

## PESQUISA APLICADA EM CALDEIRAS AQUOTUBULARES VISANDO A REDUÇÃO DE GRADIENTES TÉRMICOS NOS FEIXES TUBULARES

### Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos  
88.040-900, Florianópolis – SC  
[ebazzo@emc.ufsc.br](mailto:ebazzo@emc.ufsc.br)

### Rafaela Frota Reinaldo

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos  
88.040-900, Florianópolis – SC  
[rafaela@cet.ufsc.br](mailto:rafaela@cet.ufsc.br)

### Antônio Carlos Ribeiro Nogueira

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Simulação Numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor  
88.040-900, Florianópolis – SC  
[nogueira@emc.ufsc.br](mailto:nogueira@emc.ufsc.br)

### Gilson Atanásio

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Simulação Numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor  
88.040-900, Florianópolis – SC  
[gilson@sinmec.ufsc.br](mailto:gilson@sinmec.ufsc.br)

**Resumo.** Neste trabalho são apresentados resultados numéricos da simulação do escoamento de gases em uma unidade geradora de vapor em operação com capacidade de 125 MW. É realizado um estudo de malha, onde foram testados quatro diferentes refinamentos, de forma a analisar a sua influência sobre as características no campo de escoamento resultante. Dados operacionais demonstram gradientes térmicos acentuados e temperaturas elevadas nos superaquecedores e reaquecedores, provocando freqüente indisponibilidade da unidade no sistema elétrico. A metodologia proposta neste trabalho pressupõe a determinação do campo de velocidades e de temperatura na região dos superaquecedores e reaquecedores de vapor, utilizando algoritmo computacional existente no mercado, com o propósito de obter subsídios para analisar os problemas de fluência e estimar a vida residual dos feixes tubulares.

**Palavras chave:** unidade geradora de vapor, simulação numérica, estudo de malha.

## 1 Introdução

Nos últimos anos tem sido observado um crescimento expressivo do consumo de energia elétrica no Brasil. Para atender a demanda crescente e evitar o risco de desabastecimento, o país precisa, além de ampliar sua produção de energia elétrica, preservar o parque gerador existente. Naturalmente, há um esforço continuado para aumentar a margem de segurança do sistema elétrico brasileiro. Devido à competitividade do novo modelo de mercado de energia elétrica, empresas geradoras vêm buscando trabalhar com suas unidades em condições de operação próximas à plena carga e com uma maior disponibilidade. Novos investimentos vêm sendo realizados para investigar e resolver os problemas de falhas em caldeiras, com o intuito de prolongar a vida útil das caldeiras e minimizar a freqüência de paralisações de unidades geradoras, assegurando a oferta de energia elétrica (Reinaldo *et al.*, 2001).

A tendência atual de utilização do gás natural em processos de ciclo combinado fornece elevados níveis de eficiência. Apesar disto, a utilização do carvão mineral para geração termelétrica na região Sul do país apresenta vantagens econômicas em relação à utilização do gás natural. Devido à sua abundância na região, o carvão mineral é mais barato, custando US\$ 1/milhão de BTU, enquanto o gás vale US\$ 2,60/milhão de BTU. Devido a este fato, o gás

natural vem perdendo espaço para a geração com carvão mineral. Novas usinas a carvão tiveram suas obras iniciadas ou retomadas no ano passado e devem ficar prontas até 2003, enquanto que, dos quatro projetos a gás previstos para a região, apenas dois estão em construção. Importante ressaltar também que enquanto a reserva mundial de gás natural é de apenas 60 anos, as reservas de carvão conhecidas garantem energia para os próximos 250 anos (Benesh, 2001).

Uma das desvantagens da geração termelétrica à carvão pulverizado em relação ao gás natural, são os problemas associados à indisponibilidades forçadas devido ao ambiente severo de trabalho. De acordo com artigo publicado por Felipe e Santo (1998), os problemas principais das unidades geradoras de vapor com queima de carvão pulverizado têm se concentrado nos superaquecedores e reaquecedores, que, historicamente, são responsáveis por grande parte das indisponibilidades forçadas, basicamente devido à erosão por cinzas leves, fluência e fadiga térmica. O ambiente severo de trabalho em uma caldeira queimando carvão em suspensão é a causa principal destas falhas devido aos efeitos de tensão, temperatura, corrosão, erosão e vibração combinados, produzindo degradação do material dos tubos (EPRI, 1985).

No presente momento encontra-se em andamento uma pesquisa em cooperação com a empresa Tractebel Energia, com o propósito de resolver problemas técnicos causados por fadiga térmica e fluência e de aumentar a vida útil de suas unidades geradoras de vapor, envolvendo o departamento de engenharia mecânica da UFSC nas áreas de materiais e de ciências térmicas. Em unidades da empresa, foi observado um gradiente térmico acentuado na direção transversal ao escoamento principal dos gases de combustão, com temperaturas acima dos valores admissíveis de projeto, provocando paradas freqüentes e reduzindo a vida útil da instalação. Para a proposição de alternativas de operação que minimizem estes problemas se faz necessário a utilização de programas computacionais que possibilitem a simulação numérica da transferência de calor no interior destas unidades.

A simulação numérica do processo de transferência de calor no interior de caldeiras dotadas de fornalhas de queima de carvão pulverizado vem recebendo atenção crescente na solução de problemas diversos, em consequência principalmente da disponibilidade de códigos computacionais no mercado. Estes códigos representam hoje uma ferramenta de valor fundamental no aperfeiçoamento de projetos de novas unidades geradoras de vapor, permitindo otimizar condições de operação, reduzir as emissões de poluentes, investigar o mau funcionamento dos equipamentos e propor as medidas corretivas pertinentes. Com esse espírito, várias empresas do setor bem como instituições de pesquisa vêm desenvolvendo algoritmos que, de uma forma geral, incluem sub-rotinas para a simulação dos diferentes processos, tais como: escoamento turbulento, transferência de calor radiativa, devolatilização e combustão das partículas de carvão (Xu *et al.*, 2000).

## 2 Descrição do Problema

A ocorrência freqüente de falhas nos tubos do superaquecedor final e reaquecedores, localizados na região de saída da câmara de combustão, tem causado prejuízos consideráveis às centrais termelétricas. No caso específico da Usina Jorge Lacerda, estes componentes são responsáveis pela maioria das paradas forçadas. Os rompimentos dos tubos têm ocorrido principalmente devido aos mecanismos de fadiga térmica e de fluência. A fadiga térmica é ocasionada, basicamente, por mudanças cíclicas de temperatura e restrição completa ou parcial da deformação térmica (Zuchowski, 2000). O fenômeno de fluência consiste na deformação plástica progressiva ao longo do tempo, que ocorre sob tensão abaixo do limite de escoamento, quando a temperatura é suficiente para promover mobilidade atômica (Hertzberg, 1996). No sentido de minimizar o problema, de forma a reduzir o número de paradas forçadas da unidade, o pessoal técnico de manutenção da Tractebel Energia vem estudando o assunto, basicamente coletando amostras destes tubos para análise de laboratório. Participando deste trabalho, o Laboratório de Materiais da UFSC (Labmat) realiza estudos com o propósito de identificar alterações importantes nas características do metal e as causas prováveis de falhas nos feixes tubulares (Bernardini e Bueno, 2001).

Na Fig. (1) é mostrado o esquema da unidade geradora de vapor, correspondente à unidade 6 da Usina Jorge Lacerda, consistindo de uma caldeira aquotubular de circulação natural a carvão pulverizado, um tambor separador, três superaquecedores, dois reaquecedores e um economizador. **A energia disponível na câmara de combustão é de 412,5 MW. Os valores da energia absorvida pela parede d'água, pelo superaquecedor final e pelos reaquecedores correspondem a 42,7, 6,7 e 12,2% da energia disponível, respectivamente (Reinaldo *et al.*, 2001).** A câmara de combustão possui paredes d'água (evaporador) em conexão com o tambor separador. O carvão pulverizado é transportado, pneumáticamente, à partir de quatro moinhos com o auxílio do ar primário, para o interior da câmara de combustão, onde é queimado sob temperaturas acima de 1200°C. Dezesesseis queimadores estão instalados em disposição frontal para queima do carvão pulverizado, misturando ar secundário na proporção requerida para o processo de combustão. Os gases de combustão se deslocam na direção do superaquecedor final e reaquecedores localizados na saída da câmara de combustão. No canal descendente dos gases de combustão, estão localizados o superaquecedor primário, o superaquecedor secundário 2b, o superaquecedor secundário 2a e o economizador. O superaquecedor primário é constituído por paredes verticais de tubos de vapor. Os superaquecedores secundários estão dispostos em contra-corrente ao fluxo dos gases de combustão.

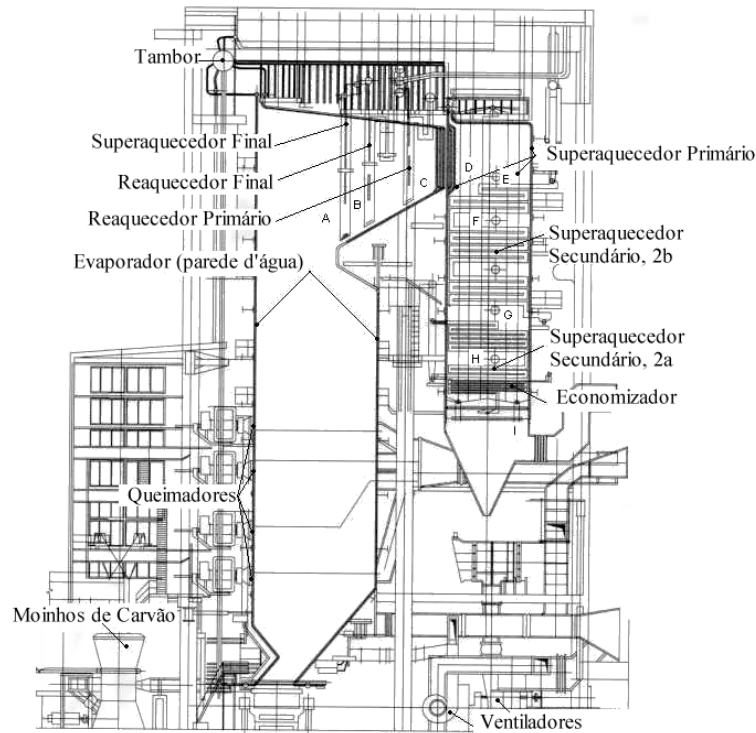


Figura 1 - Unidade geradora de vapor

Na Fig. (2) são apresentados os feixes tubulares do superaquecedor final e reaquecedor final. O superaquecedor é composto por 40 painéis com sete tubos de diâmetro externo igual a 31,8 mm. O espaçamento entre os painéis é de 300 mm e a distância dos centros dos tubos de um mesmo painel é de 60 mm. O reaquecedor final é composto por 78 painéis de tubos, com diâmetro externo de 44,5 mm e espessura de 3,6 mm. O espaçamento entre painéis é de 150 mm.

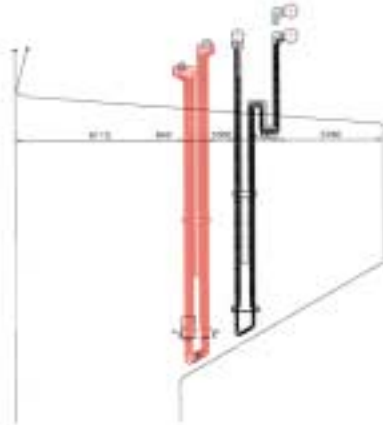


Figura 2 - Superaquecedor final e reaquecedor final

O superaquecedor final e reaquecedor final estão instrumentados com 38 termopares, aparafusados na parede externa dos tubos, próximo aos coletores de saída, conforme apresentado na Fig. (2). Os perfis de temperatura dos tubos do superaquecedor final e do reaquecedor final são apresentados na Fig. (3) (a) e na Fig. (3) (b), respectivamente. É observado na Fig. (3) (a) e na Fig. (3) (b) um gradiente térmico acentuado na direção transversal ao escoamento principal, com diferenças de temperatura de até 80 °C entre a região próxima à parede d'água e região central do feixe tubular, esse gradiente de temperatura acentuado sugere uma transferência de calor não uniforme na região dos feixes tubulares. Na região central são observados níveis de temperatura superiores a 520 °C. Importante ressaltar que a ocorrência de temperaturas elevadas é responsável pela degradação por fluência do material dos tubos, ocasionando assim o rompimento destes.

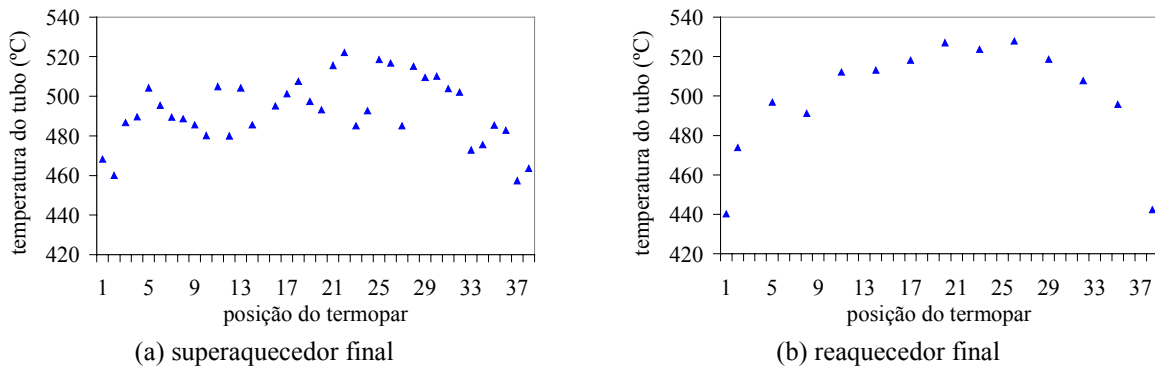


Figura 3 - Temperaturas medidas nos tubos do superaquecedor final e rea aquecedor final

### 3 Simulação Numérica

#### 3.1 Metodologia proposta

Cálculos foram realizados assumindo-se uma condição operacional típica para a unidade geradora de vapor estudada, tendo como condição de entrada descarga de ar nos queimadores na ordem de 146 kg/s e temperaturas na câmara de combustão de 1.400 °C (1.673 K). A simulação do escoamento turbulento foi realizada utilizando-se o modelo k-ε. Foi assumido escoamento incompressível, isotérmico em regime permanente no campo tridimensional. Os valores da energia cinética turbulenta, k, e da dissipação turbulenta, ε, na entrada foram estimados utilizando as seguintes correlações:

$$I = \frac{(2/3k)^{1/2}}{v} \tag{1}$$

$$\epsilon = \frac{c_\mu^{3/4} k^{3/2}}{0,4 L_D} \tag{2}$$

sendo I o valor estimado da intensidade turbulenta igual a 0,01, v a velocidade do ar nos queimadores e  $L_D$  uma escala de comprimento de 4% do diâmetro hidráulico. As equações acima fornecem valores para  $k = 1.7250E+00 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e  $\epsilon = 9.1270E-01 \text{ m}^2/\text{s}^3$ . Na região de saída do domínio foi assumida a condição de escoamento localmente parabólico.

#### 3.2 Geometria e malhas testadas

Com o intuito de se proceder a um estudo de malhas e para se garantir que a solução não se altere, dentro de um certo nível de tolerância, com um refinamento adicional da malha, algumas malhas foram testadas. A geometria foi gerada com o auxílio do *ICEMCFD 4.1.3 Hexa*. A Fig. (4) mostra a geometria construída no *ICEMCFD Hexa*. A região azul são os queimadores onde no programa receberão a condição de contorno de entrada de ar, a região verde são as paredes da fornalha e a região bege a saída de fluxo escoamento no domínio.

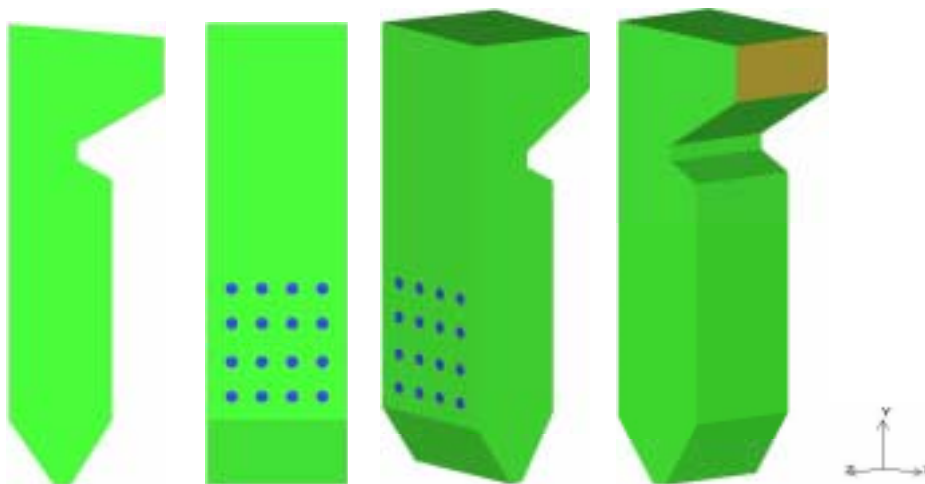


Figura 4 Geometria da caldeira construída no *ICEMCFD Hexa*.

O gerador de malhas do *ICEMCFD Hexa* permite verificar também a qualidade da malha criada, através de dois critérios (ICEM CFD, 2000): 1) através do determinante, o qual faz uma verificação do Jacobiano de cada hexaedro, definindo um índice de distorção para a malha. Segundo este critério, 0 (zero) representa uma malha completamente distorcida e 1 (um) uma malha não distorcida. Valores negativos indicam elementos negativos. Em geral, valores acima de 0,25 são aceitáveis para a maioria dos processadores. 2) Através do ângulo interno de distorção do elemento. Assim, um ângulo de 90° representa um elemento ideal, enquanto que, quanto menor os ângulos encontrados ao longo da malha, pior sua qualidade. O ângulo mínimo recomendado para que se tenha boa convergência no processamento e boa precisão nos resultados é de 13°. Foram analisadas preliminarmente, quatro malhas, de tamanhos bastante distintos, para se verificar a magnitude de diferença nos resultados e no comportamento do escoamento, para um posterior estudo mais minucioso do refino de malha. Os detalhes das malhas na região dos queimadores são mostrados na Fig. (5) e são os seguintes:

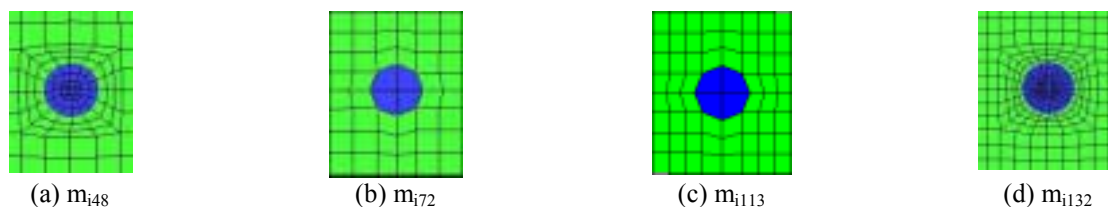


Figura 5 . Detalhe das malhas na região dos queimadores

1) Malha com 48000 volumes, designada como  $m_{i48}$ , onde *i* indica que a malha foi gerada no *ICEMCFD Hexa* e com 48000 volumes. Como pode ser visto na Fig. (5)(a), esta malha, apesar de ser razoavelmente grosseira, apresenta, segundo os critérios citados acima, uma qualidade bastante boa, tendo-se em vista a forma geométrica do “nariz” da fornalha (região superior da fornalha, antes e após a contração), onde a malha tende a ficar bastante distorcida. Os determinantes de menor valor, variando de 0,325 a 0,35 se apresentam em apenas 4 volumes, na região central dos queimadores (onde a geometria é essencialmente cilíndrica e não hexaédrica), e os ângulos variando de 29,3° a 31,5°, acontecem em 168 volumes, nas regiões a montante e a jusante do “nariz”. Mas como se pode observar, estes resultados estão bem acima dos valores mínimos recomendados.

2) Malha com 72576 volumes, designada como  $m_{i72}$ . Como pode ser observado na Fig. (5)(b), esta malha, aparentemente tão grosseira quanto à anterior, apresenta um refinamento maior na direção do escoamento (perpendicular ao plano do papel), totalizando, portanto, 24576 volumes adicionais. Apesar desta quantidade de volumes bem maior do que a precedente, uma malha bem mais refinada, portanto, não se traduz em uma malha de boa qualidade. O valor do determinante resultou de mesma magnitude àquele correspondente a malha  $m_{i48}$ , porém, a angulação de distorção resultou bem pior. Nesta malha, 896 volumes resultaram com ângulos entre 29,3° e 31,5°, ainda que bem superiores ao valor mínimo de 13°. Assim esta malha, apesar de bem mais refinada, apresenta 728 volumes com ângulos indicando alguma distorção dos hexaedros. Pode ser observado também, nas duas figuras, a diferença no tratamento da transição da geometria cilíndrica dos queimadores para os volumes hexaédricos da malha. Na malha  $m_{i48}$  tal transição é efetuada utilizando-se a técnica do “*o-grid*” (ICEM CFD, 2000). A criação de um formato do tipo *o-grid* é a modificação de um simples bloco de uma malha para 5 sub-blocos da forma como mostrada na Fig. (6). Desta forma, as características de qualidade da malha, tais como angulação ou determinante são melhoradas para regiões circulares, resultando em maior qualidade nos resultados e redução do tempo de convergência.

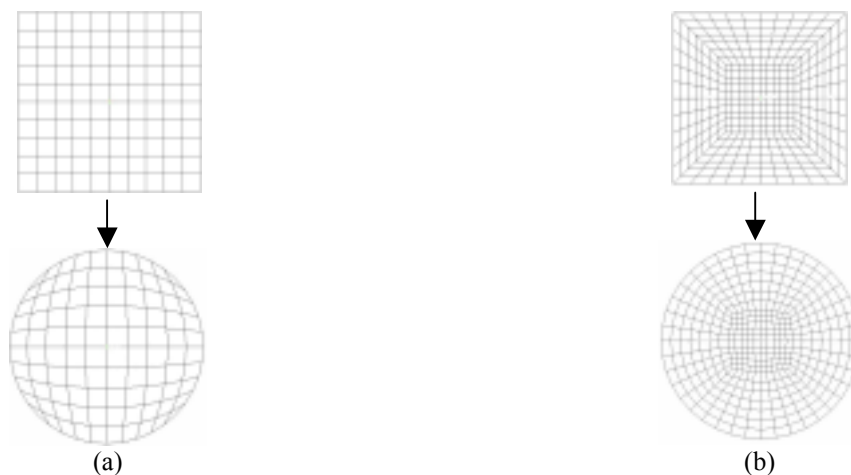


Figura 6 . Comparação entre a transformação da malha retangular para circular com topologia sem *o-grid* (a) e com *o-grid* (b).

- 1) Malha com 113000 volumes, designada como  $m_{i113}$ . Como pode ser observado na Fig. (5) (c), esta malha se apresenta bem mais refinada, e de tamanho bastante homogênea em todas as direções. Nesta malha os piores volumes resultaram com ângulos entre  $29,3^\circ$  e  $31,5^\circ$ , ainda que bem superiores ao valor mínimo de  $13^\circ$ . A característica construtiva desta malha é semelhante à  $m_{i72}$  apresentando qualidade sensivelmente superior.
- 2) Malha com 132000 volumes, designada como  $m_{i132}$ . Como pode ser observado na Fig.(5)(d), esta malha se apresenta bem mais refinada na região dos queimadores, e de tamanho bastante homogêneo nas outras regiões. Também teve o tratamento de *o-grid* na região de transição dos queimadores, apresentando, em função disto, além do refino concentrado nesta região, uma qualidade bastante boa, com um valor de determinante de 0,475 e com apenas 246 volumes na faixa de angulação de  $29,3^\circ$  e  $31,5^\circ$ . Assim, é de se esperar que seja esta a malha que apresenta os melhores resultados, tanto do ponto de vista de convergência como de precisão dos resultados.

### 3.3 Caracterização do escoamento

Para que pudesse ser comparada a diferença da solução entre as malhas, estabeleceram-se as mesmas características do escoamento nas quatro configurações de malha apresentadas anteriormente. Os parâmetros utilizados são:

- Escoamento tridimensional, turbulento, monofásico, isotérmico, incompressível e em regime permanente;
- Foram utilizadas as seguintes propriedades físicas do fluido em escoamento: ar a 1673 K, com viscosidade  $\mu$  de  $5,635e-05$  kg/m.s e densidade  $\rho$  de  $2,082e-01$  kg/m<sup>3</sup>;
- Parâmetros de controle de processamento: número máximo de iterações de 10000 e resíduo total máximo de  $1,0e-05$ ;

### 3.4 Condições de contorno

- Condição de contorno dos queimadores, em azul na Fig. (4): velocidade uniforme e normal à superfície dos queimadores e igual a  $5,362e+01$  m/s, energia cinética turbulenta  $k$  de  $1,725e+00$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> e dissipação turbulenta  $\epsilon$  de  $9,127e-01$  m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>;
- Condição de contorno de parede, em verde na Fig. (4): condição de não deslizamento na parede;
- Condição de contorno de saída de fluxo, em bege na Fig. (4), condição de escoamento localmente parabólico);

Para que as simulações alcançassem convergência foi necessário realizar a simulação, em primeira instância, com função de interpolação *UDS* (*Upwind Differencing Scheme*) (Maliska, 1995) e após a convergência da mesma, em segunda instância, passar para o esquema padrão do CFX-4.4, o *Hybrid* (Maliska, 1995), e usar como condição inicial os resultados obtidos com o *UDS*. Com isso, a simulação alcançou boas características de convergência, como pode ser observado na Fig. (7).

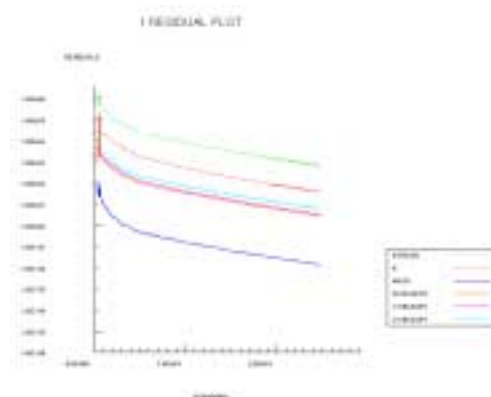


Figura 7 . Gráfico do resíduo durante a simulação no CFX-4.4.

## 4 Resultados

Para embasar o estudo de malha mais minucioso em andamento, procedeu-se uma análise qualitativa e quantitativa dos resultados obtidos utilizando-se as três malhas acima citadas.

A menor razão de resíduo entre a segunda e a última iteração no esquema *Upwind*, para a  $m_{i48}$ , foi de  $9.4E+03$  (para o  $\epsilon$ ),  $3.4E+05$  (para o  $\epsilon$ ) para a  $m_{i72}$  e  $1.3E+03$  para a  $m_{i132}$  (componente de velocidade  $w$  na direção  $z$ ).

A Fig. (8)(a) representa a região selecionada para a análise do campo de velocidades no plano contendo os quatro queimadores da segunda coluna, segundo a direção  $z$ , correspondente à malha mais refinada, ou seja, a  $m_{i132}$ . A Fig. (8)(b) mostra a visualização da mesma região normal ao plano  $z$ .

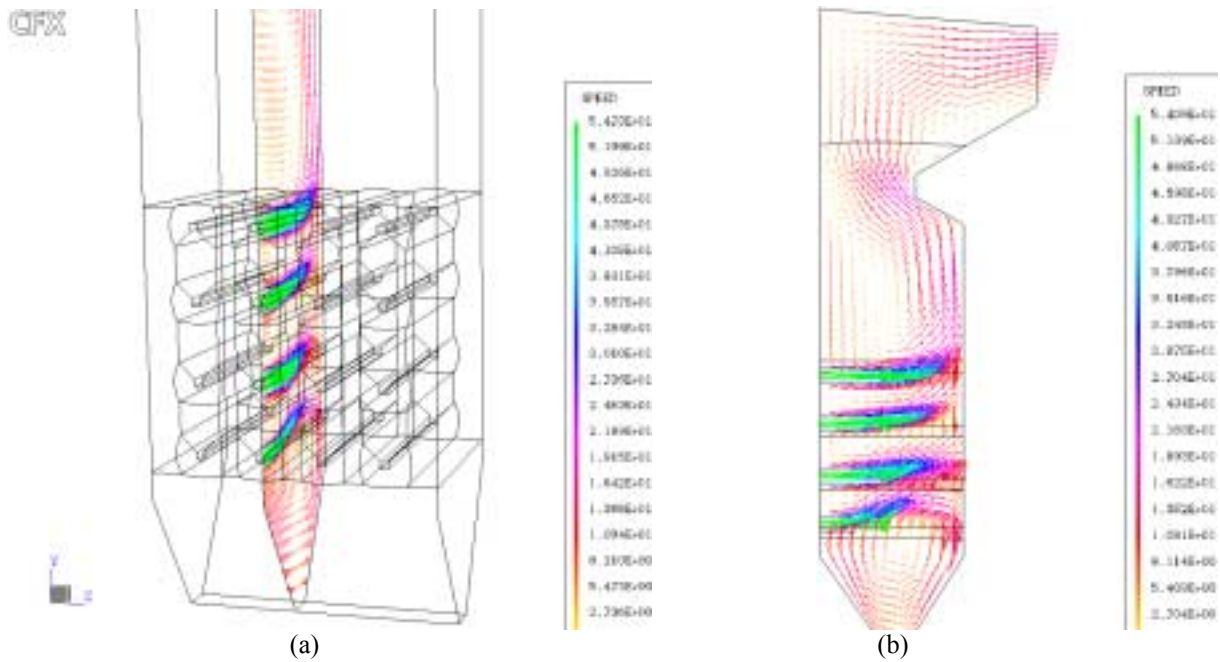


Figura 8 . Região selecionada para análise do campo de velocidades.

Na Fig. (9) são apresentados os campos de velocidades na região dos queimadores da fornalha, para as malhas  $m_{i48}$ ,  $m_{i72}$ ,  $m_{i113}$  e  $m_{i132}$ . Nota-se que, mesmo que a  $m_{i48}$  tenha menos volumes que a  $m_{i72}$  e a  $m_{i113}$ , a primeira apresenta melhores características da descrição dos fenômenos físicos envolvidos do que as outras duas. Este fato justifica-se pelo emprego de *o-grid's* nos queimadores e de um maior refino ao longo da mesma. Presencia-se na  $m_{i132}$ , figura 10d, os melhores resultados dentre os quatro. Nota-se a formação de uma forte recirculação com centro em nível pouco abaixo do primeiro queimador de baixo para cima nas figuras, cuja recirculação é significativamente alimentada pelo fluxo do mesmo. O mesmo fenômeno ocorre nas quatro configurações de malha, com intensidade e localização pouco diferentes entre si. Comparando os resultados das malhas  $m_{i48}$  e  $m_{i132}$  pode-se observar que a influência do número de volumes sobre as características do escoamento não é tão marcante quanto a qualidade da malha proporcionada pela técnica do *o-grid*.

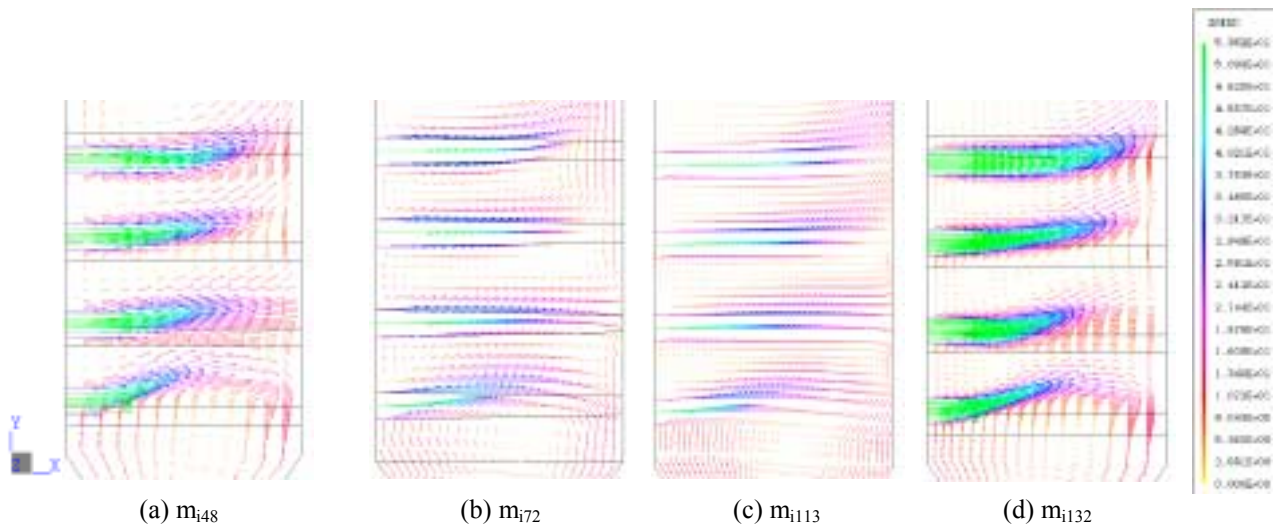


Figura 9 . Mapeamento dos vetores velocidade na região do fundo da fornalha.

Ainda na Fig. (9) para os dois queimadores de nível mais alto na fornalha, na configuração  $m_{i48}$ , observou-se certa tendência à suavização dos perfis de velocidade à medida que o fluxo avança na direção  $x$  até o encontro da parede à direita, e sofrendo uma perceptível deflexão ascensional do núcleo do jato. Nas  $m_{i72}$  e  $m_{i113}$  não é tão perceptível este comportamento, tendo uma distribuição de velocidades mais uniforme na região destes queimadores. Tal comportamento sugere a ocorrência de uma falsa difusão (Maliska, 1995), que pode estar relacionada com a distorção dos elementos de malha na região dos queimadores. Na  $m_{i132}$  observa-se, além de uma melhor representação do perfil do jato na saída dos queimadores e posterior suavização dos vetores à medida que o fluxo avança na direção  $x$ . Nota-se a importância de aumentar o refino de malha em regiões de ocorrência de fortes gradientes de velocidade presentes nos

escoamentos. Ressalta-se a importância de se efetuar um refino de malha na região dos queimadores, tendo em vista a forte influência dos campos de velocidade na solução do processo de combustão.

Comportamento análogo se observa na região de saída, conforme apresentado na Fig. (10). Há zonas de recirculação formadas à jusante do “nariz”, onde, na prática, se constata a ocorrência da maior quantidade de cinzas depositada. As velocidades são baixas, de 5m/s a 10m/s, favorecendo o acúmulo de cinzas. Nesta região da fornalha localiza-se o reaquecedor, onde será, futuramente, incluído para simulação. Nota-se a presença de um perfil de velocidade localmente parabólico, atendendo a característica da condição de contorno prescrita, não se percebendo inversão de fluxo.

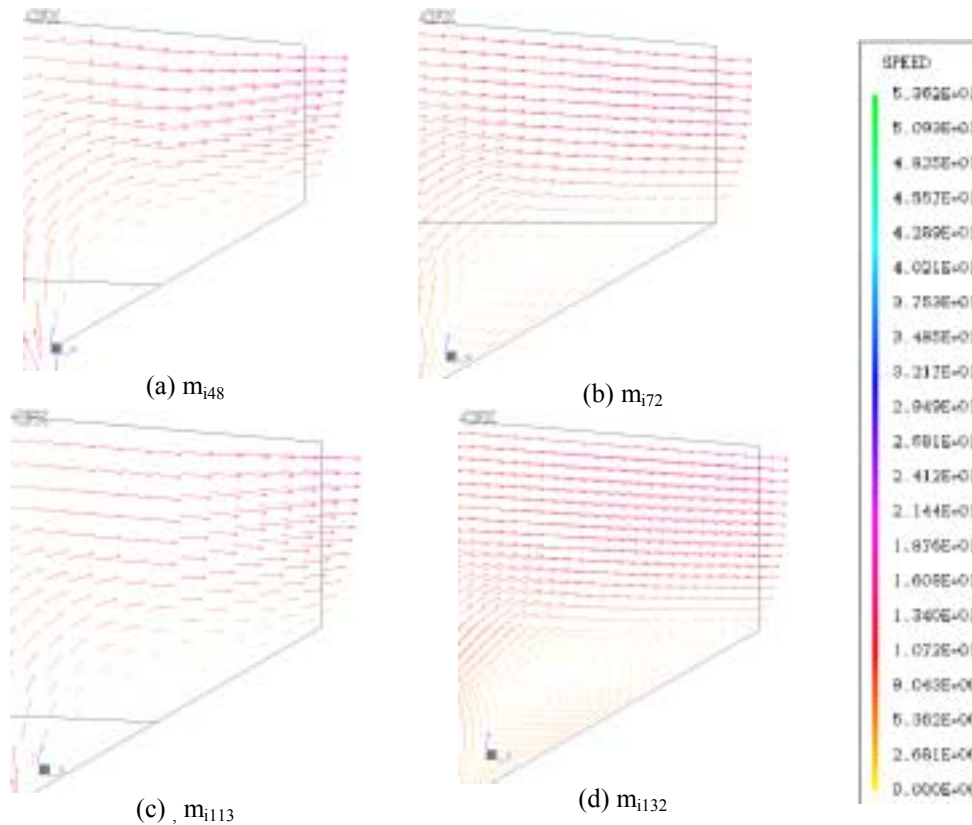


Figura 10 . Campo de velocidade na região de saída de fluxo, a jusante do “nariz”.

Nas Fig. (11) é apresentado o mapeamento da intensidade de velocidade  $u$  (componente  $x$  do vetor velocidade) na região imediatamente à montante do superaquecedor final. Pode-se observar na Fig. (11)(a) e na Fig.(11)(d) uma forte difusão da velocidade, que pode estar associada à possível ocorrência de difusão numérica, em virtude destas duas malhas serem mais grosseiras nesta região do que aquelas correspondentes à Fig. (11)(b) e à Fig.(11)(c). Por outro lado percebe-se também, na Fig. (11)(a) e na Fig.(11)(d), que os gradientes do componente de velocidade  $u$  junto às paredes laterais são muito mais suavizados do que aqueles verificados na Fig. (11)(b) e na Fig.(11)(c). Tal fato está associado ao maior refinamento e à melhor qualidade da malha proporcionada pelo tratamento do *o-grid* na região dos queimadores, onde as características do escoamento melhor captadas naquela região se propagam até a região do superaquecedor final.

### 5 Conclusões e recomendações

Apesar da análise dos resultados ter um cunho bastante qualitativo, ela traz importantes informações a respeito no cuidado da seleção das características e construção das malhas empregadas. Assim, pode-se observar que:

- A região de transição entre a geometria cilíndrica dos queimadores e a forma retangular do domínio da fornalha exige um tratamento de malha especial, para evitar o problema da distorção dos elementos nesta região. Sendo assim, a técnica do *o-grid* embutida no algoritmo comercial CFX-4.4, é vantajosa para uma melhor qualidade nos resultados, tanto na região dos queimadores, bem como para todo o restante do domínio;
- O refino de malha, apesar de, aparentemente, não ter uma influência significativa na definição das características, como pode ser comprovado com a comparação das malhas  $m_{i48}$  e  $m_{i132}$ , pode ser significativo na acurácia da solução, sugerindo, portanto, testes adicionais, tendo por base a malha  $m_{i132}$ .



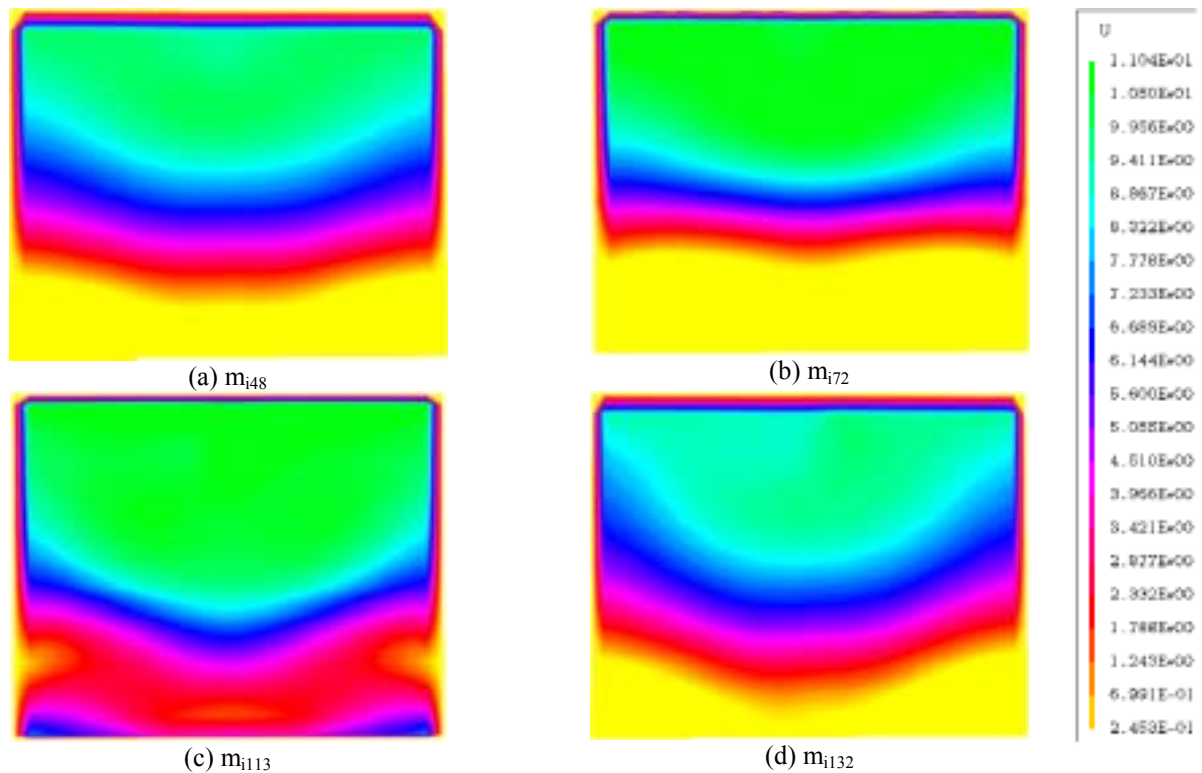


Figura 11 . Mapeamento da intensidade de velocidade normal na região imediatamente à montante do superaquecedor.

## 6 Referências

- Benesh, W. A., "Planning New Coal-Fired Power Plants", VGB Power Tech, vol. 6, pp. 1-8, 2001.
- Bernardini, P.A.N. e Bueno, E.R., 2001, "Avaliação de Integridade em Tubos de Reaquecedor Final da Caldeira 5", UFSC LABMAT, Florianópolis, 16 p.
- EPRI, 1985, "Manual for Investigation and Correction of Boiler Tube Failures", Southwest Research Institute, EUA.
- Felippe, L. e Santo, E. O., 1998, "Caldeiras a Vapor – 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, Foz do Iguaçu
- Hertzberg, R.W. , 1996, "Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials", John Wiley and Sons.
- Nogueira, A.C.R., 1991, "Transferência de Calor para Escoamento Espiralado, Turbulento, em Dutos Retangulares", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 302p.
- Reinaldo, R.F., Bazzo, E., Nogueira, A.C. R., Oliveira, A.A. M., Bueno, E.R., Bernardini, P.A.N., Felippe, L., 2001, "Análise da Transferência de Calor e Vida Residual de Feixes Tubulares em Unidades Geradoras de Vapor", Proceedings of the 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering", Uberlândia, Brasil, pp. 358-365.
- Zuchowski, R., 2000, "Analysis of the Thermal Fatigue Process", Journal of Materials Processing Technology, Vol. 106, pp. 167-172.
- Xu, M., Azevedo, J.L.T., Carvalho, M.G., 2000, "Modelling of the Combustion process and NO<sub>x</sub> emission in a Utility Boiler", Fuel, Vol. 79, pp 1611-1619.
- Maliska, C. R., "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional, Fundamentos e Coordenadas Generalizadas", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1ª Edição, Rio de Janeiro, 1995.
- ICEM CFD Release Bulletin, Installation Guide and Usage Guidelines, ICEM CFD Engineering, January 2000.

## 7 Anexo

### 7.1 Modelo de Turbulência k-ε

O modelo k-ε utiliza a hipótese de viscosidade turbulenta. As equações de conservação da massa e quantidade de movimento são dadas pela Eq. (3) e pela Eq. (4), respectivamente

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \mathbf{U} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) - \nabla \cdot [(\mu + \mu_T) \nabla \mathbf{U}] = -\nabla p + \nabla \cdot [(\mu + \mu_T) (\nabla \mathbf{U})^T] + \mathbf{B} \quad (4)$$

onde  $\mathbf{B}$  representa as forças de corpo, o expoente  $T$  representa a matriz transposta e  $\mu_T$  é a viscosidade turbulenta, que no modelo  $k$ - $\varepsilon$  é calculada por:

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

onde  $c_\mu$  é uma constante igual a 0,09,  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\varepsilon$  é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, e suas equações de transporte são:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] = P_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varepsilon + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) - \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] = C_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

sendo  $P_k$  a produção de energia cinética turbulenta, dada por

$$P_k = (\mu + \mu_T) \nabla \mathbf{U} \cdot (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} [(\mu + \mu_T) \nabla \cdot \mathbf{U} + \rho k] \quad (8)$$