



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

Versão 1.0
22 a 25 Novembro de 2009
Recife - PE

GRUPO -I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA - GGH

NOVAS TECNOLOGIAS APLICADAS PARA MEDICÃO DE RENDIMENTO EM HIDRO-GERADORES

Luciano Fedalto(*)
Lactec

José R. C. Azevedo Neto
Light

Carlo G. Filippin
Lactec

Borys W. D. Horbatiuk
Lactec

João Nestor Stenzel
Lactec

RESUMO

O operador do sistema elétrico brasileiro controla variáveis macro do processo, como a potência elétrica gerada, podendo solicitar capacidade máxima de geração as concessionárias. A geração hídrica é dependente da relação entre a quantidade de água armazenada e a potência instalada em cada unidade. Assim, o rendimento da turbina e gerador exigirá uma determinada quantidade de água para cada Mega-Watt de energia gerado. Logo, é de interesse das concessionárias o domínio de métodos que mesurem de forma mais simples e precisa o rendimento de hidrogeradores, podendo assim aperfeiçoar a utilização dos reservatórios na geração de energia nas suas unidades.

PALAVRAS-CHAVE

Rendimento de Hidrogerador, Método termodinâmico, Mecânica dos Sólidos, Extensometria, Fase-Período

1.0 - INTRODUÇÃO

A capacidade de produção de energia de uma unidade geradora é função do volume do reservatório, da potência instalada da unidade e de seu rendimento. Estes fatores definem a dita energia firme possível de ser fornecida de forma continuada. Logo, o conhecimento de forma precisa do rendimento das unidades geradoras é fator fundamental para a determinação e o controle da energia firme disponibilizada pelo gerador hidráulico para o sistema elétrico interligado. Particularmente em sistemas mais complexos, onde ocorrem interligações de vários reservatórios alimentando diversas unidades geradoras. As informações sobre o rendimento das unidades em cada faixa operativa é vital para a definição da logística de aproveitamento do volume de águas represado, de forma a melhorar o fornecimento, bem como de permitir a geração de energia de forma mais rentável.

O operador do sistema de energia interligado controla macro variáveis do processo. Do ponto de vista de geração de energia por meio hidrelétrico, a capacidade do sistema é dada pela quantidade de água armazenada nos reservatórios em relação à potência instalada em cada unidade. A potência instalada é descrita como a potência passível de ser disponibilizada para transmissão. Logo, o rendimento de cada unidade geradora (turbina e gerador) exigirá um determinado volume de água para cada MW de energia gerado.

O preciso conhecimento dos rendimentos energéticos da turbina e do gerador é importante para o gerenciamento do potencial do parque gerador de energia. Dois aspectos de relevância surgem: primeiro em situações críticas de geração de energia, particularmente em estiagens prolongadas, a interligação do sistema pode exigir de algumas unidades sua capacidade máxima de geração por períodos prolongados. Neste caso, o desconhecimento de forma precisa do rendimento do hidrogerador pode levar a falhas de logística de geração de energia por insuficiência de água no reservatório em função da potência líquida exigida; Segundo as concessionárias celebram contratos de fornecimento de energia firme para com o sistema em função da capacidade de seus reservatórios e do rendimento

(*) Av. Prof. Lothário Meissner, n° 01 – CEP 80.215-090 Curitiba, PR, – Brasil
Tel: (+55 41) 3361-6897 – Fax: (+55 41) 3361-6177 – Email: fedalto@lactec.org.br

dos hidrogeradores. O desconhecimento dos valores de rendimento, com precisão adequada, pode levar à celebração de contratos que venham a lesar uma das partes.

O acompanhamento do crescimento da demanda por energia elétrica pode tomar dois caminhos: a criação de novas unidades geradoras ou a maximização da capacidade produtiva das unidades já existentes. O segundo caminho pode não disponibilizar toda a energia necessária para vencer o aporte de demanda, ou também, somente poderá ser implementado uma ou duas vezes. Porém, merece atenção por melhorar o aproveitamento racional da água, reduzir o impacto ambiental advindo da construção de novas usinas e aumentar a rentabilidade das concessionárias. Este caminho passa pelo conhecimento do rendimento das unidades existentes, nas diversas faixas operativas, para que se possa aperfeiçoar o desempenho de cada uma delas. A repotenciação de usinas antigas se apresenta como investimento rotineiro nas concessionárias geradoras, isso reforça a necessidade do conhecimento preciso do rendimento das unidades antes e depois da reforma. Diferenças no rendimento acordado das unidades reponteciadas podem gerar discussões contratuais entre empreiteiras e concessionárias.

Os objetivos do trabalho convergem para o conhecimento dos valores de rendimento de hidrogeradores com maior precisão e/ou através de metodologias de ensaio mais simples e robustas. Neste sentido, pretende-se: desenvolver a técnica de medição de rendimento do conjunto hidrogerador com o emprego da técnica termodinâmica; através da análise de erros do processo identificar a precisão esperada e analisar o desenvolvimento de metodologia de medição de rendimento do gerador pela medição de torque no eixo.

Esses ensaios foram desenvolvidos junto a concessionária LIGHT no projeto de P&D, ciclo 2004-2005, titulado "Medição de rendimento em gerador hidráulico de energia elétrica empregando nova tecnologias". Atualmente damos prosseguimento na linha de pesquisa em continuação do primeiro projeto P&D.

2.0 - METODOLOGIAS

A medição de rendimento em hidrogeradores é regida pela norma IEC-41. Os ensaios normalizados abordados por esse estudo foram o termodinâmico, que ainda não estava internalizado no país, e o calorimétrico. Além destes, duas metodologias de ensaio para medir a deformação causada pelo torque no eixo de transmissão da turbina hidráulica e o gerador que buscam facilitar a verificação do rendimento nos geradores vem sendo desenvolvida.

A usina hidrelétrica Nilo Peçanha da LIGHT em Pirai-RJ é formada por hidrogeradores onde a medição do rendimento da turbina pelos métodos comuns de ensaio só seria possível caso o complexo de seis unidades parassem de operar. Assim, o único método viável seria o termodinâmico, que embora seja normalizado pela IEC, ainda não está nacionalizado, e sua contratação no mercado internacional gera custos altíssimos. O LACTEC em parceria com a LIGHT vem desenvolvendo a internalização do ensaio termodinâmico, já tendo realizado ensaios em duas unidades geradoras da usina hidrelétrica Nilo Peçanha, apresentando resultados qualitativos muito interessantes. O estudo da aplicação deste método continua em estudo, visando à melhoria das incertezas dos resultados, um dos pontos avaliados a serem aprimorados.

Outro ponto de interesse das concessionárias é o conhecimento das perdas de energia inerentes do rendimento dos geradores das máquinas no processo de produção de eletricidade. Atualmente o método normalizado de medição de rendimento dos geradores elétricos é o ensaio calorimétrico. Esse ensaio tem características que revelam um custo de execução relativamente alto. Nele é necessário disponibilizar-se a unidade hidrogeradora por diversos dias, pois aos ciclos de ensaio requerem uma determinada estabilidade térmica para garantia da precisão das medições. Além disso, a montagem do ensaio tem um grau de dificuldade no que tange levantar as perdas térmicas no limite de controle definido. Tentando diminuir essas dificuldades e principalmente o tempo de indisponibilidade de máquina para a produção, engajou-se nesse projeto a desenvolver um procedimento de medição de rendimento baseado em técnicas para mesurar o torque no eixo de transmissão da potência da turbina para o gerador. Assim, a medição da torção do eixo foi abordada de duas formas: primeiramente utilizando técnicas de extensometria, onde o eixo serviu de célula de carga de torção. Foram instalados extensômetros configurados para medição da deformação cisalhante e por consequência o cálculo do torque empregado; Outra técnica utilizando conceitos de fase-período, onde se mede oticamente a variação do ângulo de torção do eixo. O fase período foi testado em laboratório no Lactec, sendo previstos ensaios na usina Nilo Peçanha da LIGHT.

2.1 Medição de rendimento em turbina hidráulica - método termodinâmico

O método termodinâmico de medição de rendimento de turbinas hidráulicas se apresenta normalizado na IEC 41 (5). Este método ainda não estava dominado no Brasil, o que gerava altos custos para as concessionárias, quando se fazia necessária sua aplicação, devido à contratação de empresas no exterior. A norma apenas indica como o processo deve ser realizado, mas não enfatiza como fazer, nem explicita os parâmetros de ensaio a ser usado, isso dificulta a utilização do método, e torna o domínio do método bastante estratégico.

O método termodinâmico é geralmente empregado em turbinas Francis e Pelton com queda de 100 m ou mais. Porém, já foram realizados testes em turbinas com quedas menores. Em turbinas Kaplan não se realiza o ensaio termodinâmico devido à baixa queda onde é instalada.

2.1.1 Conceito do ensaio

Resumidamente o método termodinâmico resulta da aplicação do princípio da conservação da energia (1ª Lei da Termodinâmica) na transferência da energia da passagem da água e pelas pás do rotor. A energia no rotor da turbina pode ser determinada pela medição das variáveis de desempenho (pressão, temperatura, velocidade e nível) e das propriedades termodinâmicas da água. A norma recomenda a utilização do método caso a energia hidráulica seja maior que 1000 J/kg, ou seja, que das superiores a 100 m, porém em condições favoráveis pode-se estender a energias mais baixas, mas deve-se fazer uma análise da precisão e acuracidade das medições.

O rendimento de uma máquina é a razão entre a potência produzida e a potência absorvida. No caso de uma turbina hidráulica é a razão entre a potência cedida ao eixo (potência mecânica P_m) e a possuída pela água na entrada da turbina (potência hidráulica P_h).

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \quad (1)$$

O método termodinâmico permite medir diretamente a energia mecânica específica E_m , Nota 1.

$$E_m = E_1 - E_2 = \bar{a}(p_1 - p_2) + \bar{c}_p(\theta_1 - \theta_2) \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \quad (2)$$

Pode ser inserido um termo corretivo δE_m , quando existem condições de medição imperfeitas, fenômenos secundários, entre outros.

2.1.2 Medição das grandezas

A norma (5) deixa em aberto o tipo de instrumentação que deve ser utilizada no método, alegando a evolução tecnológica. A recomendação é que toda a instrumentação satisfaça as condições estipuladas pela norma.

As grandezas físicas são medidas em duas seções, uma na entrada da máquina (montante) e outra na saída (jusante). As grandezas a serem levantadas são:

- Diferencial de temperatura ($\Delta\theta$)
- Pressão absoluta (p_1 e p_2)
- Nível de água (z_1 e z_2)
- Velocidade da água (V_1 e V_2)
- Temperatura absoluta (θ_1 e θ_2)

O índice 1 indica a seção na entrada da máquina e o índice 2 na saída. O ponto de medição na seção de entrada da turbina, alta pressão, pode ser único se o diâmetro do conduto for inferior a 2,5 m. Pois a influência da camada limite do escoamento de água pode ser desprezada. Para diâmetros entre 2,5 m e 5 m recomenda-se utilizar 2 pontos. Para diâmetros superiores a 5 m recomenda-se utilizar 3 ou 4 sensores para melhor estimar as características termodinâmicas da seção. Para condutos com comprimentos menores que 150 m recomenda-se utilizar 3 ou 4 pontos. No caso de turbinas Pelton, a seção de medição deve manter certa distância das tomadas de água dos bicos injetores.

O ponto de medição na saída em turbinas, baixa pressão, depende da geometria da saída da turbina. Em saídas abertas, o ponto de medição deve ser colocado a uma distância do rotor onde a água já tenha se misturado adequadamente. Uma distância de 4 a 10 vezes o diâmetro do rotor tem se mostrada satisfatória. Recomenda-se utilizar seis pontos de medição para o diferencial de temperatura se a diferença entre cada um deles for menor que 1,5%.

A medida do diferencial de temperatura ($\Delta\theta$) é a mais complexa do ensaio, sendo necessária alta precisão e sensibilidade na instrumentação. O ensaio requer uma precisão de 0,001 °C, senão as incertezas do resultado se tornam muito grandes. A instrumentação deve ser feita com sensores de temperaturas por variação de resistência, tipo PT100 ou SEA-BIRD. Esses sensores são acoplados a uma ponte de Wheatstone, onde se pode medir a diferença entre a temperatura indicada por eles. Coloca-se o sensor no dispositivo de medição (tipo uma cápsula) para reduzir as influências que o fluxo da água possa causar na medição. Esse dispositivo tem a função de captação de água. Ele consiste de um tubo com uma extremidade fechada, e com um orifício por onde a água é captada para o interior da cápsula onde fica instalado o sensor de temperatura. Um desenho esquemático do dispositivo pode ser visto na Figura 1.

Nota 1:

- E_1 e E_2 - energia específica na entrada e saída da máquina;
- z_1 e z_2 - nível da coluna d'água na entrada e saída da máquina;
- p_1 e p_2 - pressão piezométrica medida entrada e saída da máquina;
- V_1 e V_2 - velocidade da água na entrada e saída da máquina;

Para pressão absoluta devem ser utilizados transdutores de pressão de alta resolução e sensibilidade. Podem ser utilizados sensores piezo resistivos, capacitivos, extensométricos, entre outros. O nível de água pode ser medido no próprio dispositivo existente na máquina ou inserir um sensor de nível. A velocidade da água faz-se necessários sensores de vazão de precisão em torno de 2,5%, apenas para checar amostras de água na descarga. Sensores eletromagnéticos podem ser utilizados. A temperatura de água deve ser monitorada constantemente. Assim deve existir um sensor de temperatura adicional em cada uma das seções com acuracidade de $\pm 0,05K$ e sensibilidade de $0,01K$. É recomendada pela norma a gravação dos valores.

2.1.3 Dispositivo de Medição

Foi desenvolvido um dispositivo de captação da amostra de água e medição dos parâmetros termodinâmicos. O dispositivo de captação de água deve ser projeto para evitar vibrações e rupturas. O diâmetro externo tem 25 mm e o diâmetro interno 8 mm. A distância entre o orifício do dispositivo e a parede interna do conduto deve ser de no mínimo 50 mm. O dispositivo deve ser colocado perpendicular ao fluxo e com o orifício de frente para o fluxo. No vaso de medição está o sensor de temperatura diferencial e o projeto deve prever que as trocas térmicas entre a água e as paredes do vaso sejam mínimas, pois o fluxo da água no vaso de medição é baixo. O projeto esquemático do dispositivo de medição (dispositivo de captação e vaso de medição) pode ser visualizado na Figura 1.

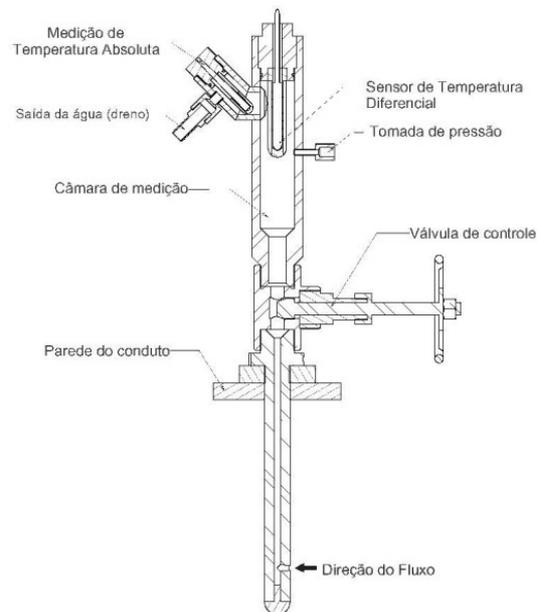


FIGURA 1 – Dispositivo de medição em corte.

2.2 Rendimento do Gerador

O rendimento de um gerador pode ser levantado pelo método calorimétrico, normalizado pela IEC 34-2. Também foi estudada a medição do rendimento de geradores elétricos através da deformação sofrida no eixo sob carregamentos de flexão ou de tração, associados ao carregamento de torção. Em todo eixo, transmitindo esforços, haverá uma deformação equivalente à força aplicada agindo em sua estrutura. Determina-se, então, o torque interno resistente desenvolvido no interior do eixo, necessário ao balanceamento dos torques externos aplicados (ação/reação). Os torques externos e internos são numericamente iguais, porém de direções opostas.

2.2.1 Método Calorimétrico

O método se baseia no levantamento do balanço energético em um volume de controle definido ao redor do gerador. Para permitir a classificação das perdas totais, é definida uma superfície de referência para a máquina. Esta superfície é um limite imaginário cercado completamente a unidade de tal maneira que todas as perdas produzidas dentro desta região sejam dissipadas através dela para fora de ambiente. O total das perdas no gerador consiste de:

- Perdas internas à superfície de referência P_i ,
- Perdas externas à superfície de referência P_e .

As perdas internas à superfície de referência P_i podem ser subdivididas em duas categorias: $P_i = P_1 + P_2$

- P_1 = são as perdas que podem ser medidas calorimetricamente e que são dissipadas pelo sistema de resfriamento. Estas constituem a maior parte das perdas;

- $P_2 =$ são as perdas não transmitidas ao sistema de resfriamento, as quais são dissipadas pela superfície de referência por condução, convecção, radiação, etc.

As perdas externas à superfície de referência P_e são principalmente as seguintes:

- Perdas na excitatriz e anéis coletores;
- Perdas por atrito nos mancais.

Para obter estas perdas, o gerador é operado nas seguintes condições:

- Gerador em rotação nominal, sem excitação e terminais abertos para se obter as perdas por ventilação e as perdas dos mancais por atrito, sem carga, P_{w1} e $P_{mancais}$;
- Gerador em rotação nominal, circuito aberto, excitada com tensão nominal U_N para se obter as perdas no ferro, P_{fi} ;
- Gerador em rotação nominal, em curto circuito com corrente nominal I_N para se obter as perdas dependentes da corrente, P_{scl} .

Assim as perdas totais serão:

$$P = P_{w1G1} + P_{mancais} + P_{IG2} + P_{rcl} + P_{scl} + P_{a1(L)} + P_{e1} + P_{bt(A_{exc})} \quad (3)$$

Em cada condição de operação são realizadas medidas de diversas grandezas, como temperaturas, pressões, umidade relativa, vazões de ar e água, etc..

Sendo que a medição da vazão é o parâmetro mais crítico e que gera maior imprecisão de todo este processo, muitas vezes é despendido certo tempo para pesquisar a melhor aproximação possível para obter esta medida. Quando necessário, para separar a vazão dos radiadores das demais, pode-se determinar a vazão destes fechando-se os radiadores, obtendo-se um valor que deve ser descontado do total para se ter a vazão dos radiadores. Isto pode acarretar um erro maior do que o definido pelo fabricante do medidor. Para o cálculo das perdas dos mancais adotam-se as formulas apresentadas na IEC 41 ou modelos fornecidos pelo fabricante do gerador.

2.2.2 Medição de torque no eixo - Método por extensometria

No caso de um eixo de seção transversal circular sujeito a um momento torçor puro, existem tensões de cisalhamento iguais nos sentido longitudinal e circunferencial, em toda a superfície do eixo. As tensões de cisalhamento que correspondem a estes carregamentos não podem ser medidas por extensômetros posicionados longitudinalmente e circunferencialmente, pois um extensômetro é sensível somente às tensões normais ao longo de sua linha central, e são totalmente insensíveis às tensões de cisalhamento. Mas, da mecânica dos sólidos, sabe-se que o cisalhamento puro produz tensões normais de valor igual em ângulos de 45° positivos e negativos em relação ao sentido do cisalhamento. Sabe-se, também, dos princípios da mecânica que a diferença entre as duas tensões normais principais é igual à tensão máxima de cisalhamento. Assim, as tensões de cisalhamento, que são proporcionais ao torque aplicado, podem ser medidas com um par de extensômetros instalados na superfície do eixo e orientados a 45° em ambos os lados de uma linha paralela à linha de centro do eixo.

O mais usual é instalar dois pares de extensômetros no eixo, como mostrado na Figura 2, para maximizar o sinal de saída e para fornecer o cancelamento dos componentes estranhos ao sinal devido à flexão ou outras tensões fora de interesse.

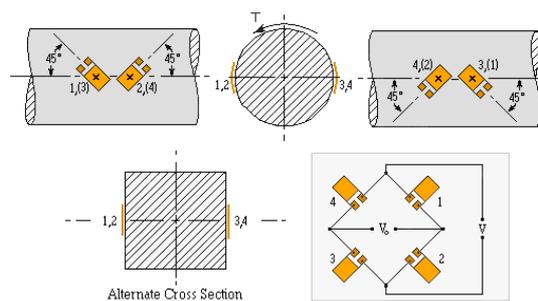


FIGURA 2 – Esquema da instalação de extensômetros.

Os centros de todos os quatro extensômetros devem encontrar-se na mesma seção do eixo; devem ser orientados ao longo de hélices de 45° na superfície do eixo; o centro de cada par de extensômetros opostos deve encontrar-se em um diâmetro comum. Quando a medida do torque deve ser feita em um eixo continuamente girando existe o problema de se retirar o sinal de saída da ponte devido à instrumentação ser estacionária. Geralmente, nestes casos, usam-se anéis deslizantes ou telemetria com um transmissor girando com o eixo.

A incerteza calculada para esse método gira em torno de 6%, dependendo da potência medida. Essa incerteza se deve principalmente a utilização de extensômetros semicondutores, com grandes variações em sua propriedade

de deformação. Com extensômetros convencionais poderia se chegar a valores em torno de 3%, porém a sensibilidade poderia ser deficitária (13).

2.2.3 Medição de torque no eixo - Metodologia fase-período.

O tempo é uma grandeza de medida relativamente fácil e com uma precisão elevada, esta metodologia utiliza-se disto para calcular a deformação do eixo. Assim, são adquiridos os tempos de defasagem entre marcos inserido no eixo. Após o processamento desses tempos, pode-se retirar a deformação relativa entre dois patamares de cargas inseridos no eixo. As deformações elásticas que ocorrem em um eixo quando submetido a um esforço de torção, apresentam-se como esquematizado na Figura 3. Sendo L é o comprimento do eixo, r o raio, γ o ângulo de deformação na superfície, e φ a deformação radial na seção do eixo. Tem-se da mecânica dos sólidos a relação:

$$\varphi = \frac{L \cdot T}{J \cdot G} \quad (4)$$

O sistema está baseado em medir a diferença de fase de entre os marcos colocados no eixo a uma distância conhecida.

A metodologia de medição fase-período desenvolvida por Horbatiuk (13) é utilizada. Em duas seções do eixo (à uma distância conhecida L) coloca-se uma marcação, ver Figura 3 (b). Estas marcações não necessitam estar propriamente alinhadas e nem necessitam ter as mesmas dimensões (largura).

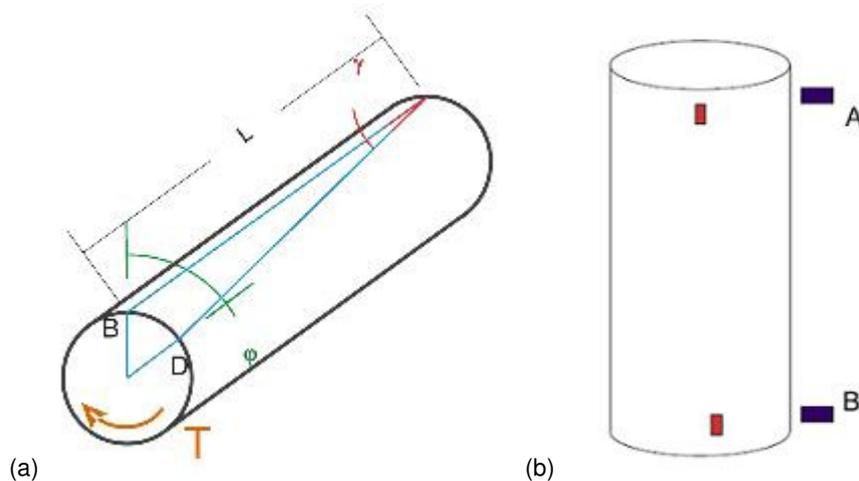


FIGURA 3 – (a) Esquema de deformação no eixo devido a um torque e (b) Esquema de montagem, por Horbatiuk.

Utilizando sensores óticos para captar as marcações enquanto o eixo está girando, tem-se um pulso para cada passagem dos marcos. Assim, pode-se medir a deformação devido à potência gerada na máquina, medindo a variação na duração do pulso, referenciada no desalinhamento dos marcos com o eixo sem carregamento, $\Delta t = \Delta t_1 - \Delta t_0$, sendo Δt_1 o intervalo de duração de tempo do pulso, devido a defasagem entre os marcos gerada pelo torque na frequência de carga da máquina, e Δt_0 o intervalo de duração do tempo a devido a desalinhamento dos dois marcos, estando o eixo sem carregamento.

Sabendo que da cinemática temos que $\Delta t = \frac{\varphi}{\omega}$, sendo ω a velocidade angular do eixo. Assim medindo Δt , calcula-se a potência que está sendo transmitida através do eixo, $P = T \cdot \omega$, da turbina até o gerador.

As incertezas calculadas para esse método giram em torno de 3,1% (13). Este valor foi calculado para uma incerteza do módulo elástico do material em torno de 4%, e do módulo de Poisson em 8%. Quando essas propriedades são conhecidas conseguem-se incertezas dentro das exigidas pelas normas de ensaio.

3.0 - RESULTADOS

Foram realizados ensaio termodinâmico, calorimétrico e torque no eixo por extensometria nas unidades #12 e #14 da usina de Nilo Peçanha. Os ensaios apresentam resultados comprovando a viabilidade dos métodos pesquisados, embora necessitem de alguns aprimoramentos para obter-se a confiabilidade e a precisão desejada.

O ensaio abordando a metodologia fase-período foi realizado em um eixo de um ventilador de 30 kW. Verificaram-se variações na deformação do eixo com e sem carregamento de torque. Esse ensaio será realizados nos eixos

das unidades ensaiadas com o método calorimétrico, podendo também ser confrontados com os resultados normalizados.

Na Figura 4 se apresenta uma comparação entre as medições de rendimento do gerador da Unidade #12 através do método calorimétrico (incerteza de 0,5%) e do método de torque no eixo por extensometria.

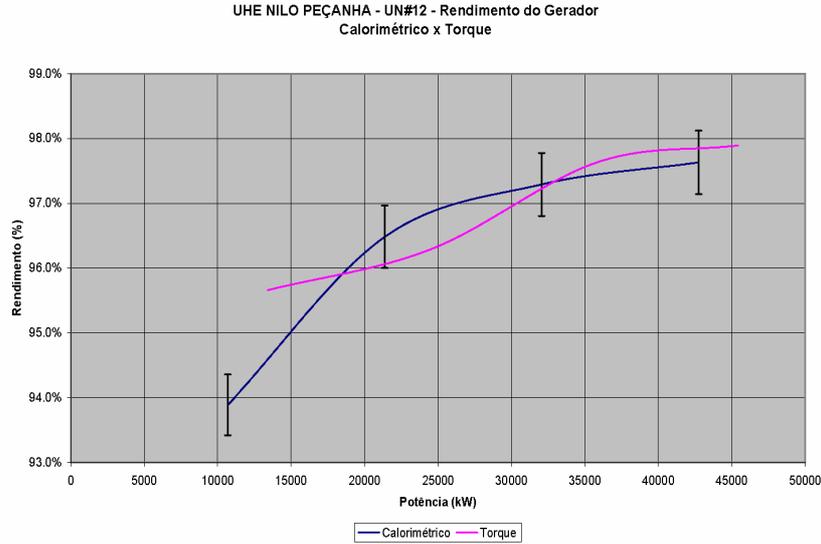


FIGURA 4 – Rendimento do ensaio de torque comparado com o calorimétrico com uma incerteza de 0,5%.

Na Figura 5 vê-se o rendimento hidráulico da turbina para cargas parciais de 50% e 75% da nominal, medidos pelo método termodinâmico na unidade #12.

Rendimento Hidráulico:

$$\eta_h := \frac{E_m}{E_h} \quad \eta_h = \begin{pmatrix} 0.678789 \\ 0.874164 \\ 1.128223 \end{pmatrix}$$

$$H_{liquida} := \frac{E_h}{g} \quad H_{liquida} = \begin{pmatrix} 305.408877 \\ 308.504253 \\ 308.681221 \end{pmatrix} m \quad Q_i := \frac{Pot_{G_i}}{\eta_{h_i} \cdot g \cdot H_{liq_i} \cdot \rho(T, P_1)_i} \quad Q = \begin{pmatrix} 11.862612 \\ 13.614582 \\ 14.152886 \end{pmatrix} \frac{m^3}{s}$$

$i := 0..1$

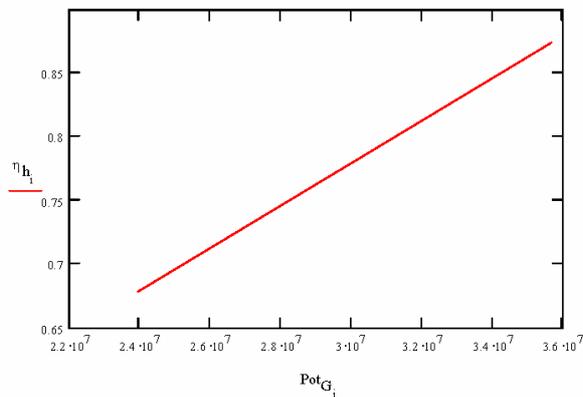


FIGURA 5 – Rendimento hidráulico da turbina para 50 e 75% de carga.

Na Figura 6 observa-se em destaque a variação no ângulo de deformação do eixo do ventilador, com o motor do ventilador em plena carga (ligado) e sem carga (desligado).

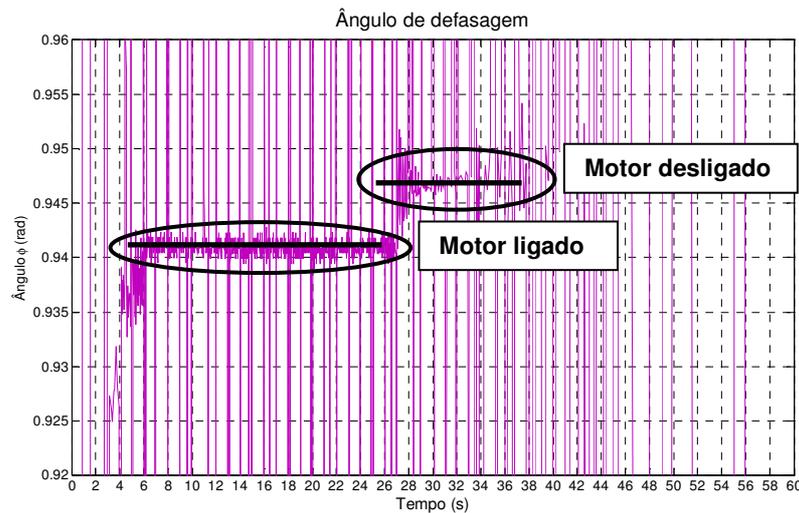


FIGURA 6 – Variação de carga no eixo do ventilador.

4.0 - CONCLUSÃO

Aplicação do método termodinâmico para determinação do rendimento hidráulico em turbinas mostrou-se viável, desde que haja recursos suficientes para a aquisição da instrumentação com a sensibilidade e a precisão requerida em norma. Os estudos para internacionalização do método continuam em desenvolvimento com equipamentos de maior precisão, como super-termômetros de laboratório.

O ensaio de torque no eixo apresenta uma parcela grande de incerteza no valor da constante do extensômetro semiconductor, e também das propriedades do material do eixo, como módulo elástico e o coeficiente de Poisson, o que afeta na incerteza final. Mesmo assim, teve-se uma boa comparação com o ensaio calorimétrico. A utilização de um dispositivo de calibração de torque tornaria o método mais preciso, mas também muito custoso.

O ensaio de fase-período mostra-se capaz de avaliar as deformações relativas às potências exigida da unidade hidrogeradora, mesmo que de forma relativa. O objetivo futuro é utilizar essa técnica para monitoramento continuado, podendo ser conciliado com o método Winter-Kennedy, e avaliar instantaneamente o rendimento da turbina. Dos ensaios futuros a se realizar nos eixos das unidades geradoras da Usina de Nilo Peçanha da LIGHT, espera-se obter dados consistentes para o desenvolvimento de metodologias visando monitoramentos continuados e reduzir as incertezas dos métodos desenvolvidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) DOEBELIN, E.O., Measurement Systems: Application and Design, McGraw-Hill, 1990;
- (2) SINCLAIR, I. R., Sensors and Transducers: A guide for technicians, Newnes, 1992;
- (3) BECKWITH, T.G., MARANGONI, R.D., LIENHARD, J. H., Mechanical Measurements, Addison-Wesley, 1993;
- (4) BEER, F.P., JOHNSON Jr, E.R., Resistência dos Materiais, McGraw-Hill, 1982;
- (5) INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION, Field Acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pumps-turbine, CEI IEC 41, 1991;
- (6) VELENSEK B., PISLJAR M., Computer Aided Pressure-time Method, Yugoslavia;
- (7) MELLI, A., "Misura Portata nelle Condotte Forzate: Il Metodo Gibson", L'Energia Elettrica, 1928;
- (8) MOLLICONE, S., "Latest Developments of the Pressure-time Method", American Power Conference, Chicago, 1983;
- (9) GUIA PARA A EXPRESSÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO, INMETRO, 1998;
- (10) FEDALTO, L., FILIPPIN, C.G., STENZEL, J.N., "Medição de rendimento em gerador hidráulico de energia elétrica empregando nova tecnologias", Relatório LACTEC, 2006.
- (11) ALMING, K., VINNOGG, L., "Water turbine efficiency measurements: experience with the thermodynamic method", 4th International Symposium on Hydro Power Fluid Machinery, California, 1986;
- (12) BRAND, F., "Development of the thermodynamic method over the last fifty years", Voith Research and Construction, Heidenheim, May 1967.
- (13) HORBATIUK, B.W.D, Novas tecnologias para medição de rendimento em geradores em hidrelétricas, Dissertação de mestrado, CEFET-PR, Brasil, 2007.