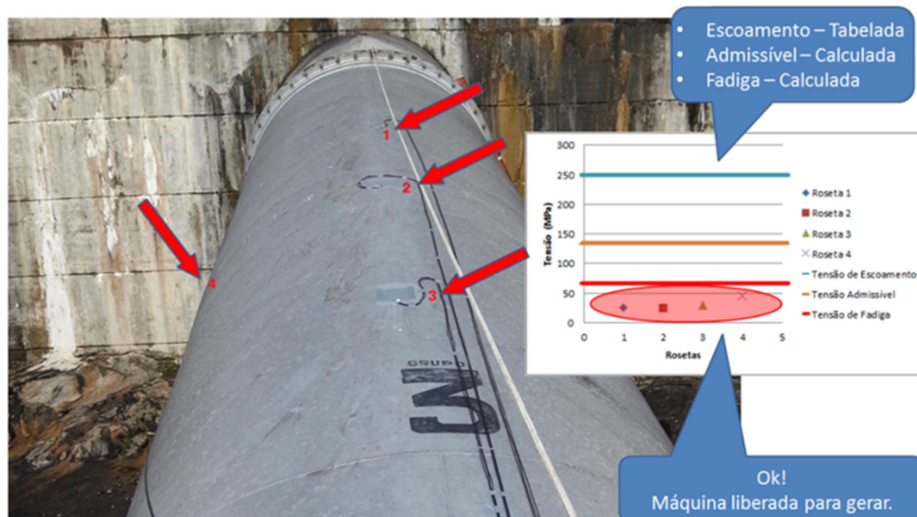


FIGURA 5 - Pontos de extensometria

2.1.8 Vibração na seção transversal

Outra maneira de verificar o modo de vibração do conduto foi a medição em 36 pontos na seção “entre berços”. De maneira geral o modo de vibração do conduto se dá na porção superior, ou seja, há valores globais maiores nos pontos superiores e valores menores nos pontos inferiores.

As medidas foram coletadas e o resultado é mostrado através do gráfico na Figura 6 a seguir:

“Retrato Vibracional”
da seção transversal.
36 medições a 10°.

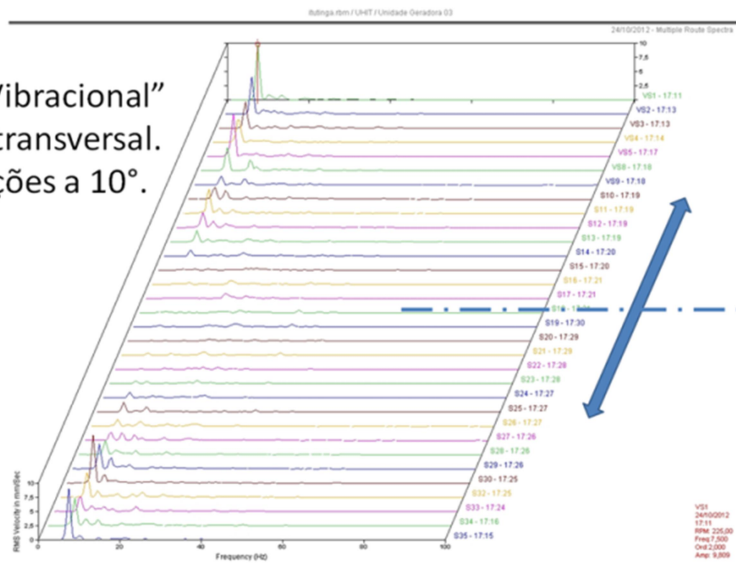


FIGURA 6 – Gráfico do Perfil vibracional da seção transversal

2.1.9 Oscilação de pressões

Dando prosseguimento à pesquisa das causas fundamentais da vibração do conduto, a engenharia partiu então para a correlação da variação da pressão no tubo de sucção com o evento de vibração do conduto. Uma das importantes ligações da máquina com seu conduto é exatamente a massa hídrica presente com suas oscilações de pressão. Esta relação para o estudo foi de grande importância visto que, além de ter sido observada a mesma frequência de excitação, nos deu embasamento para apontar que esta frequência não poderia ser indicada como 2º harmônico como se acreditava.

Esta variação de pressão, entretanto, poderia estar excitando outros componentes da turbina, entre eles, o servo motor das palhetas. Desta forma, mediu-se com um sensor de pressão a variação desta grandeza na câmara de abertura do servo motor. Mediu-se também a variação da posição do êmbolo deste servo motor com a utilização de um LVDT (linear variable differential transformer). Para ambos os pontos observou-se a frequência próxima do segundo harmônico, entretanto, a frequência de excitação não era 7,50 Hz como se havia imaginado, mas sim 7,57 Hz.

A Figura 7 - (a) e Figura 7- (b) mostram respectivamente gráficos do espectro do ponto PCA (Pressão na Câmara de Abertura) e o espectro da movimentação do LVDT de abertura do servomotor estando a UG03 em plena carga. Nos dois gráficos anteriormente mostrados, destaca-se a frequência de 7,57 Hz que até então NÃO havia sido evidenciada, visto que a vibração na cabeça do servo-motor coletada via aparelho portátil CSI nos mostrava somente 7,50 Hz e indicava como uma excitação em 2º harmônico. Vale ressaltar que para conseguir destacá-la da forma abaixo, um efeito de “zoom” no software teve que ser aplicado.

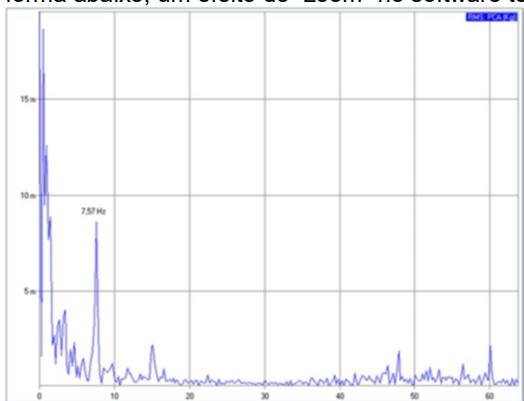


FIGURA 7 - (a) Gráfico de Espectro da pressão na câmara de abertura

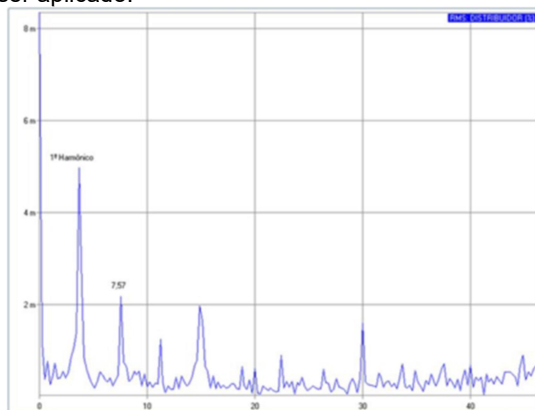


FIGURA 7 - (b) Gráfico de Espectro de movimentação do LVDT no servomotor de abertura

2.1.10 Influência de máquinas vizinhas

Na Figura 8 é apresentado um comparativo de grandezas com relação à carga das máquinas vizinhas. Ressalta-se que os valores em RMS NÃO apresentaram discrepâncias acentuadas. Uma única observação para o ponto PTS (Pressão no tubo de sucção) que na condição chamada na tabela de “independente”, apesar de ter apresentado o maior valor de pk-pk (8,25 mca) se comparado com outras condições, teve o menor valor RMS (0,80 mca). Segue o comparativo de grandezas:

Ensaio de Influência das UG's Vizinhas

Comparativo da UG03 com as máquinas vizinhas

		MCS M (µm)	MGS HM (µm)	MGI M (µm)	MGI HM (µm)	MGT-M (µm)	MGT-HM (µm)	DAE (µm)	PTS (mca)	PCF (kg)	PCA (%)	Pos. Distrib. (%)	Pot. Ativa (MW)
UG03=14MW UG04=13MW UG02=5MW	Máximo	-112,73	7,40	97,89	193,86	326,89	74,92	-578,29	5,17	24,18	7,59	95,91	14,43
	Mínimo	-249,39	-168,11	-148,45	-154,49	146,10	-82,37	-1009,10	-2,62	22,96	7,19	92,54	14,39
	Máx - Mín	136,66	175,51	246,34	348,35	180,79	157,29	430,82	7,79	1,21	0,40	3,37	0,03
	Média	-179,71	-77,81	-17,16	25,30	239,04	-5,18	-866,85	1,03	23,56	7,39	94,20	14,41
	Desvio Padrão	26,22	37,83	57,97	95,04	30,05	30,19	57,16	0,61	0,14	0,05	0,87	0,00
RMS	181,61	86,21	60,45	98,35	240,92	30,69	868,71	1,20	23,56	7,39	94,21	14,41	
UG03=14MW UG04=13MW UG02=12MW	Máximo	-114,90	-1,17	102,25	195,63	330,88	78,77	-575,13	4,65	24,01	8,08	96,52	14,41
	Mínimo	-249,39	-175,74	-148,92	-151,97	149,46	-78,86	-1018,42	-2,33	22,86	7,59	95,94	14,39
	Máx - Mín	134,49	174,61	251,17	347,61	181,42	157,62	443,28	6,98	1,15	0,49	0,98	0,03
	Média	-180,35	-81,83	-17,37	24,26	238,19	-7,02	-872,29	1,47	23,40	7,85	96,23	14,40
	Desvio Padrão	26,90	38,48	60,24	96,37	25,73	29,98	56,01	0,57	0,14	0,09	0,15	0,00
RMS	182,34	90,43	62,69	99,38	240,04	30,79	874,07	1,57	23,40	7,85	96,23	14,40	
UG03=14MW UG04=5MW UG02=12MW	Máximo	-116,85	-0,53	96,94	196,75	319,92	76,01	-599,21	4,46	23,78	7,76	97,06	14,40
	Mínimo	-249,69	-170,65	-160,11	-160,82	145,78	-81,70	-1022,36	-1,53	22,49	7,41	96,43	14,37
	Máx - Mín	132,84	170,13	257,05	357,57	170,15	157,71	423,15	5,99	1,29	0,94	0,84	0,03
	Média	-182,19	-81,02	-22,73	19,22	232,85	-11,13	-885,02	1,15	23,77	7,60	96,72	14,38
	Desvio Padrão	26,41	38,58	58,29	97,46	29,69	31,15	56,14	0,59	0,13	0,06	0,15	0,00
RMS	184,03	89,74	59,56	99,33	239,69	33,08	887,79	1,29	23,27	7,60	96,72	14,38	
UG03=14MW Independente	Máximo	-105,90	16,82	105,95	207,28	348,18	83,04	-622,78	5,34	24,52	7,17	98,89	14,41
	Mínimo	-257,79	-172,60	-179,65	-169,86	140,85	-86,47	-1066,78	-2,91	23,37	6,71	98,30	14,39
	Máx - Mín	151,89	189,41	285,59	377,13	207,32	169,51	444,00	8,25	1,14	0,45	0,58	0,03
	Média	-180,40	-77,93	-18,03	25,76	239,60	-2,54	-919,97	0,51	23,93	6,97	98,61	14,40
	Desvio Padrão	28,59	41,10	67,78	105,90	36,26	35,57	55,94	0,61	0,14	0,10	0,15	0,00
RMS	182,65	88,10	70,13	108,69	242,32	35,66	921,65	0,80	23,93	6,97	98,61	14,40	

NÃO verificamos diferenças relevantes, nem de oscilação de eixo e nem de pressões dinâmicas.

FIGURA 8 – Comparativo de grandezas com relação à carga das máquinas vizinhas

NOTA: A UG01 NÃO sofreu variação de carga, DAE: Deslocamento Axial de Eixo, PTS: Pressão no tubo de sucção, PCF: Pressão no Circuito de fechamento do servo-motor, PCA: Pressão no Circuito de Abertura do servo-motor.

2.1.11 Batimento

Durante o ensaio de faixa operativa foi observado que a vibração no conduto era instável, ou seja, variava com o tempo. Aumentou e diminuiu sua amplitude de forma intermitente. O período e a frequência das ondas moduladoras foram, ora da ordem de 6,4 seg (0,15625 Hz), ora de 11,87 seg (0,08425 Hz). A forma de onda mostrada no Gráfico da Figura 9 a seguir retrata este fenômeno.

Constatação do “Batimento”



FIGURA 9 - Gráfico da gorma de onda longa (Batimento)

2.1.12 Ressonância hidráulica no conduto

Problemas de vibração podem ser causados por ressonância hidráulica do líquido dentro do sistema turbina/tubulação. Quando pulsações de pressão induzidas pela turbina são refletidas pelo sistema de tubulações a adicionadas em fase ao pulso da fonte, a amplitude do pulso é aumentada. Altas pressões resultantes podem causar falhas mecânicas tanto na tubulação quanto nos componentes da turbina, podendo gerar níveis de ruídos inaceitáveis e causar vibração dos componentes do sistema. A experiência tem mostrado que as seguintes medidas podem provar ser efetivas na correção da ressonância hidráulica:

- Modificar a tubulação ressonante ► Inserir reforços no conduto;
- Mudar a rotação da turbina ► Solução inviável;
- Mudar as características internas de projetos da turbina ► Solução inviável;
- Inserir um amortecedor (damper) no sistema turbina/tubulação ► Solução complexa pela geometria do conduto de Itutinga.

NOTA: Modificações na turbina, tubulação ou estruturas de suporte que não mudam a resposta da pulsação (frequência natural hidráulica) do sistema turbina/tubulação não corrigirão a condição ressonante.

A engenharia calculou, estimativamente, a frequência natural hidráulica cujos valores ficam no intervalo de 5,5 a 10,1 Hz, sem inversão de fase da onda de pressão e com inversão de fase da onda a chegar ao reservatório, respectivamente.

Desta forma, há fortes indícios que a frequência de 7,57 Hz, presente em praticamente todos os espectros, possa estar relacionada com esta natural hidráulica. O comprimento teórico da tubulação está na faixa de 45 metros, sendo que a frequência natural hidráulica calculada para esta condição também é da ordem de 7,50 Hz.

Devido à resolução e a característica de apresentação dos resultados dos softwares envolvidos na análise, verificou-se que estes associavam a frequência em questão com o 2º harmônico da rotação. Fato este que deve ser observado e prontamente ponderado quando se tratar de análise de vibração de condutos. Assim, fora observado que a frequência de 7,50 Hz até então notada nos equipamentos de medição “off line” é, na verdade, a frequência de 7,57 Hz. Há, portanto, grande possibilidade desse fenômeno estar associado a esta natural hidráulica.

O conduto forçado vibra devido à excitação da frequência natural do conjunto “conduto+água” que é da ordem de 7,57 Hz. Excitação gerada pelo segundo harmônico da rotação da UG – 7,50 Hz – resultando um fenômeno vibracional chamado de “Batimento”. Conforme já foi dito, a unidade geradora não é afetada pela vibração do conduto cuja frequência de 7,57 Hz que está presente na maioria dos espectros de pontos da unidade geradora,

entretanto com amplitudes bem baixas. Para os pontos do conduto, esta frequência impera e representa praticamente toda a energia vibracional envolvida.

2.1.13 Instalação dos anéis

A primeira ideia seria verificar a existência de desenhos na usina que mostrem detalhes das cintas existentes na UG01 e UG02. A ideia é iniciar o processo para confeccionar cintas semelhantes para a UG03 e UG04. Estas NÃO seriam fixadas nos berços de concreto como nas unidades 01 e 02, pois estes não foram projetados para tal. Seriam sim colocadas e distribuídas de maneira regular no conduto de forma a aumentar sua rigidez e minimizar as deformações, conseqüentemente as tensões envolvidas.

A partir disso e como resultado de toda a análise que fora até então conduzida, decidiu-se envolver o conduto com anéis de reforço bipartidos (cintas) e simplesmente parafusados, para conter as oscilações.

A empresa Sinergia recomendou inicialmente a aplicação inicial de 04(quatro) anéis de reforço nas regiões mais solicitadas do conduto visando aumentar sua rigidez e, assim, atenuar as amplitudes de vibração, reduzindo, por conseguinte, as tensões atuantes na chapa. A ideia inicial seria que os anéis tivessem geometria idêntica à dos instalados no aparelho de apoio dos condutos 1 e 2, conforme ilustrado na foto abaixo.

Os anéis de reforço devem ser aplicados nas seguintes posições:

- 02 (dois) na seção transversal localizada no meio do vão entre os berços ($L/2$);
- 01 (um) na seção transversal posicionada a uma distância $L/4$ do berço superior;
- 01 (um) na seção transversal posicionada a uma distância $L/4$ do berço inferior, desde que esta não esteja na região enterrada.

No caso dos dois anéis a serem instalados na seção localizada em $L/2$, os mesmos deverão ser posicionados com o mesmo espaçamento existente nos condutos 1 e 2, viabilizando, se necessário, instalação futura de um aparelho de apoio idêntico no conduto da unidade geradora nº3.

Com o novo projeto, contratou-se a empresa Dimag de São João Del Rei para confeccionar e montar os anéis. Assim, no período de 11 a 15/03/13, os chamados colares de segurança foram devidamente montados nas seções indicadas pela engenharia. A Figura 10 apresenta o resultado do trabalho de montagem dos anéis:



FIGURA 10 – Montagem dos anéis no conduto forçado

2.1.14 Níveis de vibração – Antes e depois

A seguir a Figura 11 apresenta dois gráficos comparativos do espectro de frequência de antes e depois da instalação dos anéis.

O Antes e o Depois - Espectro de frequência

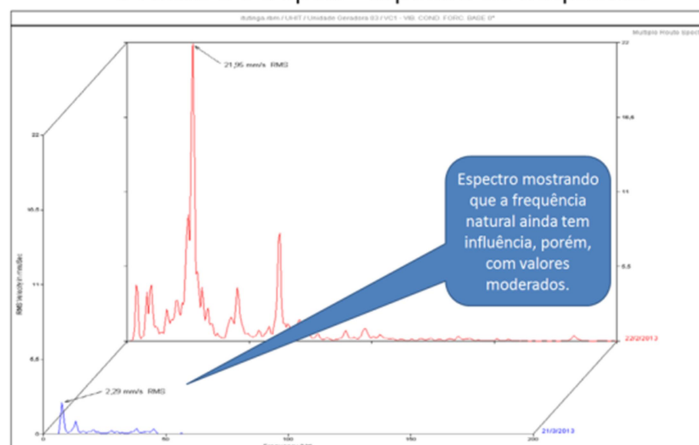


FIGURA 11 – Gráficos comparativo, espectro antes e após a instalação dos anéis

A Figura 12 apresenta os valores de RMS foram que foram consideravelmente reduzidos.

UHE ITUTINGA - Níveis de vibração no conduto forçado da UG 03

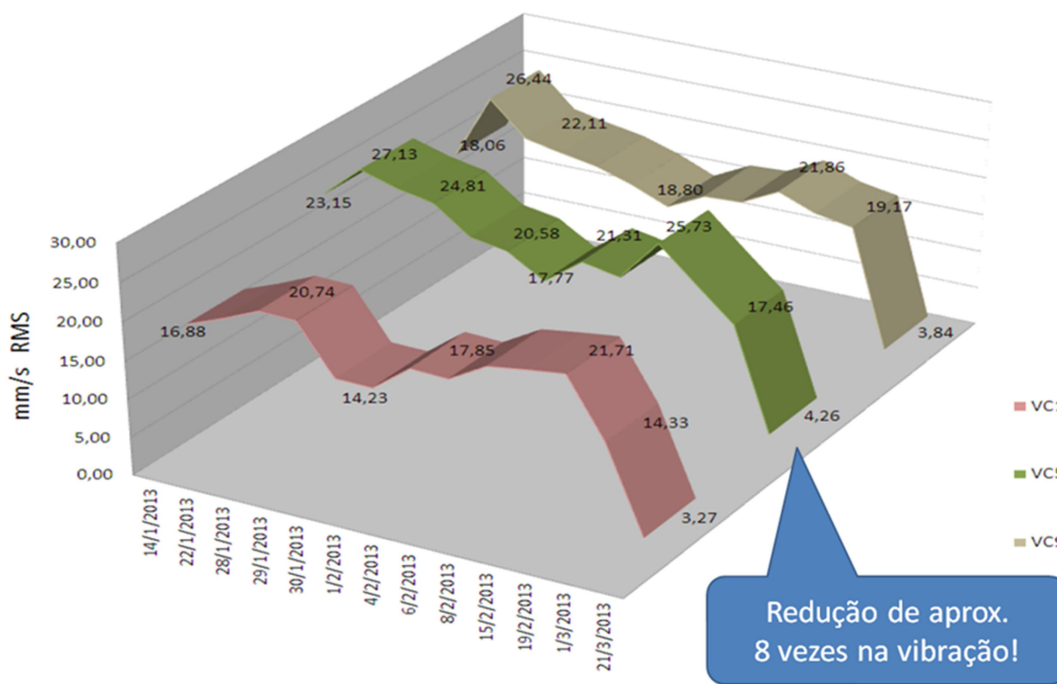


FIGURA 12 – Níveis de vibração no conduto da UG3, valores em RMS

3.0 - CONCLUSÃO

3.1 Faixa Operativa

Manter as faixas operativas conforme a nova Limitação Operativa, vigente desde 28/12/2012, com o número 11.102 – ENGENHARIA CEMIG – 079, revisão J, que foi atualizada considerando os resultados dos ensaios registrados neste relatório.

3.2 Vibração do Conduto

Concluímos que o conduto forçado vibra devido à excitação da frequência natural do conjunto “conduto + água” que é da ordem de 7,57 Hz. A excitação causada pelo segundo harmônico da rotação da UG – 7,50 Hz – resultando um fenômeno vibracional chamado de “Batimento”. A onda moduladora representa exatamente a diferença entre estas duas frequências: $7,57 - 7,50 = \pm 0,07$ Hz.

A unidade geradora 03 não é afetada pela vibração do conduto. A frequência de 7,57 Hz está presente na maioria dos espectros de pontos da unidade geradora, entretanto com amplitudes bem baixas. A instalação dos três anéis de reforço superou as expectativas e reduziu os níveis de vibração do conduto a patamares perfeitamente aceitáveis.

4.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(1) ISO 7919-3, Mechanical vibration of non-reciprocating machines — Measurements on rotating shafts and evaluation criteria — Part 3: Coupled industrial machines

(2) ISO 7919-5, Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts — Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants

(3) ISO 10816-1, Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on nonrotating parts — Part 1: General guidelines

(4) ISO 10816-5:2000, Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on nonrotating parts — Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants

5.0 - DADOS BIOGRÁFICOS



Graduado em Engenharia Mecânica pela PUC Minas (1999) com título de mestrado defendido em 2015. Atua como engenheiro de planejamento da manutenção da geração na Cemig Geração e Transmissão S.A. - Empresa de renome que atua no setor energético a mais de 60 anos e possui sede em Minas Gerais. Ampla experiência na área de engenharia mecânica, com ênfase em diagnóstico e análise de desempenho de equipamentos diversos presentes em usinas hidrelétricas e térmicas. Baseado em conhecimento em análise de comportamento dinâmico de máquinas rotativas de grande e pequeno porte, desenvolve e coordena trabalhos na engenharia preditiva no que tange a avaliação e ponderação de relatórios técnicos e diagnósticos de condição dinâmica das unidades geradoras e seus principais auxiliares. Atua também como instrutor do curso de vibrações e análise preditiva na Univercemig, localizada em Sete Lagoas-MG. Ministra os cursos de Metrologia e Elementos de Máquinas na IFMG - campus Betim. Baseado na metodologia do PMI, já coordenou e atuou como líder em grandes projetos de novos empreendimentos energéticos, reforma e modernização de usinas hidrelétricas e térmicas. Como gerente de projeto, atuou em projeto de pesquisa, desenvolvimento e inovação (P&D) de um sistema de monitoramento preditivo para vasos de pressão, o que lhe direcionou a fazer mestrado na área de comportamento acústico de aço estrutural, em parceria com a PUC Minas.