



## **GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRELÉTRICA - GGH**

### **REDUÇÃO DO MOVIMENTO DAS PÁS DO ROTOR EM TURBINAS KAPLAN E BULBO POR MEIO DE FUNÇÕES AVANÇADAS DO REGULADOR DE VELOCIDADE**

**HENRIQUE AUGUSTO MENARIN(1); BRUNO MACIEL MACHADO(1); MÁRIO SÉRGIO DE OLIVEIRA (2);  
LEONARDO L. LEONCINI (2); CHRISTIANO F. LOPES (2); TIAGO NUNES DE SOUSA (1);  
REIVAX(1); CTG BRASIL (2)**

#### **RESUMO**

Reguladores de velocidade (RV) são responsáveis por manter a frequência da rede dentro de limites aceitáveis e uma responsividade adequada permite que eles reajam prontamente às perturbações movendo os atuadores da turbina. Nas turbinas Kaplan e Bulbo, existem diferenças significativas entre a configuração física do distribuidor e a das pás do rotor, que devem ser consideradas ao projetar a malha de controle do RV. A manutenção no sistema de movimentação das pás é consideravelmente mais difícil do que a do distribuidor, dado que seus componentes estão sujeitos a esforços muito maiores em comparação com as pás do distribuidor. Este trabalho apresenta como RVs podem contribuir para a redução do desgaste no sistema das pás a partir de características que atendam a essas necessidades do sistema mecânico. Dados de campo são apresentados para demonstrar a eficácia das técnicas apresentadas. Este trabalho contribui para a percepção sobre a importância de se considerar como os RVs podem contribuir para reduzir a manutenção das turbinas Kaplan e Bulbo.

#### **PALAVRAS-CHAVE**

Turbinas Kaplan, Turbinas Bulbo, Redução de fadiga, Reguladores de velocidade

#### **1.0 INTRODUÇÃO**

Embora a penetração de fontes renováveis de baixa inércia – como eólica e solar – venha aumentando nos últimos anos, a geração hidrelétrica continua tendo importância. Uma parte significativa da geração hidrelétrica corresponde às turbinas Kaplan e Bulbo, nas quais as pás do rotor são ajustadas de acordo com a posição do distribuidor para maximizar a eficiência, de acordo com a chamada de curva de conjugação (CC). Desta forma, em reguladores de velocidade (RV) mais simples, ambos os atuadores respondem à regulação primária e secundária de frequência.

Atualmente, a regulação primária só não é exigida para apenas algumas unidades menores e nota-se que os requisitos de conexão de rede estão exigindo cada vez mais contribuição na resposta à frequência [1,2,3,4], o que torna obsoletos RVs que operem puramente em modo de controle de potência ou abertura (ou seja, sem estatismo). Pequenas variações da frequência em geral não causam sérios problemas de responsividade nos atuadores, já que em regime permanente, os requisitos de conexão à rede especificam uma banda morta aceitável para o erro de frequência (definida na IEC 60308 [5], IEEE 125 [6] e IEEE 1207 [7]). No entanto, quando essa banda morta é reduzida ou ganhos altos são utilizados no RV, os componentes mecânicos poderão ser afetados por desgaste e/ou fadiga.

No que diz respeito aos sistemas hidráulicos de turbinas Kaplan e Bulbo, existem diferenças significativas entre as configurações físicas do distribuidor e das pás do rotor. O distribuidor é composto por uma quantidade alta de aletas que dividem os esforços mecânicos criados pela água; além disso, as alavancas dos componentes mecânicos envolvidos são curtas. Já na ogiva da turbina, as forças exercidas pela água são divididas entre apenas um pequeno número de pás, cujos componentes mecânicos sofrem esforços muito mais críticos. Além disso, o acesso ao sistema de acionamento das pás do rotor para inspeção e manutenção é muito mais difícil em comparação ao distribuidor, pois é montado dentro do eixo da turbina e da ogiva. Dependendo da atividade a ser realizada, pode ser necessária a desmontagem de todo o conjunto rotativo para uma manutenção [8].

As usinas hidrelétricas são em geral projetadas para uma vida útil superior a 30 anos e esses dados são utilizados para especificar materiais e dimensionar os elementos mecânicos da turbina. Alguns casos foram registrados na literatura em que estes falharam antes de sua vida útil esperada – no exemplo descrito em [8], os pinos de conexão do sistema de posicionamento das pás do rotor em uma turbina de 93 MW quebraram com apenas 157 mil horas de operação e 15 anos após a instalação. A análise deste e de outros exemplos mostrou que os elementos do sistema de posicionamento das pás quebraram devido a fadiga. Isso significa que os elementos mecânicos de posicionamento das pás passaram por um número de ciclos de carregamento que excedeu até mesmo as margens de segurança de projeto mecânico da turbina. Isso pode ter advindo de uma quantidade excessiva de manobras como partida/parada e ocorrências de rejeição de carga, e/ou de esforços acumulados mesmo durante a operação

em regime permanente devido ao excesso de movimentação das pás do rotor. Neste último caso, a quebra do pino possivelmente poderia ser evitada se o RV dispusesse dos recursos descritos neste trabalho.

Pelas razões explicadas acima, é interessante uma redução na responsividade das pás do rotor em relação ao distribuidor, durante a operação em carga. Esta redução na responsividade das pás do rotor é mais adequadamente realizada por meio de funcionalidades do RV especificamente projetadas para manter um posicionamento estável das pás enquanto gerencia o erro de conjugação, de modo que a perda de eficiência na turbina seja desprezível.

Este trabalho está organizado da seguinte forma: na Seção 2, é discutido como os RVs podem contribuir para a redução do movimento das pás do rotor quando recursos de controle adaptados para esta aplicação são introduzidos; na Seção 3, são definidos os indicadores de desempenho usados neste trabalho. As medições de campo e os resultados são apresentados e discutidos na Seção 4. Uma comparação de implementações é realizada na Seção 5. A contribuição e os resultados desta análise em campo estão resumidos na Conclusão.

## 2.0 FUNÇÕES AVANÇADAS DO REGULADOR DE VELOCIDADE PARA REDUÇÃO DO MOVIMENTO DAS PÁS

Conforme discutido na Introdução, os esforços mecânicos nos elementos do sistema das pás do rotor são muito maiores do que os exercidos nas aletas do distribuidor, o que pode ser levado em consideração ao projetar como o RV atua sobre as pás do rotor e o distribuidor. Duas estratégias serão discutidas neste trabalho, que podem ser utilizadas simultaneamente para fornecer melhores resultados. O objetivo de tais recursos em um RV é minimizar a fadiga e o desgaste, garantindo a operação confiável da turbina dentro das especificações do fabricante.

### 2.1 Tolerância da curva de conjugação

Nesta abordagem, pequenas ações de controle do RV são realizadas apenas no distribuidor, enquanto as pás do rotor se mantêm fixas. Aceita-se um erro máximo entre a posição  $Y_{ru}$  do servomotor das pás do rotor em relação à CC, de forma que a turbina opera em uma condição ligeiramente desconjugada. Conforme a IEEE 125 [6] e a IEEE 1207 [7], o erro em regime permanente entre  $Y_{ru}$  e a posição determinada pela CC deve ficar abaixo de 1%.

Este recurso pode ser implementado por uma variedade de métodos na malha do RV. É muito importante que esta implementação seja robusta, pois adiciona uma característica não linear à resposta do posicionador – o que significa que existe o risco de que soluções simplistas gerem ciclos limite em malha fechada e acabem por aumentar a fadiga nos elementos mecânicos das pás ao invés de melhorar a operação.

A abordagem proposta a ser demonstrada para resultados em campo implementa uma “folga virtual” na CC. Isso quer dizer que o RV realiza uma simulação do mesmo tipo de folga existente entre os servomotores e a posição real do atuador. No sistema mecânico de posicionamento, é necessário que haja uma certa folga para que os atuadores funcionem corretamente e para amortecer a vibração criada pela água através da turbina, de modo que não quebre as partes mecânicas do atuador. Essa folga também é ajustada em campo apertando ou afrouxando os parafusos para equilibrar a resposta do atuador e a folga desejada. Assim, esta folga virtual fornece uma implementação adequada e suave da tolerância da CC, pois estende um comportamento natural dos posicionadores.

A ideia por trás dessa estratégia é que o distribuidor seja responsável pelos pequenos ajustes que o regulador deve realizar na turbina. As pás do rotor se movem apenas quando uma mudança no ponto de operação é necessária.

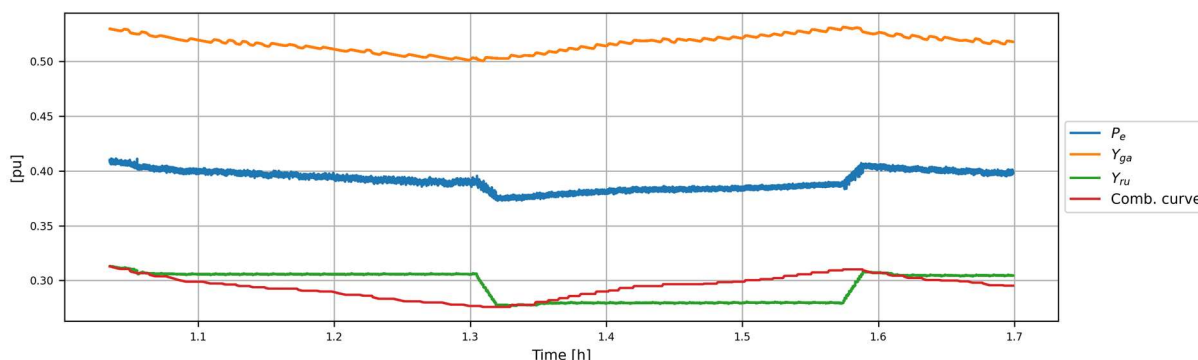


Figura 1: Exemplo do efeito da operação da tolerância da curva de conjugação

### 2.2 Sinal de controle inteligente para regime permanente

A segunda estratégia para reduzir as tensões no sistema de posicionamento das pás dá um passo adiante para a operação em regime permanente. Como as pás do rotor idealmente não se moveriam em estado estacionário, nenhuma mudança seria necessária na posição das válvulas de controle. Nesta abordagem, o RV aplica um sinal inteligente às válvulas de controle, de forma que um movimento mínimo seja realizado em todo o sistema hidráulico e nos dispositivos mecânicos do sistema de posicionamento. Isso garante que o desgaste e o consumo de pressão de óleo sejam reduzidos.

Este recurso também deve ser aplicado de forma inteligente para que a capacidade de resposta não seja reduzida quando houver um distúrbio. A implementação deve ser cuidadosa o suficiente para não induzir ciclos limite nos quais essa funcionalidade seja habilitada e desabilitada intermitentemente.

### 3.0 INDICADORES DE DESEMPENHO

Ao avaliar os efeitos do regulador no sistema de posicionamento mecânico do rotor Kaplan, duas condições podem ser consideradas:

- Desgaste dos elementos mecânicos por atrito, que é gerado quando o sistema de posicionamento está em movimento.
- A fadiga dos elementos mecânicos, que está associada ao número máximo de ciclos que os materiais do sistema de posicionamento das pás podem suportar. Ou seja, quando a força aplicada pelo servomotor passa da abertura para o fechamento e vice-versa, os componentes internos são submetidos a um novo ciclo de carga. A vida útil desses elementos devido à fadiga depende desses ciclos de carregamento.

O indicador escolhido para o efeito de desgaste neste trabalho é o movimento do servomotor das pás do rotor, pois não estavam disponíveis outras medidas para estimar as tensões de atrito no mecanismo de posicionamento das pás e porque a posição do servomotor está diretamente relacionada a tais tensões. Para um conjunto de dados com duração  $T$  obtido da operação da turbina, a variação total  $TV_{ru}$  da posição do servomotor das pás do rotor  $Y_{ru}$  ao longo do tempo é calculada como na Eq. (1):

$$TV_{ru} = \frac{1}{T} \int_0^T \left| \frac{dY_{ru}}{dt}(t) \right| dt = \frac{1}{T} \sum_{k=2}^N |Y_{ru}(k) - Y_{ru}(k-1)|, \quad \text{Eq. (1)}$$

onde a segunda expressão é dada no domínio discreto e:

$Y_{ru}$ : posição da roda do servomotor  
 $T$ : duração do conjunto de dados  
 $N$ : quantidade de amostras no conjunto de dados

Conforme descrito acima, a fadiga do mecanismo de posicionamento das pás do rotor está relacionada ao número de ciclos para abrir e fechar as pás ao longo do tempo. Para obter um indicador de fadiga, é importante observar a expressão na eq. (2) para a força aplicada pelo servomotor das pás do rotor [8]:

$$F_T = p_{op}A_{op} - p_{cl}A_{cl} = p_{op} \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int,op}^2) - p_{cl} \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int,cl}^2) \quad \text{Eq. (2)}$$

$$= \frac{\pi}{4} D_{ext}^2 \left( \left( 1 - \frac{D_{int,op}^2}{D_{ext}^2} \right) p_{op} - \left( 1 - \frac{D_{int,cl}^2}{D_{ext}^2} \right) p_{cl} \right),$$

onde:

$F_T$ : força total exercida pelo servomotor  
 $p_{op}$ : pressão na câmara de abertura  
 $A_{op}$ : área da seção da câmara de abertura  
 $p_{cl}$ : pressão na câmara de fechamento  
 $D_{ext}$ : diâmetro externo do pistão  
 $D_{int,op}$ : diâmetro interno do pistão da câmara de abertura  
 $D_{int,cl}$ : diâmetro interno do pistão da câmara de fechamento

A informação importante para o indicador de fadiga é quantas vezes a força do servomotor  $F_T$  foi invertida ao longo do tempo no conjunto de dados que está sendo analisado. Com base nisso, o indicador de “frequência de ciclo”,  $CF_{\Delta pr_u}$ , é definido como na eq. (3):

$$CF_{\Delta pr_u} = \frac{1}{T} \text{count\_zero\_crossings}(\Delta p_{ru}), \quad \text{Eq. (3)}$$

onde:

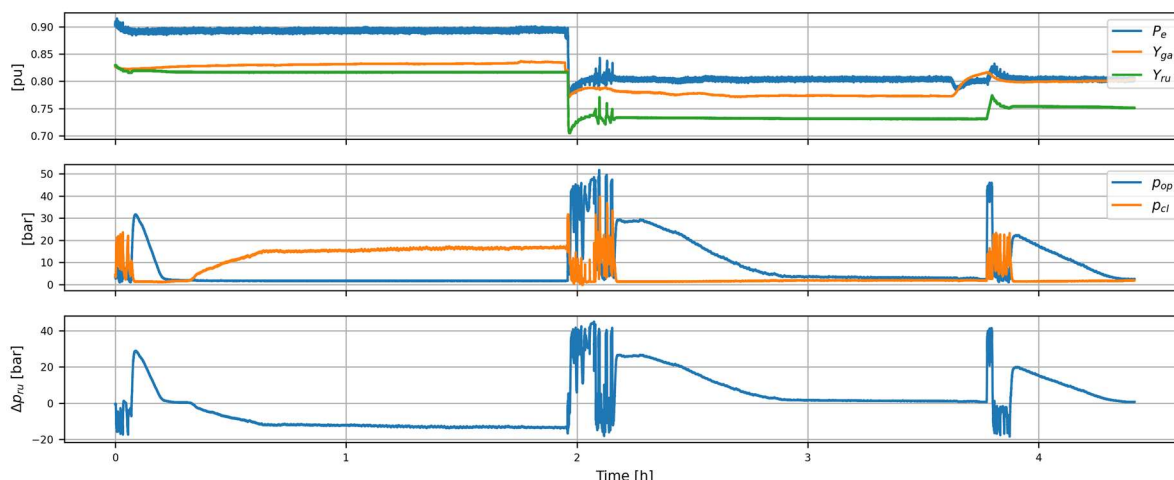
$$\Delta p_{ru} = \left( 1 - (D_{int,op}/D_{ext})^2 \right) p_{op} - \left( 1 - (D_{int,cl}/D_{ext})^2 \right) p_{cl} \quad \text{Eq. (4)}$$

O indicador  $CF_{\Delta pr_u}$  também pode ser usado para estimar a vida útil dos componentes mecânicos do sistema de posicionamento das pás – neste caso, a modelagem mecânica dos esforços nos elementos do atuador é necessária e uma variedade de padrões e métodos são aplicáveis, como o ASME VIII- 2 [9].

### 4.0 MEDIÇÕES E RESULTADOS DE CAMPO

RVs com as características descritas na Seção 2 foram instalados em diversas unidades geradoras operadas pela CTG Brasil. Neste trabalho, os dados coletados durante o comissionamento da UHE Taquaruçu são usados para avaliar os indicadores de desempenho do RV quando os recursos de redução de movimento são acionados. As

turbinas da UHE Taquaruçu têm potência nominal acima de 100 MW e os diâmetros do servomotor de pás são  $D_{int,op}=420$  mm;  $D_{int,cl}=600$  mm;  $D_{ext}=1900$  mm. Os testes foram realizados nas unidades 1, 4 e 5 e somam mais de 10 horas de operação em estado estacionário. Os registros da unidade 4 são mostrados na Figura 2.



**Figura 2: Registros de operação em regime permanente na unidade 4**

Os registros foram classificados primeiramente para distinguir quando os recursos de redução de movimento estavam ativos. Os indicadores de desempenho foram calculados e estão compilados na Tabela 1.

**Tabela 1: Comparação dos indicadores de desempenho para dados de campo da UHE Taquaruçu**

Indicador	Redução de movimento desabilitada		Redução de movimento habilitada	
	$CF_{\Delta p_{ru}}$	$TV_{ru}$	$CF_{\Delta p_{ru}}$	$TV_{ru}$
Unidade 1	60,0 ciclos/h	32,2 pu/h	0,0 ciclos/h	29,3 pu/h
Unidade 4	17,1 ciclos/h	27,0 pu/h	0,0 ciclos/h	25,3 pu/h
Unidade 5	45,7 ciclos/h	16,3 pu/h	5,0 ciclos/h	14,7 pu/h

A redução no indicador de fadiga pode ser observada pela frequência do ciclo  $CF_{ru}$ . Nos registros coletados para a Unidade 5, o número de ciclos por hora foi reduzido por um fator de 9 quando os recursos de redução de movimento foram habilitados. Nenhum ciclo ocorreu nos registros das unidades 1 e 4, o que significa que mais dados precisariam ser adquiridos para obter uma análise mais precisa da influência do RV sobre a fadiga dos componentes Kaplan.

A variação total  $TV_{ru}$  está relacionada ao desgaste nos componentes do servomotor das pás. Ela foi reduzida em 9% na Unidade 1, 6,3% na Unidade 4 e 9,8% na Unidade 5. Portanto, uma redução significativa no atrito também é observada quando os recursos do regulador são usados simultaneamente.

## 5.0 COMPARAÇÃO DE DIFERENTES IMPLEMENTAÇÕES DA TOLERÂNCIA DA CONJUGAÇÃO

Conforme previamente discutido, as funcionalidades propostas neste trabalho inserem não-linearidades no controle de posição das pás do rotor, o que pode levar a comportamentos indesejados, como é o caso de ciclos limite.

Nesta seção, duas implementações diferentes para a tolerância da curva de conjugação são comparadas.

A primeira abordagem, conforme apresentado na subseção 0, consiste em emular o comportamento dos elementos mecânicos e será chamada de “folga virtual”, por estar implementada no algoritmo do RV.

A título de exemplificar o comportamento em malha fechada de implementações mais triviais e seu efeito na turbina, uma implementação chamada de “discretização” será utilizada. Nessa abordagem, a referência das pás do rotor pode assumir apenas certos valores fixos, saltando entre eles para assumir o valor fixo que estiver mais próximo da saída da CC. Ou seja, é como se o intervalo de valores possíveis de posição do servomotor das pás do rotor fosse discretizado (isto é, dividido) em intervalos regularmente espaçados.

Estas abordagens não foram testadas em campo para não gerarem esforços significativos na turbina. Elas foram utilizadas em testes de bancada do tipo hardware-in-the-loop, o que permite inserir alguns efeitos como ruído e avaliar também a influência do próprio equipamento de controle com seus atrasos e filtrações associadas. Nesse caso, as pressões das câmaras de abertura e fechamento não estavam disponíveis no modelo de simulação, e como um dos indicadores de desempenho depende dessa variável, será apresentada a seguir uma abordagem para o uso da posição da válvula distribuidora para cálculo do número de ciclos.

### 5.1 Modelagem da diferença entre as pressões das câmaras baseada na posição da válvula distribuidora

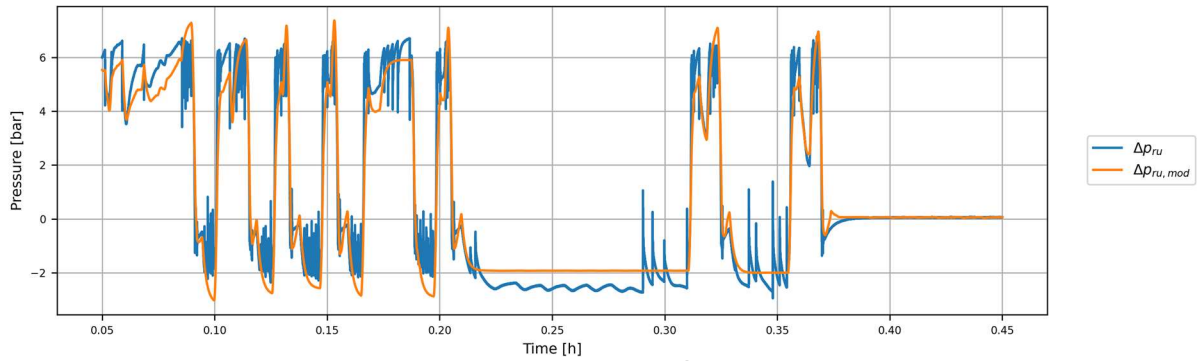
Os dados coletados na UHE Taquaruçu foram analisados para tentar encontrar uma correlação entre a posição da válvula distribuidora e a variável  $\Delta p_{ru}$  definida acima. Nessa investigação, foi realizada a identificação de um modelo dinâmico linear do diferencial de pressão. Assim, em primeiro lugar foi removida a média das duas variáveis, separando a característica estática observada da característica dinâmica:

$$\Delta p_{ru,mod}(t) = \Delta p_{ru,0} + G_{\Delta p_{ru}} * (Y_{rudv}(t) - Y_{rudv,0}), \quad \text{Eq. (5)}$$

onde  $\Delta p_{ru,0}$  e  $Y_{rudv,0}$  são as médias dos respectivos sinais para o registro utilizado para a identificação. No caso escolhido para a unidade geradora 5,  $\Delta p_{ru,0} = 1,77$  bar e  $Y_{rudv,0} = 0,028$  pu.  $G_{\Delta p_{ru}}$  é o modelo dinâmico, que convolvei com o sinal de posição da distribuidora. Para a identificação, foi utilizado um modelo de primeira ordem dado por

$$G_{\Delta p_{ru}}(s) = \frac{56,48}{6,35s + 1} \quad \text{Eq. (6)}$$

O resultado do modelo da diferença  $\Delta p_{ru,mod}$  entre as pressões das câmaras reconstruída a partir dos dados de posição da válvula distribuidora é apresentado na Figura 3 para os registros da unidade 5, em comparação com a medição da pressão das câmaras:

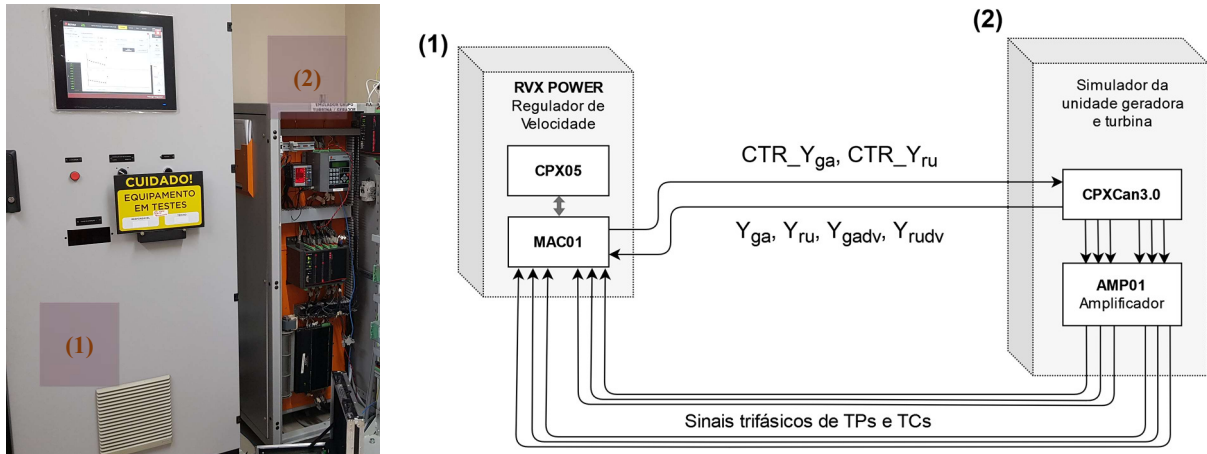


**Figura 3: Validação do modelo de diferencial de pressão entre as câmaras baseado na posição da válvula distribuidora, utilizando os dados da unidade geradora 5 da UHE Taquaruçu**

É importante que, para o cálculo do indicador de número de ciclos de carregamento, apenas o cruzamento por zero é de interesse, no que o modelo estimado acima permite uma representação com aderência suficiente para a estimação do número de ciclos. Esse modelo de diferencial  $\Delta p_{ru,mod}$  será utilizado para os cálculos de indicadores para os testes hardware-in-the-loop apresentados a seguir.

## 5.2 Comparação entre implementações da tolerância da curva de conjugação

Os testes de comparação das duas implementações da tolerância da CC foram realizados num ambiente de simulação do tipo hardware-in-the-loop, mostrado na Figura 4. O modelo de turbina considera a influência das pás sobre a potência de saída, conforme desenvolvido pelos autores em trabalho anterior [9]. As duas abordagens foram testadas em malha fechada, em regime permanente, durante uma hora, no mesmo ponto de operação. A funcionalidade do sinal de controle inteligente para regime permanente foi desabilitada durante esse teste, para que apenas a implementação da tolerância da CC influenciasse no resultado. Os mesmos ajustes do RV e das malhas de posicionamento foram utilizados em ambos os casos, e a tolerância da CC foi ajustada em 2% da excursão máxima do servomotor das pás do rotor (0,02 pu).



**Figura 4: Equipamentos para teste hardware-in-the-loop**

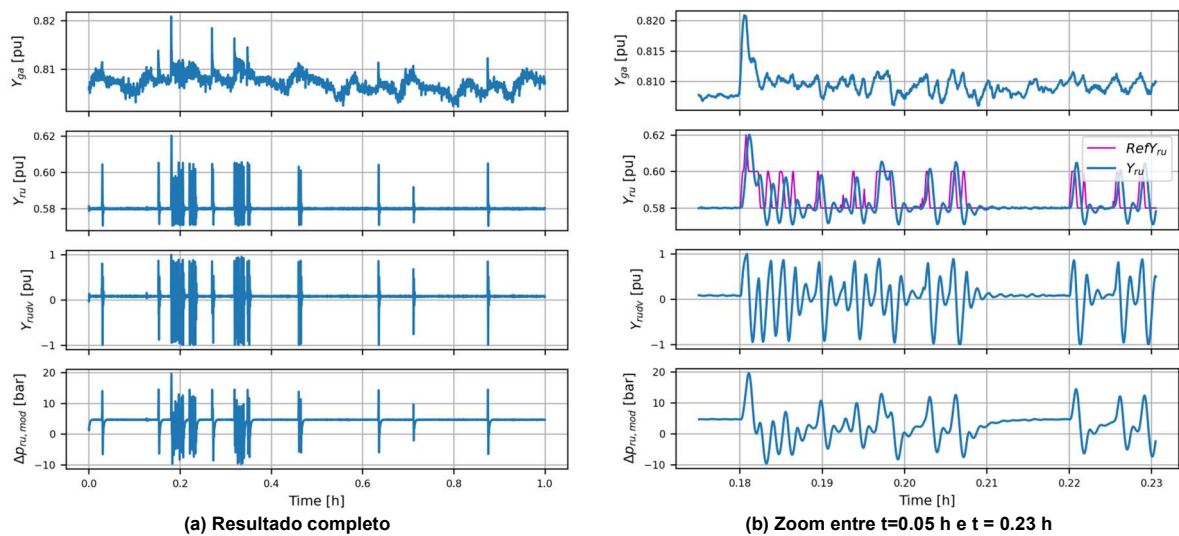
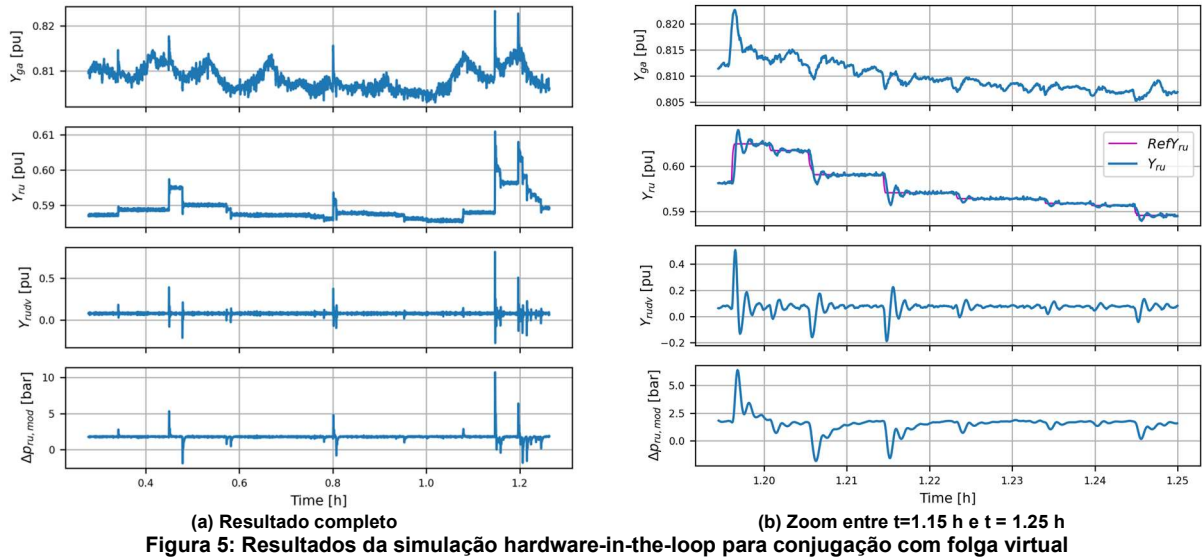
Os resultados para uma hora de simulação com a implementação do tipo folga virtual são apresentados na Figura 5, enquanto os resultados para a implementação com discretização estão apresentados na Figura 6. A comparação entre os indicadores de desempenho é apresentada na Tabela 2, onde também se incluiu o cálculo da variação total da posição da válvula distribuidora,  $TV_{rudv}$ .

**Tabela 2: Comparação dos indicadores de desempenho para as duas implementações de tolerância da CC, testes de simulação do tipo hardware-in-the-loop**

	Folga virtual	Discretização
$CF_{\Delta p_{ru,mod}}$	14,3 ciclos/h	82,7 ciclos/h
$TV_{ru}$	2,21 pu/h	4,25 pu/h
$TV_{rudv}$	53,7 pu/h	197 pu/h

É possível notar uma diferença significativa entre os indicadores obtidos com as duas implementações, apesar de ambas as simulações terem sido realizadas com o ajuste da folga em 2%. A explicação para isso pode ser encontrada na Figura 6: pela ação de controle do RV, ocorre de a referência das pás do rotor saltar momentaneamente entre duas das posições de discretização da referência. Esse tipo de situação pode ficar ocorrendo de forma intermitente durante a operação da unidade, sem garantia de estabilizar, pois depende unicamente do ponto de operação e da ação de controle do RV.

Nesse sentido, os autores recomendam que se atente para a robustez da implementação dessas funcionalidades, uma vez que a efetividade delas não depende apenas da existência delas ou do ajuste adequado de seus parâmetros.



## 6.0 CONCLUSÃO



A justificativa por trás da necessidade de recursos especiais que reduzam o movimento desnecessário no servomotor de pás foi explicada e avaliada para três grandes unidades Kaplan, explicando o método para escolher os indicadores de desempenho.

As funcionalidades propostas para o regulador de velocidade podem reduzir a frequência dos ciclos de abertura/fechamento para menos de 11% dos valores originais. Esse dado pode ser usado, por exemplo, para calcular o quanto a vida útil é prolongada ou para aumentar os períodos de revisões de manutenção a fim de aumentar a disponibilidade das unidades geradoras. Conforme demonstrado no trabalho, também é importante que a implementação dessas funcionalidades seja realizada de forma robusta: uma implementação simplista pode ocasionar o surgimento de comportamentos indesejados – como ciclos-limite.

Trabalhos futuros devem ser realizados para aumentar o universo estatístico e fornecer resultados mais precisos, mas as melhorias observadas nos indicadores de desempenho para os registros disponíveis já são muito convincentes sobre a eficácia das abordagens propostas do uso do RV para reduzir o desgaste e a fadiga nos componentes do sistema de posicionamento Kaplan.

Uma contribuição indireta do trabalho é a demonstração de um modelo da diferença da pressão entre as câmaras a partir da posição da válvula distribuidora. Obviamente que esse modelo é bastante diferente dependendo das dimensões da válvula distribuidora, do servomotor e da pressão do circuito hidráulico, mas é uma informação relevante que a diferença entre as pressões das câmaras possa ser estimada a partir da posição da distribuidora.

## 7.0 REFERÊNCIAS

1. EUROPEAN NETWORK OF TRANSMISSION SYSTEM OPERATORS FOR ELECTRICITY (ENTSO-E). **Network Code for Requirements for Grid Connection Applicable to All Generators – Requirements in the context of present practices**. 2012.
2. IEEE TASK FORCE ON LARGE INTERCONNECTED POWER SYSTEMS RESPONSE TO GENERATION GOVERNING. **Interconnected Power System Response to Generation Governing: Present Practice and Outstanding Concerns**. PES-TR13, 2007.
3. OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO (ONS). **SUBMÓDULO 2.10**: Requisitos técnicos mínimos para a conexão às instalações de transmissão. 2020.
4. NORTH AMERICAN ELECTRIC RELIABILITY CORPORATION (NERC). **Balancing and Frequency Control**. 2011.
5. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 60308**: Hydraulic turbines - Testing of control systems. 2005.
6. INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS (IEEE). **IEEE 125-2007**: IEEE Recommended Practice for Preparation of Equipment Specifications for Speed-Governing of Hydraulic Turbines Intended to Drive Electric Generators. 2007.
7. INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS (IEEE). **IEEE 1207-2011**: IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units. 2011.
8. CASTILHO, R.; BORRI, V.; TAKAO, W.; SILVA, W. Rotores Kaplan, discussão de um caso de quebra de mecanismo interno e proposta de acompanhamento preditivo. *In*: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 20., 2009, Recife. **Anais [...]**. Recife: CIGRÉ, 2009. GGH.
9. ASME, 2021, "Section VIII, Rules for construction of pressure vessels, Division 2 - Alternative rules," American Society of Mechanical Engineers, New York, Standard No. BPVC-VIII-2 - 2021.
10. MENARIN, H. A.; COSTA, H. A.; FREDO, G. L. M.; GOSMANN, R. P.; FINARDI, E.; WEISS, L. A. Dynamic Modeling of Kaplan Turbines Including Flow Rate and Efficiency Static Characteristics. **IEEE Transactions On Power Systems**. Vol. 34, no. 4, p. 3026-3034. jul. 2019, doi: 10.1109/TPWRS.2019.2899815.

## DADOS BIOGRÁFICOS



Trabalha na REIVAX desde 2008 e é responsável pela pesquisa e desenvolvimento de sistemas de controle para geração de energia. Ele recebeu seu diploma de Mestre em Automação e Engenharia de Sistemas em 2013, com especialização na aplicação de estrutura de Controle Preditivo Modelo para sistemas de excitação e reguladores de turbina para usinas hidrelétricas. Ele se formou como Engenheiro de Controle e Automação em 2010.

### (2) BRUNO MACIEL MACHADO

Bruno Maciel Machado é graduado em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) em 2021. Trabalha na REIVAX Automação e Controle desde 2019 com pesquisa e desenvolvimento de sistemas de controle e modelagem de sistemas elétricos para geração de energia.

### (3) MÁRIO SÉRGIO DE OLIVEIRA

Se formou em Engenharia Elétrica na Faculdade AEMS Três Lagoas e possui uma pós-graduação em Automação e Controle na UNILINS. Acumula grande experiência na indústria hidrelétrica desde 1987, quando começou a trabalhar na CESP, e agora na China Three Gorges Brasil como especialista de manutenção eletroeletrônica. Sua experiência é voltada para reguladores de velocidade e tensão, sistemas de proteção, instrumentação e automação

### (4) LEONARDO L. LEONCINI

Graduou-se em Engenharia Elétrica pelo Instituto Tecnológico do Sudoeste de São Paulo (INTESP) em 2006. Possui MBA em Gerenciamento de Projetos, recebido pela Fundação Getulio Vargas (FGV), e atualmente trabalha na China Three Gorges Brasil como consultor e especialista em engenharia elétrica. Suas áreas de interesse são sistemas elétricos de potência, geração de energia, gerenciamento de projetos, gerenciamento de manutenção elétrica e sistemas de automação e controle

### (5) CHRISTIANO FERREIRA LOPES

Atua em manutenção de usinas hidrelétricas desde Outubro de 1998, atualmente como Técnico Especialista em Eletroeletrônica na CTG Rio Paranapanema Energia S/A. Programador de linguagens de programação de baixo e médio nível, Controladores Lógico Programáveis e Sistemas de Supervisão e Controle. Realiza manutenção e comissionamento em Sistemas de Regulação de Velocidade e Tensão e Automação de Unidades Geradoras. Áreas de interesse: Sistemas elétricos de potência, Geração de energia, Programação de Microcontroladores, Protocolos de Comunicação, Regulação de Velocidade e Tensão e Sistemas de Proteção de Unidades Geradoras.

### (6) TIAGO NUNES DE SOUSA

Trabalha na REIVAX desde 2006 e é responsável pelo setor de projeto e desenvolvimento de produtos mecânicos. Formado como Engenheiro Mecânico pela Universidade Federal de Santa Catarina em 2006. Em seu trabalho desenvolve soluções para sistemas hidráulicos de reguladores de velocidade e instrumentação ligada a estes sistemas.