

Aplicação de Restritores de Fluxo de Vapor como Alternativa para Correção de Gradientes Térmicos nos Tubos de Superaquecedores de Caldeiras

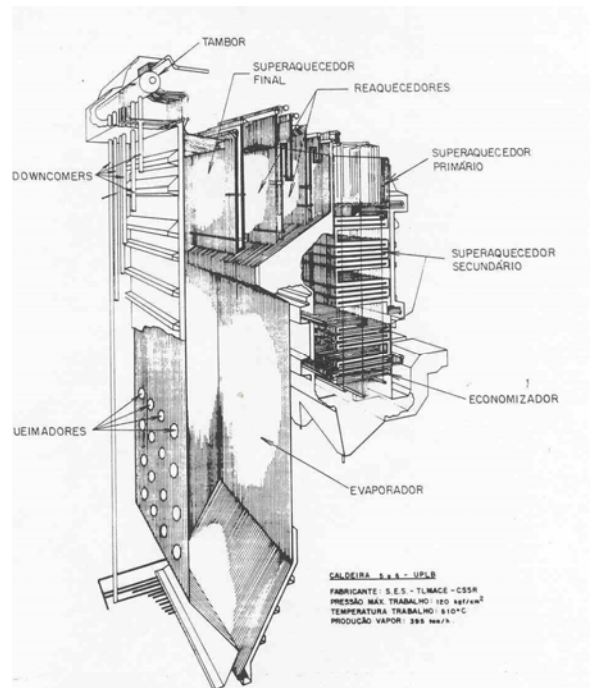
A. C. R. Nogueira, UFSC; E. Bazzo, UFSC; L. J. Mendes Neto, UFSC; L. Felipe, TRACTEBEL ENERGIA.

Resumo - Este artigo apresenta uma metodologia de solução pro ativa e os resultados obtidos, para os problemas relacionados aos fortes gradientes transversais de temperaturas e, conseqüentemente, elevadas temperatura de metal, nos tubos do superaquecedor final de uma unidade geradora de vapor. A metodologia utilizada consiste na análise e avaliação da inserção de restritores de fluxo nestes tubos, visando à redução dos gradientes, resultando em um algoritmo computacional, constituindo-se em uma ferramenta bastante eficaz na análise de problemas correlatos, atualmente em uso pela Empresa Tractebel Energia S/A.

Palavras-chave — Gradientes Térmicos em Caldeira; Superaquecedores de Vapor; Restritores de Fluxo de Vapor.

I. INTRODUÇÃO

A competitividade de uma empresa geradora de energia elétrica num mercado privatizado, necessariamente passa pela sua capacidade de fornecer energia elétrica de boa qualidade e sem interrupções. Para tanto, é necessário que o índice de indisponibilidade de suas unidades geradoras seja o mais baixo possível. Segundo Felipe e Santos [1], os rompimentos de tubos de geradores de vapor são responsáveis pela maioria das paradas forçadas das unidades geradoras, de acordo com dados levantados pelo Grupo de Trabalho de Manutenção em Termelétricas (GTMT) da Tractebel Energia S/A e dados de instituições internacionais de pesquisa na área de geração térmica. De acordo com o trabalho acima citado, os principais mecanismos de falhas nos superaquecedores de caldeiras das unidades geradoras que operam queimando carvão pulverizado em suspensão (Fig. 1) são a erosão por cinzas leves (aproximadamente 70%) e a fadiga térmica (aproximadamente 30%), sendo que a fadiga térmica está associada com as tensões térmicas provocadas por gradientes de temperatura.



1. Figura 1. Caldeira e seus componentes (retirada de Bazzo, 2000).

Ainda que algoritmos comerciais bastante potentes [2], [3] vem sendo utilizados na detecção de falhas de projetos, tanto no que tange a análise aerodinâmica e térmica do escoamento ao longo do circuito dos gases e na análise do processo de combustão nos geradores de vapor, a obtenção de resultados para a região do superaquecedor e reaquecedores ainda deixa muito a desejar, em virtude da enorme diferença nos comprimentos de escala entre as dimensões da seção transversal da caldeira e o diâmetro dos tubos dos feixes tubulares, tornando impraticável uma simulação completa de toda a caldeira. Assim sendo, este artigo tem por escopo a redução dos gradientes térmicos através do uso de restritores de fluxo no superaquecedor final, no sentido de se equalizar a distribuição transversal de temperatura, conseguindo desta forma um aumento da vida útil dos tubos. Para tanto se faz uso de uma análise global da troca térmica do mesmo.

II. METODOLOGIA

A metodologia utilizada na determinação das temperaturas de parede dos tubos do superaquecedor final será através da determinação do escoamento ramificado através dos mesmos e do balanço de energia entre a temperatura dos gases medidas no plano de entrada do superaquecedor final e o vapor.

A. Cálculo da Distribuição de Vazão

De forma a calcular a distribuição do fluxo mássico de vapor, o trocador de calor é dividido em seções correspondentes aos painéis de tubos, conforme a Fig 1. Inicialmente é considerado que todos os tubos possuem a mesma vazão mássica. A pressão através do coletor de saída é calculada em cada seção, iniciando em um dos lados do coletor, onde são conhecidas a pressão e a vazão mássica,

$$P_{oh(i+1)} = P_{oh(i)} \pm \Delta P_{oh} \quad (1)$$

onde $P_{oh(i)}$ é a pressão na seção 'i' do coletor de saída e ΔP_{oh} a perda de carga. O sinal + ou - depende da direção do escoamento, sendo positivo para o caso de direção contrária ao escoamento.

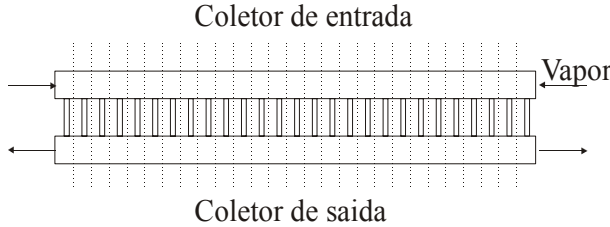


Figura 1 - Esquema do trocador de calor

A pressão na primeira seção do coletor de entrada, $P_{th(1)}$, é então calculada levando em consideração a perda de carga no tubo do primeiro painel, $\Delta P_{t(1)}$, conforme a equação (2):

$$P_{th(1)} = P_{oh(1)} + \Delta P_{t(1)} \quad (2)$$

A distribuição de pressão através do coletor de entrada é calculada de forma similar a do coletor de saída. A perda de carga nos tubos do trocador, incluindo os coletores de entrada e saída é calculada como:

$$\Delta P_t = \left(f \frac{L}{D_i} + \sum K \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (3)$$

sendo f o fator de atrito obtido do diagrama de Moody, L o comprimento em consideração, ρ a densidade do vapor, V a velocidade e $\sum K$ a soma dos coeficientes de perdas de cargas localizadas, englobando, expansão, contração, re-

torno de 180° e restritor de fluxo, cujos valores para os três primeiros são 0,2; 0,5 e 1,5, respectivamente.

O fator de atrito, obtido a partir do diagrama de Moody, é calculado através da equação,

$$f = [0,79 * \ln(\Re) - 1,64]^2 \quad (4)$$

O coeficiente de perda de carga localizada referente ao restritor de fluxo é calculado como uma perda distribuída e representada por:

$$K_{fc} = \frac{f_{fc} L_{fc} D_i^4}{D_{fc}^5} + K_{exp} + K_{con} \quad (5)$$

onde o subscrito fc indica que f , L e D são relacionados ao controlador de fluxo. K_{exp} e K_{con} são os coeficientes de perda de carga de expansão e contração, respectivamente.

Depois de calculadas as pressões em todas as seções dos coletores de entrada e de saída, uma nova velocidade do vapor nos tubos é calculada através da equação (3) e normalizada pela vazão total de vapor. Os cálculos são então repetidos até que o residuo das velocidades seja menor que a tolerância admitida. É considerado que ambos os lados dos coletores possuem a mesma pressão de entrada e a mesma pressão de saída. Baseado nessa condição, o método de Hardy Cross [2] é utilizado de forma a corrigir o fluxo de vapor nas seções dos coletores.

$$\Delta \dot{m} = \frac{\sum \dot{m}^n}{\sum n \dot{m}^{n-1}} \quad (6)$$

onde n é o expoente e r é um coeficiente, constante para cada tubo, que correlaciona o fluxo mássico e a perda de carga nos tubos dos coletores, $\Delta P = r \dot{m}^n$, calculado através dos resultados da iteração anterior. Após a correção das vazões nos coletores, novos cálculos são realizados.

B. Cálculo da Distribuição de Temperatura

Para o cálculo das temperaturas do tubo, como primeira hipótese, assume-se que a carga térmica não varia e que o calor trocado permanece praticamente constante após a inserção dos restritores nos tubos do superaquecedor final, de forma que:

$$q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) = constante \quad (7)$$

onde q é o calor trocado, \dot{m} é a vazão mássica de vapor, T_{out} e T_{in} são as temperaturas de saída e de entrada do vapor, respectivamente.

Como segunda hipótese, assume-se que a temperatura de saída do vapor seja próxima à temperatura de metal do tubo na região de medição, ou seja, saída do superaque-

cedor final. Desta forma, conhecida as vazões antes e depois da instalação dos restritores de fluxo, a temperatura de metal antes da instalação e a temperatura de entrada do vapor, são estimadas as novas temperaturas de metal, na mesma região de medição, após a instalação do restritores de fluxo.

Na expectativa de se buscar resultados melhores, um programa computacional foi desenvolvido, fundamentado na primeira lei da termodinâmica, considerando correlações empíricas disponíveis na literatura, para cálculo das resistências térmicas por convecção do lado do vapor e, por convecção e radiação gasosa combinadas, do lado dos gases.

Da mesma forma, o fluxo de calor entre gases e vapor não se modifica após a instalação dos restritores. A inserção dos restritores promove significativa mudança na resistência térmica por convecção no lado do vapor, decorrente da redistribuição de massa em cada um dos tubos do superaquecedor final, procurando-se desta forma, minimizar os pontos críticos, através do método de procura por tentativa e erros.

III. PROCEDIMENTOS GERAIS

Os resultados apresentados neste relatório são baseados nas medidas de temperatura fornecidas pela Tractebel. Estas medidas foram obtidas para a Unidade 6 operando a 122MW, com os moinhos 1,3 e 4 em operação no dia 15/02/2005.

A. Dados Utilizados

Tabela 1 – Condições Operacionais

Pressão de saída (bar)	121
Vazão total (kg/s)	109,6
Temperatura de entrada (°C)	428

Tabela 2 – Dados geométricos

	Diâmetro interno (m)
Coletor de entrada	0,209
Coletor de saída	0,234
Tubo	0,0318-2*0,0056

Tabela 3 – Dados restritores

1	Comprimento L_1 (m)	200(mm)
	Diâmetro interno (m)	7 (mm)
2	Comprimento L_2 (m)	350 (mm)
	Diâmetro interno (m)	11 (mm)
3	Comprimento L_3 (m)	500 (mm)
	Diâmetro interno (m)	11 (mm)

Os valores das temperaturas nos feixes 20 e 21 não foram

medidos e foram então considerados iguais aos valores dos feixes 19 e 22, respectivamente. A Tabela 4 apresenta os valores das temperaturas nos 40 tubos do superaquecedor final para a 1ª fileira de tubos. As temperaturas nas fileiras de 2 a 7 não foram medidas. Seus valores foram estimados como sendo 5°C inferiores às temperaturas da fileira precedentes.

TABELA 4 – TEMPERATURAS DE SAÍDA

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
440	479.3	499.5	480.9	487.3	520.2	509.2	502.4	523.3	504
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
503.1	502.8	512.9	502.1	548.9	508.5	506.8	506.8	500.2	500.2
21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
502.6	502.6	523.7	504	523	531.9	499.1	505.4	530.7	530.9
31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
530	522.6	514.8	517.4	487.8	483.5	502.8	501.4	470.8	477.4

IV. CRITÉRIO PARA LOCALIZAÇÃO DOS RESTRITORES DE FLUXO

A localização dos restritores de fluxo é baseada nas medidas de temperaturas de metal dos tubos. Nos tubos com temperaturas de parede inferiores à 520°C são especificados restritores de fluxo do tipo 3 da Tabela 3, adotando-se uma varredura dos painéis no sentido das laterais para o centro. A seguir, determina-se a nova distribuição de vazão de vapor e as novas temperaturas de metal resultantes. Caso resultem temperaturas acima de 540°C, procede-se novo arranjo para os restritores de fluxo considerando também a aplicação de restritores mais curtos, do tipo 2. Considerando a sensibilidade observada nas vazões calculadas, ao se inserir os restritores, optou-se por um procedimento baseado em tentativas e erros, alterando-se o tipo de restritor inserido nos diversos tubos. O restritor utilizado nos painéis 1 e 40 é do tipo 1, de 200 mm de comprimento, visando-se compatibilizar o espaço físico disponível.

V. RESULTADOS OBTIDOS E ALTERNATIVAS PROPOSTAS

Foram definidas duas alternativas de configuração para inserção dos restritores de fluxo nos 7 tubos dos 40 painéis, denominadas de **Alternativa 1** e **Alternativa 2**. Estas configurações são apresentadas a seguir:

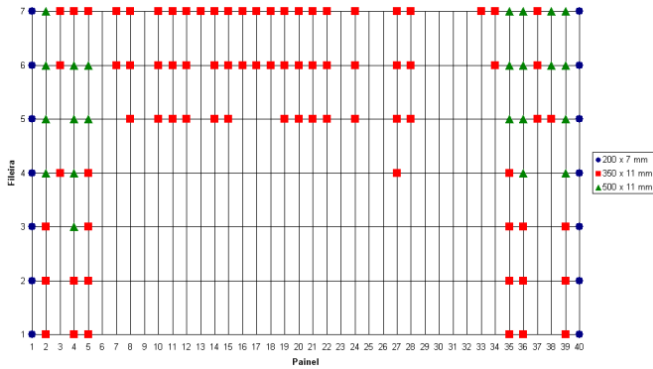


Figura 2 - Alternativa de configuração 1

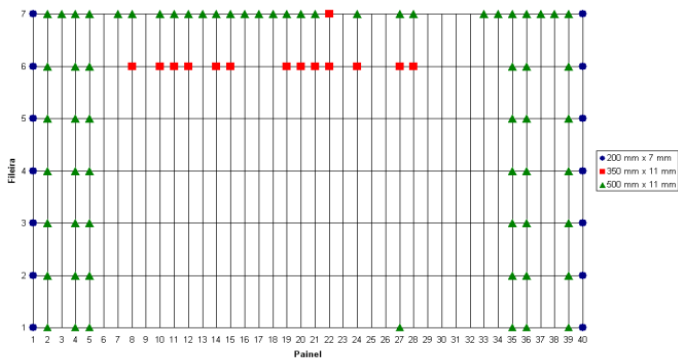


Figura 3 - Alternativa de configuração 2

Na Alternativa 1 são necessários:

- 14 Restritores de 200 mm x ϕ 7 mm
- 80 Restritores de 350 mm x ϕ 11 mm
- 23 Restritores de 500 mm x ϕ 11 mm

Na Alternativa 2 são necessários:

- 14 Restritores de 200 mm x ϕ 7 mm
- 14 Restritores de 350 mm x ϕ 11 mm
- 65 Restritores de 500 mm x ϕ 11 mm

com resultados ligeiramente melhores para a **Alternativa 2**.

A. DISTRIBUIÇÕES DE VAZÃO

As figuras 1 - 7 apresentam os gráficos das vazões mássicas calculadas para as condições de operação após a instalação dos restritores de fluxo, de acordo com as Alternativas 1 e 2.

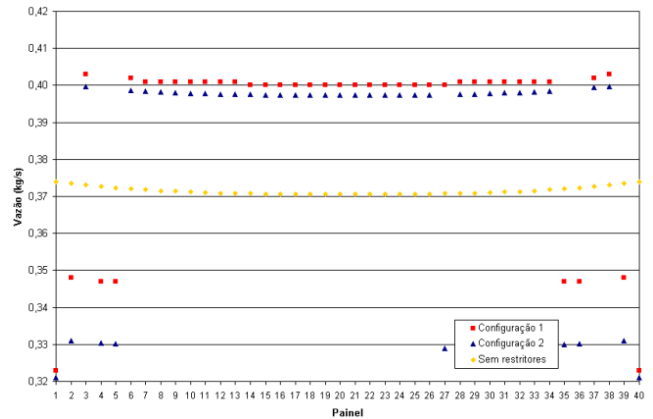


Figura 1- Distribuição de vapor na 1ª Fileira de tubos

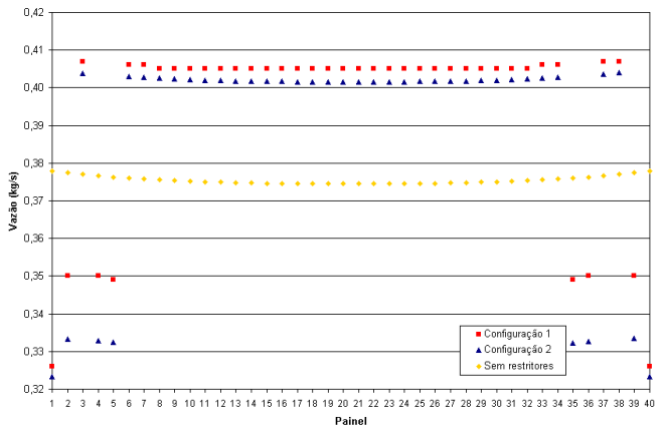


Figura 2- Distribuição de vapor na 2ª Fileira de tubos

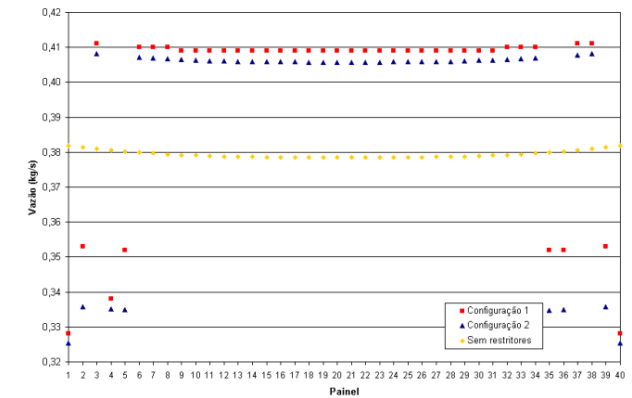


Figura 3- Distribuição de vapor na 3ª Fileira de tubos

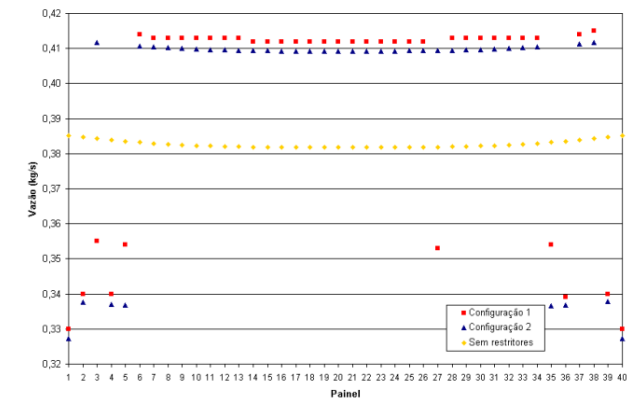


Figura 4- Distribuição de vapor na 4ª Fileira de tubos

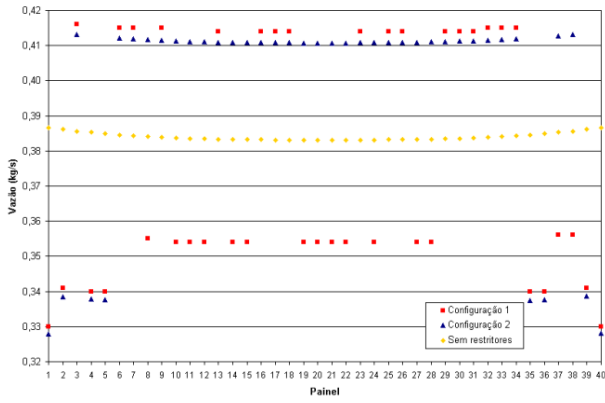


Figura 5- Distribuição de vapor na 5ª Fileira de tubos

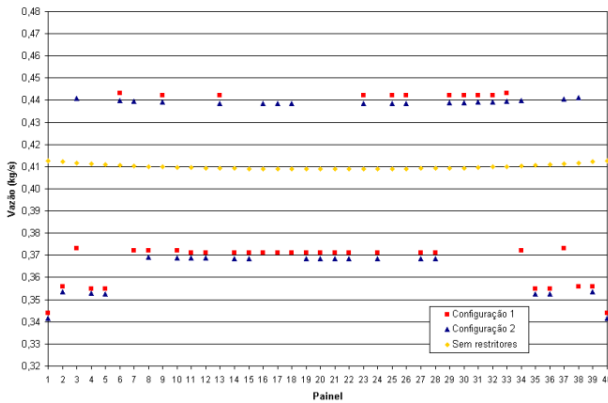


Figura 6- Distribuição de vapor na 6ª Fileira de tubos

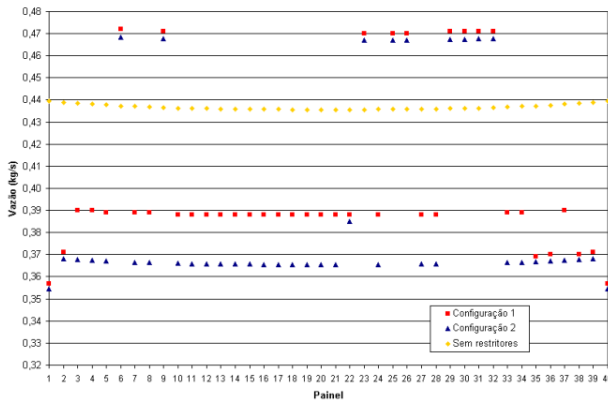


Figura 7 - Distribuição de vapor na 7ª Fileira de tubos

B. DISTRIBUIÇÕES DE TEMPERATURA

Nas figuras 8 - 14 são apresentados os valores das temperaturas de metal dos tubos do superaquecedor final, medidas (para a primeira fileira de tubos apenas) e previstas após a instalação dos restritores para as configurações 1 e 2.

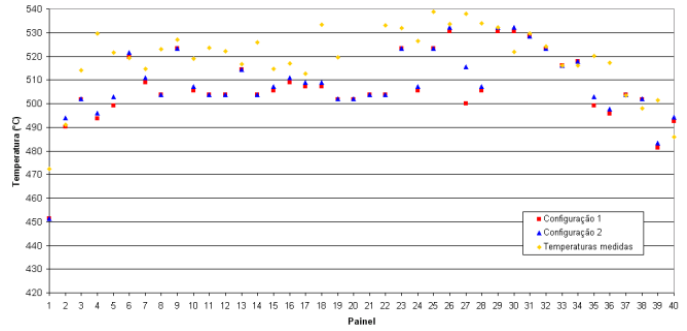


Figura 8 - Temperatura de metal na 1ª Fileira de tubos

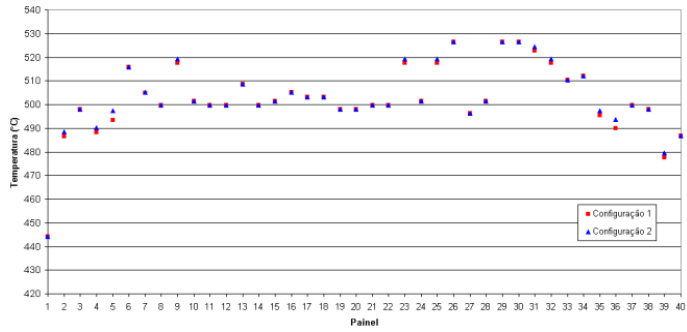


Figura 9 - Temperatura de metal na 2ª Fileira de tubos

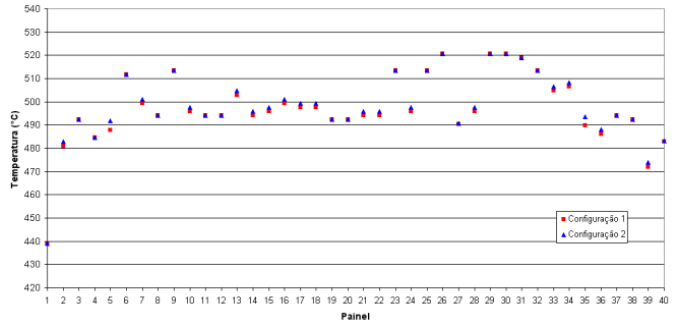


Figura 10 - Temperatura de metal na 3ª Fileira de tubos

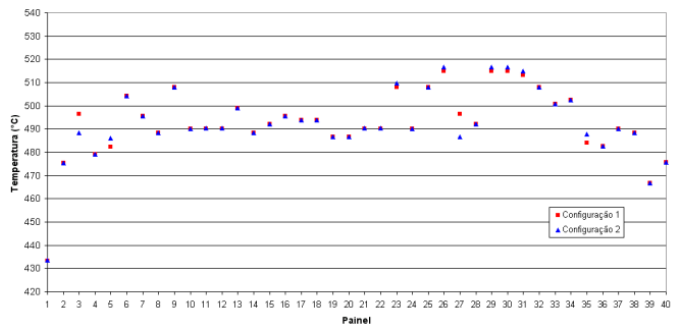


Figura 11 - Temperatura de metal na 4ª Fileira de tubos

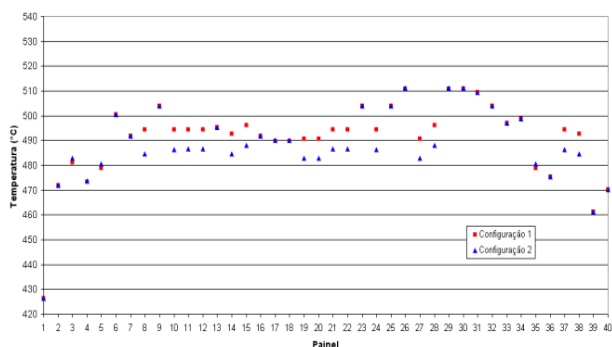


Figura 12 - Temperatura de metal na 5ª Fileira de tubos

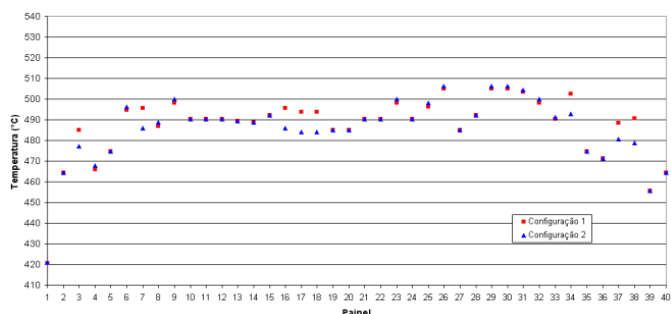


Figura 13 - Temperatura de metal na 6ª Fileira de tubos

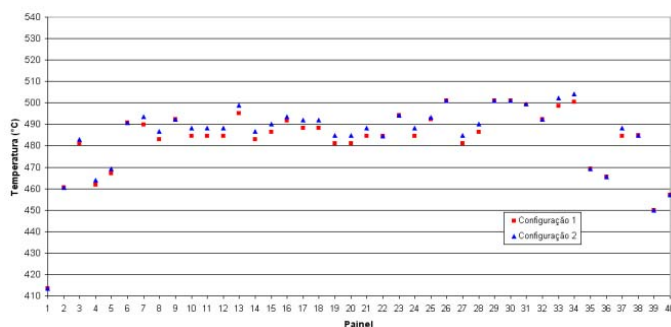


Figura 14 - Temperatura de metal na 7ª Fileira de tubos

VI. CARACTERIZAÇÃO DOS RESTRITORES

As figuras a seguir apresentam os desenhos referentes à confecção dos restritores.

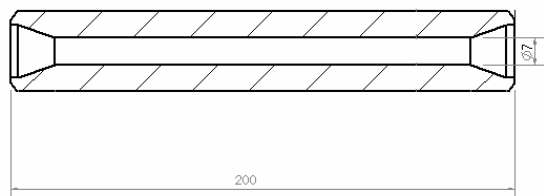


Figura 15 - Restritor de 200 mm x ϕ 7 mm – Tipo 1

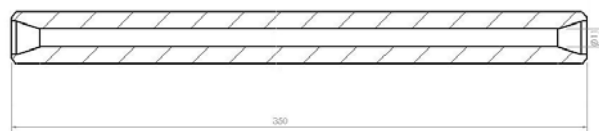


Figura 16 - Restritor de 350 mm x ϕ 11 mm – Tipo 2

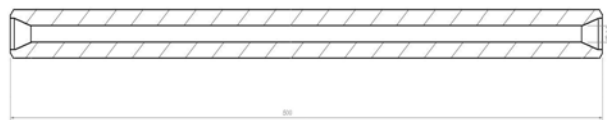


Figura 17 - Restritor de 500 mm x ϕ 11 mm – Tipo 3

VII. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos demonstram que a metodologia adotada para a correção dos gradientes de temperaturas transversais é bastante acertada, permitindo-se corrigir as temperaturas de metal elevadas nos tubos dos diversos painéis. Além disso, as distribuições de temperatura apresentadas nas Figuras 8 a 14, para as duas configurações de inserção de restritores de fluxo, demonstram a alta sensibilidade que os escoamentos ramificados produzem nos níveis de temperatura para os diversos tubos do superaquecedor final. Neste sentido, procedendo-se um monitoramento estratégico das temperaturas de metal de alguns dos tubos do superaquecedor final da caldeira, visando-se o ajuste das constantes empíricas das correlações de transferência de calor, o programa desenvolvido permite uma análise rápida e eficaz da redistribuição de vapor nos tubos do superaquecedor da caldeira, através de uma interface amigável e otimizada, proporcionando uma fácil interação com o usuário. Deve-se salientar ainda que o ajuste das constantes empíricas das correlações de transferência de calor devem ocorrer logo após a medição dos primeiros valores de temperatura, após a inserção dos restritores de fluxo. Tal procedimento permite o ajuste do programa às características de operação da caldeira.

Desta forma, o programa permite um ponto inicial de análise para uma avaliação mais rigorosa, por exemplo, empregando a utilização de algoritmos mais robustos, tais como o CFX.

VIII. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à colaboração de R. F. Reinaldo, L. F. Clasen e M. J. E. Demétrio no transcorrer do projeto, cujos resultados permitiram a elaboração deste documento.

IX. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Periódicos:

- [1] L. Felipe e E. O. Santo, “Análise dos Mecanismos de Falhas - Histórico e Tendências; Experiências na Usina Termelétrica Jorge Lacerda

B - UTLB, Anais do 15o Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica”, Anais do 15o Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Foz do Iguaçu, Outubro 1998.

- [2] R. F. Reinaldo, E. Bazzo, A. C. R. Nogueira, A. A. M. Oliveira, E. R. Bueno, P. A. N. Bernardini, L. Felipe, “Estudo numérico aplicado ao escoamento de gases no interior de uma caldeira aquotubular visando a redução de gradientes térmicos nos feixes tubulares”, Proceedings of the 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering”, Paper CIT02-0446, ENCIT2002, Caxambú, Brasil, 2001.
- [3] R. F. Reinaldo, J. F. Toste de Azevedo. and E. Bazzo, “Use of a CFD based numerical model to calculate Heat transfer in boiler superheaters panels”, COBEM 2003 – 17º International Congress of Mechanical Engineering, Proceedings in CD - São Paulo, November/2003.
- [4] A. C. R. Nogueira, E. Bazzo, R. F. Reinaldo, L. F. Clasen, M. J. E. Demétrio, L. Felipe, “Análise Numérica do Processo de Escoamento de Gases e de Transferência de Calor na Região do Superaquecedor Final de uma Caldeira Aquotubular”, VII SNTPEE, Uberlândia – MG, 2003.

Livros:

- [5] A Zukauskas, J. Skrinska, Ziugzda and Gnielinski, V. 1998, “Single-Phase Convective Heat Transfer - Banks of Plain and Finned Tubes”, Chap. 2.5.3 in ‘Heat Exchanger Design Handbook’, Ed. by G.F. Hewitt (Executive Editor), Begell House. E. Clarke, *Circuit Analysis of AC Power Systems*, vol. I. New York: Wiley, 1950, p. 81.
- [6] Victor L. Streeter, E. Benjamin Wylie, “Mecânica dos Fluidos”, Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1980.

Relatórios Técnicos:

- [7] A. C. R. Nogueira, E. Bazzo e Reinaldo, R. F., P. A. N. Bernardini, A. A. M. de Oliveira Jr., C. R. Maliska, R. F. Reinaldo, E. R. Bueno, L. F. Clasen, M. J. E. Demétrio, “Pesquisa Aplicada em Superaquecedores de Caldeiras Visando a Redução de Gradientes Térmicos Resultantes da Troca Térmica Irregular de Calor com os Gases de Combustão”, LabCET/Tractebel Energia/FEESC - N.º CMS. NAJL.01.11153, Relatório Final, Junho de 2001 a Maio de 2003.