

## **Escoamento Turbulento na Saída de um Duto Curvo de Seção Retangular Divergente - Estudo Experimental**

### ***Turbulent Flow at the Outlet Region of a Curved Rectangular Divergent Duct – Experimental Study***

**Maria Luiza Sperb Indrusiak**

**Sergio Viçosa Möller**

Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

R. Sarmiento Leite, 425, 90.050-170 Porto Alegre, RS – Brasil

[svmoller@vortex.ufrgs.br](mailto:svmoller@vortex.ufrgs.br)

#### **Abstract**

*This paper presents an experimental study of the turbulent flow in a curved duct which simulates part of a thermal-electrical power plant. Ashes, carried in the power plant by the flow of gases from the furnace, impinge on the pipes of the economizer, after passing a curved duct, and produce erosion of the pipes, leading to failures which stop plant operation. Flow distribution after the curve increase the erosion near the concave wall of the duct. Classical solutions for flow redistribution in curves, like vanes, are not applicable since they could increase operational risks due to the erosion of the vanes. This problem was investigated in a scale model of the curved duct, in which, for simplicity, air was used as the working fluid. Flow visualizations with wall tuft method, Pitot tube and hot wire measurements were applied. Based on the results, modifications in the test section were made, using boundary-layer control techniques. The results show that the flow redistribution after the curve was improved, and the modifications, when implemented in the plant, may lead to safer and economical operational conditions.*

**Keywords:** *Turbulent Flow; Curved Rectangular Ducts; Hot Wire Anemometry.*

## Resumo

*Neste trabalho é apresentado o estudo experimental do escoamento turbulento em um duto curvo simulando parte de uma caldeira de uma usina termoeletrica. As cinzas resultantes da queima de carvão mineral, transportadas pelos gases da combustão, incidem sobre o economizador, localizado após um duto curvo, e provocam erosão dos tubos, levando a falhas que provocam a parada da unidade. A distribuição do escoamento após a curva favorece a erosão na região próxima à parede côncava do duto. A solução clássica para redistribuição do escoamento em curvas são as chapas direcionadoras. No caso presente elas não são aplicáveis, pois a erosão de seus componentes de sustentação iria aumentar os riscos operacionais. Este problema foi investigado em um modelo em escala do duto curvo, usando ar como fluido de trabalho. Foi feita visualização do escoamento com fios de lã na parede do duto. As medições foram realizadas com tubo de Pitot e anemômetro de fio quente. Foram feitas modificações na seção de testes usando técnicas de controle da camada limite. Os resultados mostram que a distribuição do escoamento após a curva foi melhorada e que as modificações, quando aplicadas à caldeira, propiciarão um funcionamento mais seguro e econômico.*

**Palavras Chave:** *Escoamento Turbulento; Dutos Retangulares Curvos; Anemometria de Fio Quente.*

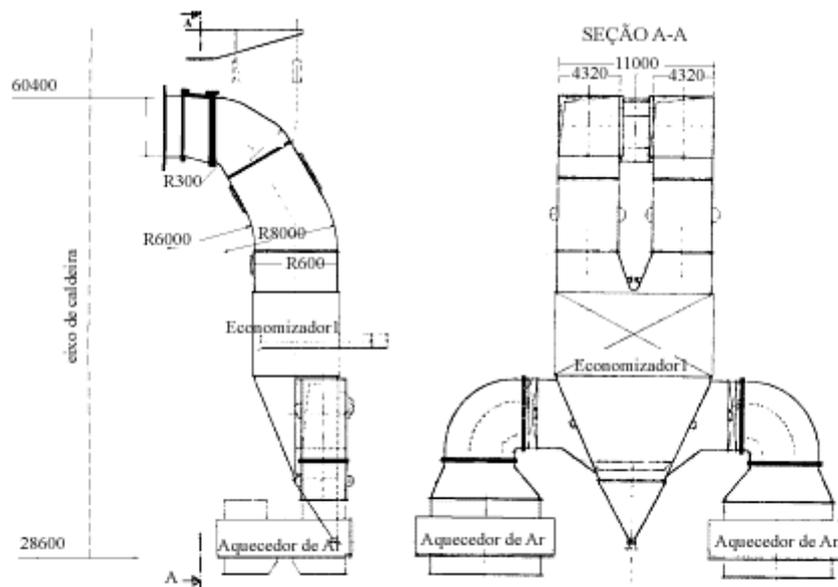
## Introdução

Durante o ano de 1996, enquanto este trabalho era realizado, a usina termoeletrica Presidente Médici, no município de Candiota - RS, composta de duas unidades de 160 MW, deixou de gerar 126 GWh por indisponibilidade devido a furos nos tubos dos economizadores das duas caldeiras, além de 2710 horas indisponíveis para serviço de troca preventiva de tubos dos mesmos economizadores, conforme relatório INDIMAN da Companhia Estadual de Energia Elétrica, CEEE (1996).

Esta usina aproveita as jazidas carboníferas a céu aberto do extremo sul do país, de alto teor de cinzas. Suas caldeiras apresentam, desde o início da operação, acentuados problemas de erosão causada pelas cinzas que, conforme Andrade (1985), são de granulometria fina ( $50\% < 19\mu\text{m}$ ), com densidade  $2,1\text{ g/cm}^3$  e compostas predominantemente de partículas vítreas arredondadas de composição sílico-aluminosa e outros elementos em menor proporção.

O economizador é um trocador de calor gás-água, consistindo em banco de tubos de dupla passagem, montado transversalmente ao duto retangular formado pela união de dois dutos curvos também de seção retangular, iguais. O diâmetro dos tubos é de 38 mm. Os dutos curvos são divergentes (a seção inicial é de 4200 por 4320 mm e a final, de 6000 por 4320 mm) e apresentam raios de curvatura variando de 3000 a 8000 mm na parede côncava e de 300 a 6000 mm na parede convexa. A altura da caldeira, de 60 m, corresponde a aproximadamente seis diâmetros hidráulicos da mesma. A entrada dos dutos situa-se na parede lateral no topo da caldeira, logo após uma brusca inflexão de  $90^\circ$  no escoamento. Na [Figura 1](#) pode-se ver a posição do economizador e dos dutos

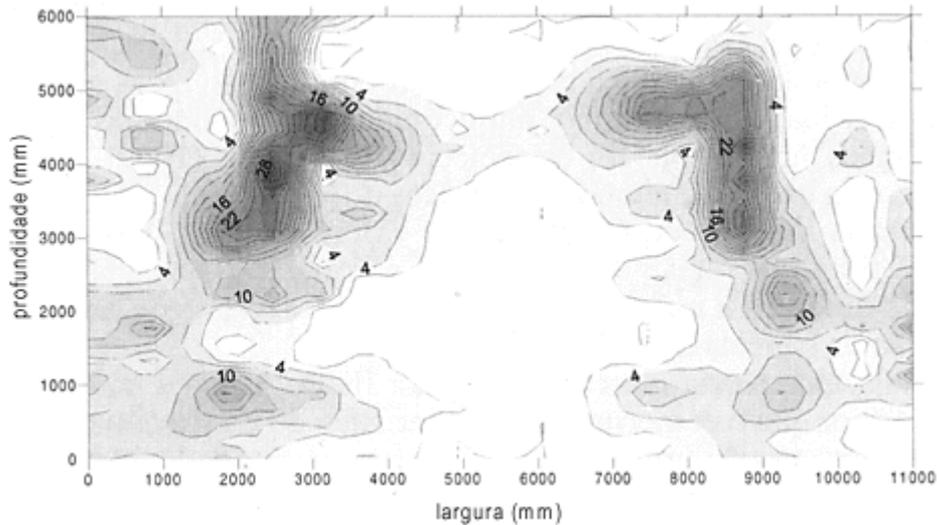
curvos na caldeira. Os dutos são simétricos e se unem imediatamente antes do economizador.



**Fig. 1** Vista simplificada do desenho nº 78.017.0.52.G001, da empresa geradora: Dutos de Gases – Saída da Caldeira para o Aquecedor de Ar

A parte superior é conectada à fornalha, não mostrada no desenho, por onde a mistura de gases e cinzas provenientes da mesma ingressam no duto. O escoamento é descendente, passando pelo economizador e por um trocador de calor gás-ar, para o pré-aquecimento do ar de alimentação da fornalha, e descarregando para a atmosfera.

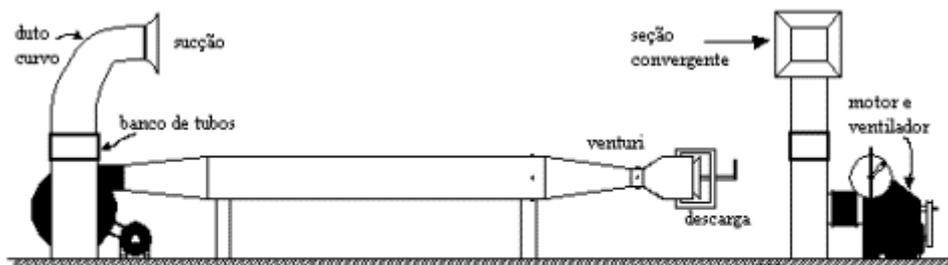
O desgaste dos tubos é bem mais acentuado naqueles situados mais próximos à parede côncava da curva, como pode ser visto na [Fig. 2](#), na forma de isolinhas. O desgaste foi calculado pela diferença entre duas medições de espessura de parede, realizadas com um intervalo de quatro meses adimensionalizadas pela espessura nominal. Como o economizador está logo abaixo da união dos dois dutos curvos, o gráfico mostra duas regiões com maior desgaste. A profundidade 0 mm corresponde à continuação da parede convexa do duto. A parte inferior corresponde à região próxima à continuação da parede convexa das curvas. Dados conforme Relatórios de Inspeção 091/95 e 115/95 da empresa geradora. A configuração dos dutos é a original, acrescida de um defletor na parede côncava, conforme detalhe da [Fig. 10](#).



**Fig. 2 Desgaste percentual dos tubos do economizador**

A solução mais comum para escoamentos em dutos curvos é a colocação de várias chapas direcionadoras na região da curva, de modo a transformar o duto em vários dutos paralelos de menor seção, como mostrado em Idelchick, 1986. No caso em estudo, a montagem destas chapas, com todos os suportes necessários, além de acrescentar um peso extra considerável à estrutura, seriam elas próprias um risco para a integridade do economizador, pois estariam sujeitas à erosão e situadas em uma região de difícil acesso. Uma pequena parte desta estrutura, ao se desprender, causaria possivelmente grandes danos nos tubos do economizador.

Buscou-se então outra solução, e para isto foi montado um modelo em escala com paredes em acrílico transparente, conforme mostrado na [Fig. 3](#). O número de Reynolds do escoamento, definido com a velocidade média e o diâmetro hidráulico do duto, nessa região da caldeira é  $6,5 \times 10^5$ . No modelo, pelas limitações do equipamento disponível, o número de Reynolds atingido foi  $1,7 \times 10^5$ . Os dois escoamentos são turbulentos e, embora haja diferença, ambos têm números de Reynolds com a mesma ordem de grandeza, permitindo que haja confiabilidade nos resultados obtidos no modelo como referência para o escoamento nos dutos curvos da Usina.



**Fig. 3 Esquema da seção de ensaios**

Para este modelo foi estabelecida uma sistemática de ensaios e testadas várias alternativas de solução. Os resultados foram comparados com dados experimentais e numéricos de outros autores.

Em um duto curvo de seção retangular há escoamentos secundários de primeiro e segundo tipo, determinados respectivamente pela curvatura e pela forma retangular da seção. Segundo Humphrey et al. (1981), o escoamento secundário de primeiro tipo é criado a partir do desequilíbrio entre a força centrífuga e o gradiente de pressão radial agindo sobre o fluido da camada limite das paredes laterais da curva, deslocando-o, ao longo destas paredes, para a região interna da curva. A continuidade exige um movimento correspondente deslocando fluido, ao longo do plano de simetria, da região interna (parede convexa) para a externa (parede côncava) da curva, gerando-se assim os dois grandes vórtices em contra rotação característicos do escoamento em duto curvo.

O escoamento secundário de segundo tipo se dá ao longo da bissetriz em direção aos cantos, onde se bifurca e retorna em direções opostas (Schlichting, 1968). Este escoamento secundário é bem mais fraco que o de primeiro tipo e seu efeito se mostra pelo alongamento das isolinhas de velocidade em direção aos cantos.

A passagem do escoamento da parte curva do duto para a reta, segundo Idelchik (1986) e Kim et al. (1994), causa uma diminuição da pressão na parede côncava e aumento na parede convexa, gerando nesta última um gradiente adverso de pressão, condição propícia à separação da camada limite. Estes efeitos tornam-se mais importantes devido à presença das cinzas misturadas aos gases de combustão da caldeira, formando um escoamento bifásico multicomponente (sólido-gás). O comportamento das partículas sólidas em tubos horizontais foi estabelecido por Owen (1969), comparando o tempo de relaxação da partícula com a escala de tempo dos vórtices do escoamento.

A separação da camada limite pode ser evitada de várias maneiras, tais como: a adoção de perfis adequados; a sucção do fluido na região de estagnação; a aceleração da camada limite pela injeção, na região de estagnação, de fluido com mais energia; o resfriamento da parede e a promoção de turbulência para antecipar a transição da camada limite.

Chow (1970) formula uma teoria macroscópica para fluido bifásico, aplicável quando o tamanho das partículas é muito menor que o comprimento característico do escoamento e quando não há troca de massa entre as fases. Ele propõe uma fórmula para a viscosidade efetiva em um escoamento incompressível, assumindo que não há velocidade relativa entre o fluido e as partículas.

Choi & Chung (1983), estudando escoamentos bifásicos em tubos, consideraram que o movimento das partículas suspensas, no conjunto, pode ser considerado como o de um escoamento secundário misturado ao escoamento primário.

A combinação entre os efeitos hidrodinâmicos criados pela geometria do duto e o transporte de cinzas abrasivas gera as condições que levam ao freqüente rompimento dos tubos e à indisponibilidade da planta. O conhecimento deste processo é, portanto, fundamental para a busca de soluções que venham a reduzir o processo de erosão. O

objetivo deste trabalho é estudar o comportamento do escoamento em um duto curvo, reproduzindo em escala as condições da usina Presidente Médici e introduzindo simplificações que permitam a análise experimental em laboratório, investigando soluções exequíveis que possam reduzir os efeitos da erosão.

## Descrição da Seção de Ensaio

A seção de ensaios, que pode ser vista na [Fig. 3](#), é um modelo com fator de escala 1:15,8. Esta escala foi escolhida a partir da seleção do material para o modelo do economizador, construído com varetas de solda, devido a suas características mecânicas adequadas e seu baixo preço. O modelo do duto curvo que liga o topo da caldeira ao economizador possui um comprimento de 1120 mm na linha central e foi confeccionado em chapa acrílica de 10 mm e chapa de aço de 2 mm. Na entrada do duto foi montada uma seção convergente para evitar os efeitos da entrada brusca, considerando-se a fornalha como uma câmara plena (dimensões: 11 m × 11 m).

Foram feitas algumas simplificações no modelo em relação à usina, como a montagem de apenas um dos dutos curvos simétricos e, em consequência, metade do economizador. Também foram ignorados os contraventos ao longo de todo o duto e os tirantes de sustentação dos tubos do economizador. O banco de tubos também foi simplificado, pois as varetas que simulam os tubos foram montadas de um extremo ao outro, ignorando a região de curvas de retorno existente na extremidade devidas à dupla passagem de cada tubo. Além disso, no economizador existem 18 camadas de tubos enquanto no modelo foram montadas apenas 3. A seção transversal na região do banco de tubos tem dimensões 273 por 379 mm. As simplificações adotadas não devem afetar de forma significativa o escoamento, pois mesmo a formação de vórtices atrás dos contraventos tem escala menor do que os vórtices formados no escoamento principal. Isto só pode ser comprovado através dos resultados.

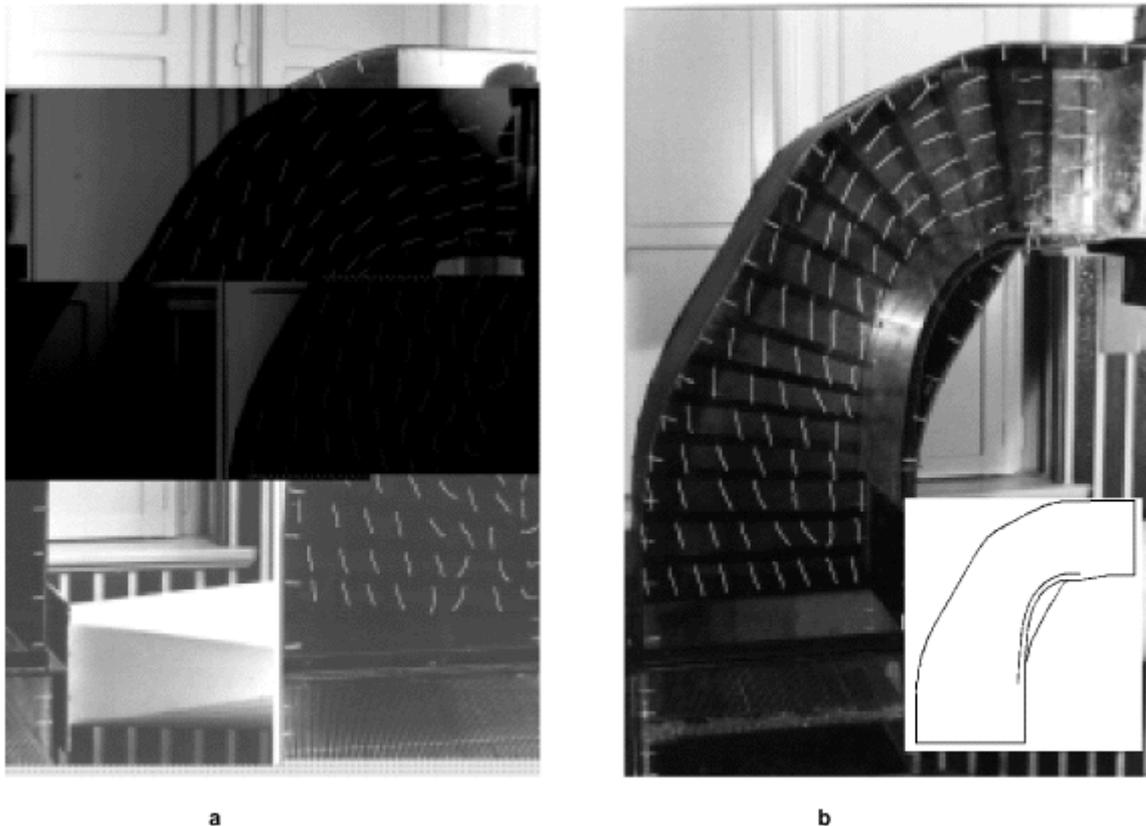
Para se medir o campo de velocidade incidente nos tubos do economizador, uma vareta foi substituída, nos pontos onde se fez medições de pressão total, por uma agulha cirúrgica de mesmo diâmetro (2,4 mm) com uma agulha de 0,8 mm de diâmetro montada perpendicularmente à mesma, de modo a formar uma sonda tipo Pitot. Foram feitas seis tomadas para pressão estática ao longo da parede lateral, 5 mm acima do banco de tubos, utilizadas conjuntamente com a sonda de velocidade.

Ligando o banco de tubos à sucção do ventilador de 5 HP foi montada uma câmara plena com a seção transversal igual à do banco de tubos e 800 mm de altura. A vazão foi controlada por meio de um obturador de ajuste contínuo montado na descarga do ventilador. Entre o ventilador e o obturador foi montado um venturi com um manômetro de coluna d'água para a medição de vazão, a partir da qual foi calculada a velocidade média na seção do banco de tubos, incidente sobre os mesmos, usada como valor de referência para adimensionalizar todos os resultados de velocidade.

As leituras de pressão estática, dinâmica e total foram feitas com um manômetro Mannesmann-Hartmann & Braun ARA200. Um anemômetro de fio quente a temperatura constante Dantec tipo 55M01 com sonda com fio inclinado a 45°, foi utilizado para as medidas de velocidade e ângulo de incidência do escoamento sobre os

tubos. Usou-se uma placa conversora analógico/digital Keithley MetraByte/Asyst DAS-58, instalada em um computador pessoal, para a aquisição de dados. Para cada medição foram lidos 10000 valores, com uma frequência de aquisição de 500 Hz.

Além disso, foram feitas visualizações do escoamento por meio de fios de lã fixados ao longo de uma das paredes planas do duto curvo, como se pode ver na [Fig. 4](#). As fotos foram feitas utilizando-se filme de alta sensibilidade para permitir menores tempos de exposição.



**Fig. 4** Visualização do escoamento com fios de lã: a) na configuração original e b) modificado

A análise das incertezas nos resultados, avaliados segundo Moffat (1988), mostra uma contribuição de 0,51% para as medições de pressão e velocidade utilizando o tubo de Pitot e da ordem de 2% nas medições com o anemômetro de fio quente. As sondas do anemômetro foram calibradas em bancada construída para este fim (Vicari, 1986).

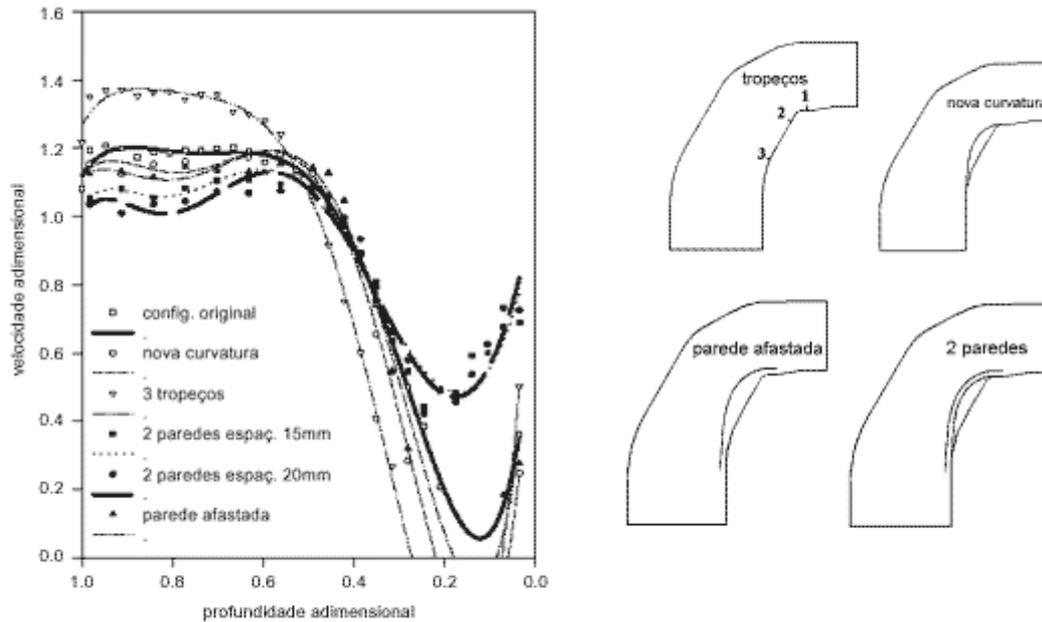
## Ensaio e Resultados

A visualização do escoamento na seção de testes, montada conforme a configuração original da Usina ([Fig. 4a](#)), sugere a separação da camada limite próximo à segunda curva da parede convexa do duto. Isto é observado pela deflexão dos fios próximo à

parede convexa, acentuando-se na região de saída. Idelchik (1986) e Kim (1994) mostram que, na região de entrada do escoamento na curva, há um aumento de pressão na parede côncava do duto e uma diminuição na parede convexa. Na região de saída da curva, por outro lado, ocorre o efeito inverso: aumento de pressão na parede convexa e diminuição na parede côncava. Isto cria as condições para a separação da camada limite. O efeito será tanto mais acentuado quanto mais aguda a curvatura da parede convexa. Idelchik sugere que o raio de curvatura deve ficar entre 1 e 2 vezes o diâmetro do duto. No presente caso o raio da primeira curvatura é de 0,06 vezes o diâmetro do duto, evidenciando que há, efetivamente, condições para a separação da camada limite na parede convexa, disso resultando a redução da área útil do duto e o aumento das velocidades. Buscou-se então aplicar técnicas de controle de camada limite, tais como a colocação dos "arames de tropeço" de Prandtl em várias posições ao longo da parede convexa e de canais junto à mesma parede, para injetar fluido com mais energia na camada limite separada. Os resultados, porém, foram insatisfatórios. As geometrias estudadas, bem como os resultados obtidos, estão descritos em Indrusiak (1997). Esses consistiram basicamente na utilização de três placas de tropeço na parede convexa, redução da curvatura desta parede pelo acréscimo de uma segunda parede e a criação de um canal pelo afastamento desta segunda parede.

Experimentou-se então uma solução mista: foi instalada a segunda parede para redução da curvatura, eliminando a inflexão abrupta existente. Paralelamente a esta parede foi colocada outra de modo a formar, com a primeira, um canal por onde o fluido com mais energia pudesse escoar até a região onde se verificou a separação da camada limite, sendo então injetado nesta região (Möller e Indrusiak, 1997). A [Figura 4b](#) mostra a visualização do escoamento com as paredes instaladas. Nesta configuração os fios permanecem alinhados em quase toda a extensão do duto curvo, apresentando inclinação apenas na saída. A presença de separação da camada limite é sugerida apenas na parte com maior curvatura junto à parede convexa, porém com menor intensidade que o observado na [Fig. 4a](#).

Esta última solução mostrou-se a mais eficiente das investigadas, como pode ser visto na [Fig. 5](#), onde aparecem os perfis de velocidade medidas ao longo da linha central da seção de testes, na região correspondente ao economizador, para as diversas alternativas testadas. As velocidades foram adimensionalizadas pela velocidade média na seção do economizador e a profundidade adimensional é obtida dividindo-se a profundidade pelo seu valor máximo. Utilizando-se 3 tropeços a velocidade aumentou justamente na região onde ocorrem os maiores desgastes, o que certamente iria contribuir para seu aumento.

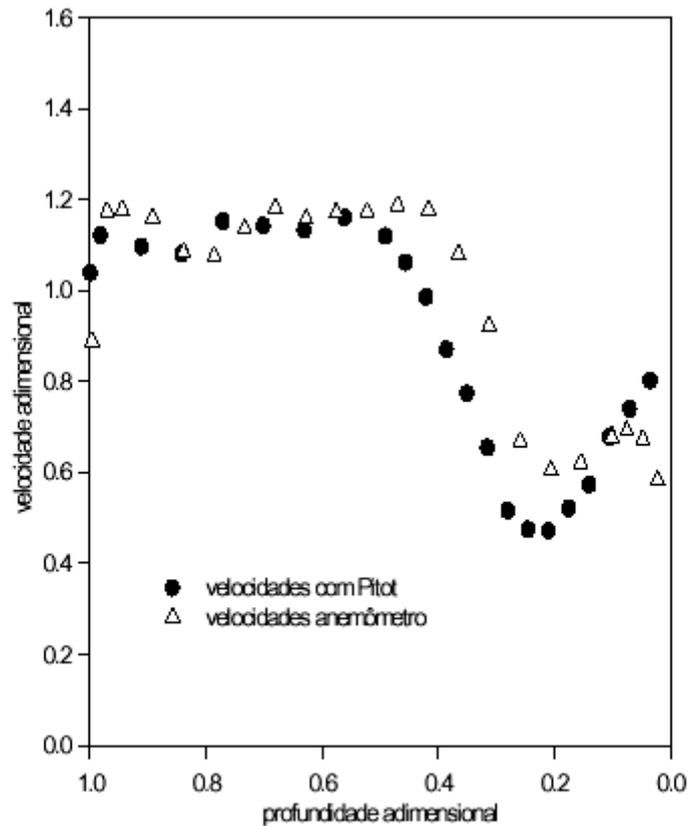


**Fig. 5** Comparação entre os perfis de velocidade medidos ao longo da linha central da seção de testes para as diversas configurações testadas

A alteração da curvatura e a utilização de uma parede afastada reduziram a velocidade de forma pouco significativa nesta região. No entanto, a implantação do canal na região da parede convexa do duto curvo aumentou as velocidades nesta região, reduzindo-as na região de desgaste. Foram também testados vários raios de curvatura, além de uma distância maior entre as paredes do canal. O melhor desenho para as duas paredes propostas é o que foi instalado no duto da [Fig. 4b](#), onde pode-se ver a visualização do escoamento para esta situação.

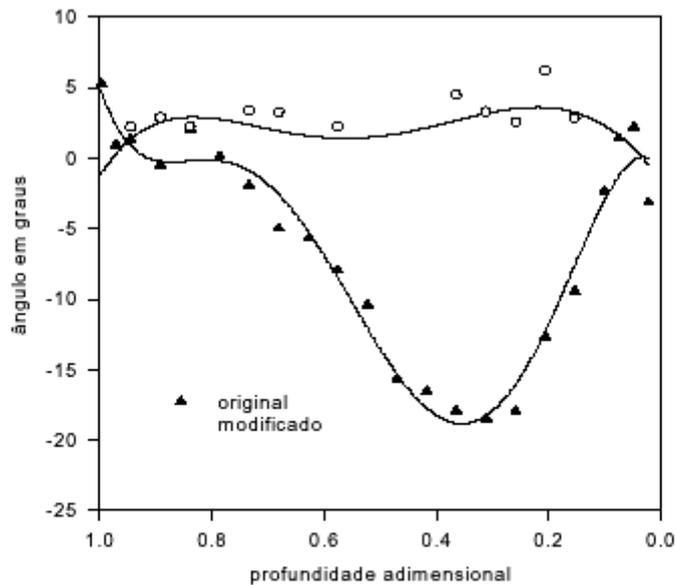
Estes valores de velocidade foram obtidos utilizando-se a sonda tipo tubo de Pitot para a medição dos valores de pressão total em conjunto com as tomadas de parede para as medições de pressão estática. As velocidades foram adimensionalizadas em cada ensaio pela velocidade média na seção, calculada a partir da leitura do venturi e variando de 7,14 a 8,22 m/s, conforme as condições ambientes.

A última etapa do trabalho foi a medição das velocidades, nas configurações original e modificada, com anemômetro de fio quente, para comparação com os resultados anteriores e determinação dos ângulos de incidência do escoamento sobre os tubos. Os resultados para a configuração modificada, mostrados na [Fig. 6](#), indicam boa concordância entre os valores experimentais obtidos com ambas as técnicas de medição. Pelas características construtivas da sonda de fio quente e seus suportes, ela foi posicionada 50 mm a montante do escoamento em relação à posição da sonda tipo Pitot, causando diferenças nos valores na região de separação.



**Fig. 6** Comparação entre as leituras de velocidade feitas com tubo de Pitot e com anemômetro de fio quente

Na [Figura 7](#) pode-se ver os ângulos de incidência do vetor velocidade, calculados a partir das componentes normal e tangencial, conforme Indrusiak (1997), obtidas com o anemômetro de fio quente na seção central do banco de tubos. Os ângulos correspondem à defasagem em relação à incidência normal aos tubos, sendo positiva a inclinação do vetor velocidade na direção da parede côncava, isto é, no sentido horário ao se observar as [Figs. 4 a-b](#). Observa-se que, enquanto na situação original há ângulos de até -18 graus, com a modificação proposta a direção do escoamento incidente oscila entre 0 e 5 graus. A incerteza no valor do ângulo obtido é de  $\pm 1^\circ$ .



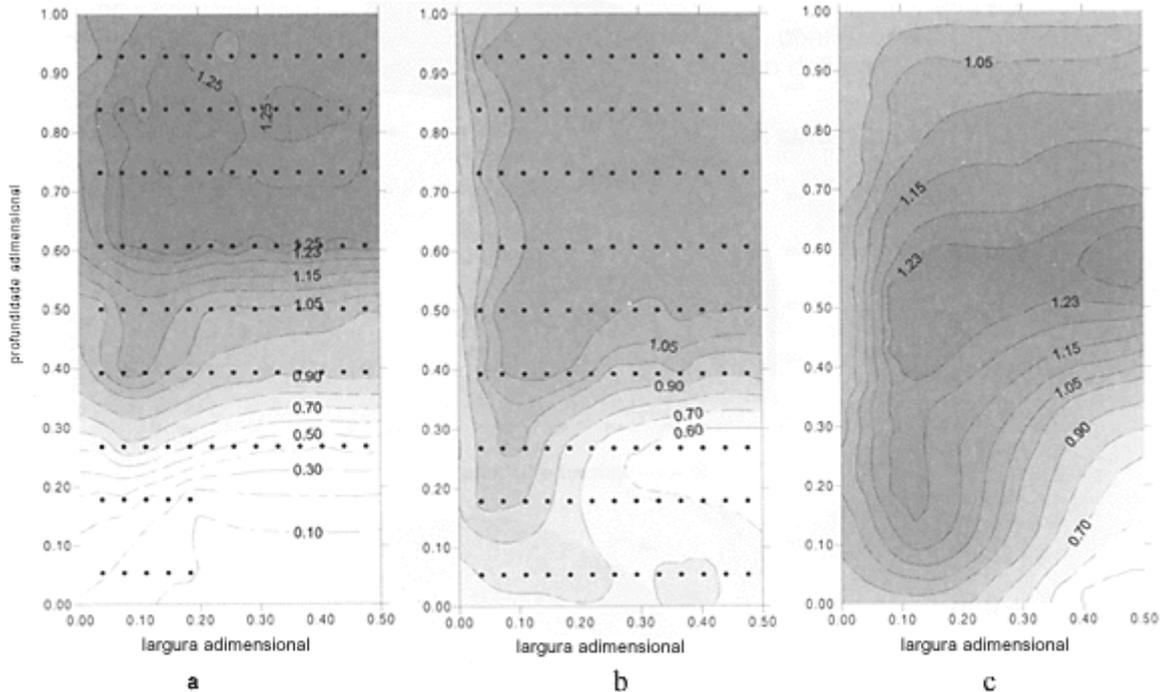
**Fig. 7** Ângulos de incidência do vetor velocidade sobre os tubos do economizador, calculados a partir das leituras do anemômetro de fio quente

Quanto ao papel da cinza no mecanismo da erosão, foi usado um critério estabelecido por Owen (1969), que compara o tempo de relaxação das partículas com a escala de tempo dos vórtices do escoamento. O tempo de relaxação foi calculado pela equação do movimento de uma partícula esférica, conforme Hinze (1959), obtendo-se  $1,4 \times 10^{-3}$ s. A escala de tempo dos vórtices do escoamento foi calculada em 1,53 s, usando-se critério de Townsend (1976). Pela comparação dos dois tempos, conclui-se que as partículas de cinza acompanham os vórtices do escoamento e este poderia, então, ser considerado como uma mistura homogênea de gases e partículas de cinza. A viscosidade da mistura foi calculada segundo as fórmulas de vários autores, apresentadas no trabalho de Chow (1970), resultando uma relação entre a viscosidade da mistura e a viscosidade do gás de 1,00018.

No entanto, ainda conforme critérios de Owen, para as densidades desse problema, as forças inerciais têm influência no escoamento, devendo ser levadas em consideração as acelerações gravitacional e centrífuga no comportamento das partículas. A partir da equação de equilíbrio entre as fases, pode-se concluir que, para a geometria e velocidades do economizador, tem-se efetivamente maior concentração de partículas na região próxima à parede côncava do duto curvo. Este efeito varia com o quadrado da velocidade. Portanto, se a distribuição de velocidades for melhorada ao longo do duto, reduzindo-se as altas velocidades da região próxima à parede côncava, haverá, também, uma distribuição mais homogênea da concentração de partículas. A centrifugação das partículas continua ocorrendo, mesmo com a configuração modificada, porém a redução das velocidades vai acarretar a redução da componente centrífuga.

A distribuição de velocidades incidentes no banco de tubos pode ser vista na [Fig. 8](#), na configuração original e na configuração modificada (duto com as duas paredes propostas), junto com os resultados experimentais de Humphrey et al. (1981), obtidos por anemometria Laser-Doppler, para escoamento turbulento desenvolvido de 1,42 kg/s

de água ( $Re = 4 \times 10^4$ ), em duto de seção  $40 \times 40$  mm, com curvatura constante, apresentado para comparação. A largura adimensional é dada pela posição lateral dividida pela largura total da seção do economizador. Observa-se a região de estagnação na configuração original (abaixo na [Fig. 8a](#)) e como esta região desaparece na configuração modificada.



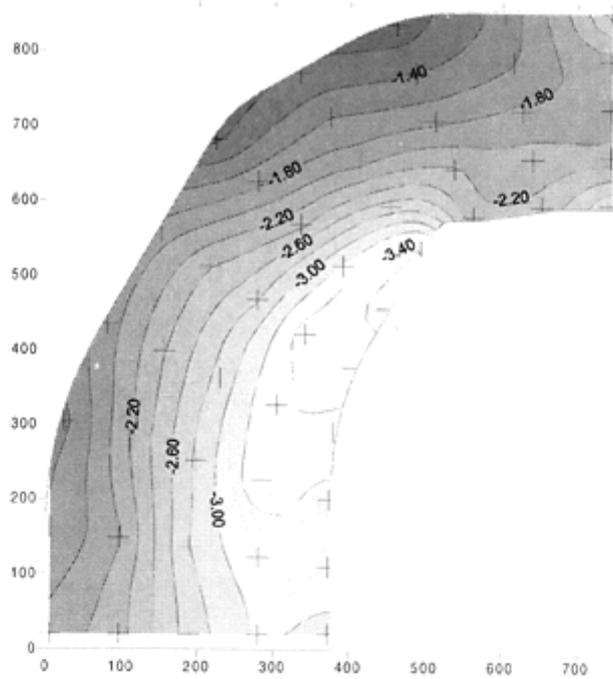
**Fig. 8** Comparação entre as isolinhas de velocidade incidente adimensionalizada pela velocidade média da seção para as configurações a) original, b) modificada e c) Humphrey (1981). Em a) e b) estão marcados os pontos onde se obteve medição

Observa-se que em 8a não se conseguiu medições próximo à parede convexa. Para as medições desta figura foi necessário posicionar a sonda 2,5 mm a montante do escoamento, em relação ao posicionamento das [Figs. 5 e 6](#), razão pela qual pode-se observar algumas diferenças na região de separação, próximo à parede convexa, onde o escoamento é muito instável. Na configuração modificada as isolinhas tomam um aspecto semelhante às do trabalho de Humphrey, com as diferenças sendo explicadas por ser o escoamento na entrada do duto, no presente trabalho, não desenvolvido, com um maior gradiente de velocidade junto à parede e um patamar, na direção da parede côncava (acima na figura), ocupando mais da metade da seção transversal.

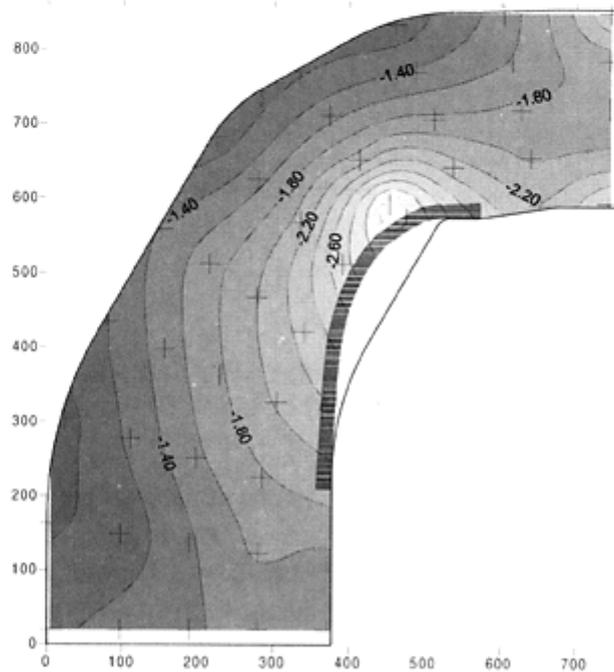
Observando-se as [Figs. 5 e 8](#), pode-se ver que as velocidades ficaram melhor distribuídas na seção do economizador na configuração modificada, tendo desaparecido a região de separação da camada limite. Embora o gradiente de velocidade ainda ocupe uma região bastante grande na parede convexa da curva, se comparado com a lateral, isto pode ser atribuído ao duto curvo e não à separação, como se conclui comparando-se as [Figs. 8b e 8c](#), pois no trabalho de Humphrey não há separação da camada limite.

A visualização do escoamento, [Fig. 4b](#), também sugere linhas de corrente mais regulares, sem indício de separação. Como consequência do aumento da área útil para o escoamento, houve uma redução significativa das maiores velocidades antes verificadas na região de maior desgaste. A melhor distribuição das velocidades ([Fig. 8b](#)) deverá contribuir para o aumento do rendimento do economizador, melhorando a transferência de calor. Além disso, a perda de carga ao longo do duto curvo fica reduzida com a eliminação dos grandes vórtices na região de separação.

A existência de um gradiente adverso de pressão, condição necessária, embora não suficiente, para que ocorra a separação, foi constatada pelo levantamento do campo de pressão, a partir de uma malha de tomadas de pressão estática na parede frontal (plana) do canal, como se pode ver na [Fig. 9a](#). Na [Figura. 9b](#), que apresenta, em preto, o perfil do duto adicional proposto por este trabalho, pode-se ver que a região de mínima pressão é antecipada e se recupera rapidamente, de modo que o gradiente de pressão é bem mais suave na saída do duto.



a - Configuração Original

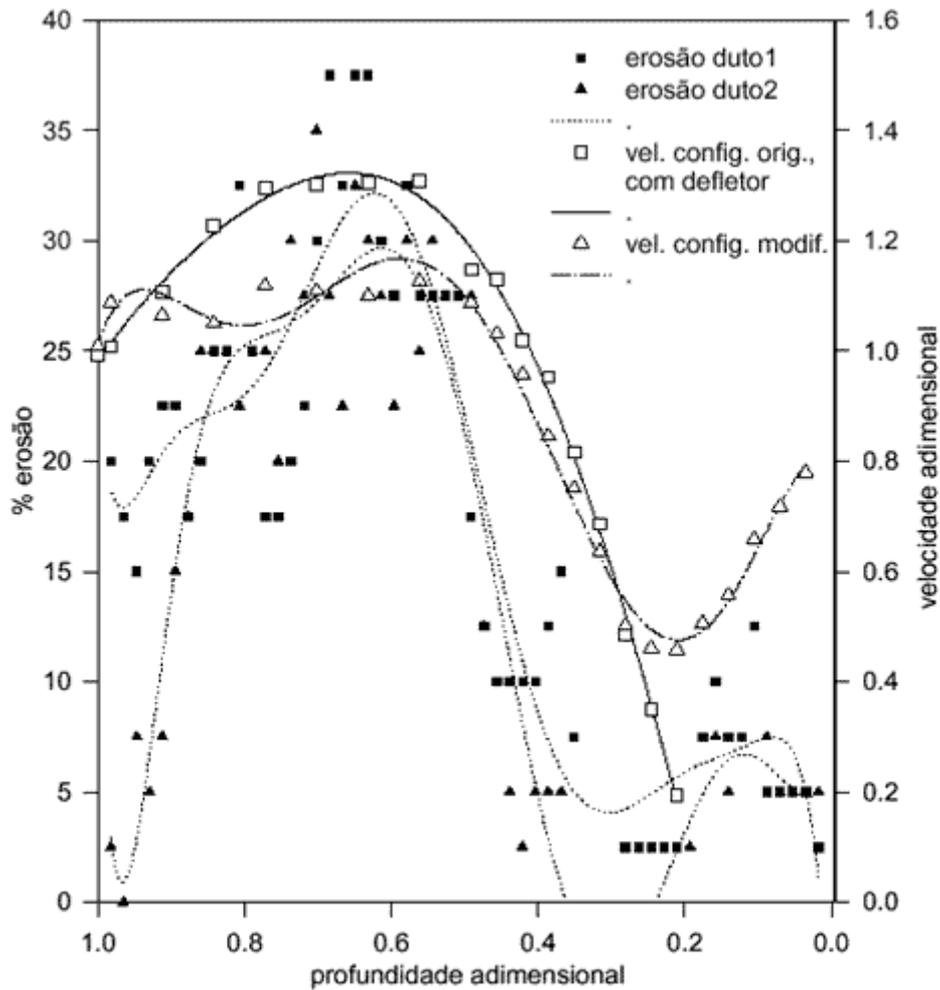


b - Configuração Modificada

**Fig. 9** Pressão na parede ao longo do duto curvo, adimensionalizada na forma do coeficiente de pressão, para as configurações a) original e b) modificada. O canal formado pelas duas paredes adicionais é mostrado em preto em b). Os pontos onde foram feitas medições estão marcados com +

Na [Figura 10](#) é mostrado o perfil de velocidade na linha média do banco de tubos, no modelo, antes e depois da alteração proposta por este trabalho. Também estão desenhados os perfis de erosão dos tubos do banco na mesma seção, para os dois dutos curvos, conforme os mesmos dados da [Fig. 2](#). A diferença entre o perfil conforme

configuração original com defletor da [Fig. 10](#) e o perfil original da [Fig. 5](#) deve-se ao fato de, na Usina, ter sido instalado, há alguns anos, um defletor na parede côncava da curva. O objetivo era desviar o escoamento da região de erosão crítica, porém o único efeito foi diminuir a velocidade na região bem próxima da parede. O perfil de velocidade, conforme configuração original da [Fig. 10](#), foi feito com um defletor em escala montado no modelo. Pode-se notar que, às regiões de maior erosão, correspondem as de maior velocidade. Como a alteração proposta reduz as velocidades nesta região, espera-se um menor índice de erosão dos tubos do economizador, pois a erosão é proporcional à energia cinética das partículas, que podem ser consideradas como tendo a mesma velocidade do escoamento, como já foi visto.



**Fig. 10** Comparação qualitativa entre os perfis de erosão dos tubos do economizador nas seções centrais dos dutos curvos e o perfil de velocidades na mesma região do modelo em escala

A comparação das [Figs. 8 e 10](#) com as isolinhas de erosão ([Fig. 2](#)) mostra que as simplificações na seção de ensaios não causaram alteração perceptível no escoamento.

## Conclusões

O objetivo deste trabalho foi buscar as causas e apontar soluções para o problema do desgaste localizado nos tubos do economizador em duas caldeiras da Central Termoeletrica Presidente Médici no município de Candiota – RS. Utilizando-se uma seção de testes construída em escala, verificou-se a existência de velocidades elevadas na região próxima à parede côncava do duto curvo que conduz os gases ao economizador, coincidindo com a região de maior desgaste dos tubos.

Utilizando-se técnicas de controle de camada limite, foi criado um dispositivo, constituído de um duto montado sobre a parede convexa do canal, por meio do qual a velocidade dos gases nesta região foi aumentada, e os efeitos da separação da camada limite atenuados com a conseqüente redução da perda de carga e possível aumento do rendimento do economizador, com a supressão dos grandes vórtices da região de separação e melhor distribuição do escoamento.

As técnicas de controle de camada limite foram, assim, aplicadas sucessivamente, sendo observadas as alterações no escoamento, até a configuração proposta neste trabalho ser encontrada.

Esta solução pode ser usada concomitantemente com outras, propostas ou em andamento, como a introdução de tubos de sacrifício, embora se aumente a perda de carga, ou o recobrimento dos tubos das primeiras camadas com ligas especiais resistentes à erosão, desde que não se altere significativamente o rendimento do trocador.

## Referências

Andrade, A., 1985, "A caracterização das cinzas volantes do carvão de Candiota", Dissertação de Mestrado, PPGEMM/UFRGS, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

CEEE, 1995-a, Relatório de inspeção 091/95, UPME, Superintendência de Geração, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

CEEE, 1995-b, Relatório de inspeção 115/95, UPME, Superintendência de Geração, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

CEEE, 1995-c, Relatório de Falhas e Defeitos com Indisponibilidade, INDIMAN, Superintendência de Geração, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

CEEE, 1996, Relatório de Falhas e Defeitos com Indisponibilidade, INDIMAN, Superintendência de Geração, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

Choi, Y. D. and Chung , M. K., 1983, "Analysis of Turbulent Gas-Solid Suspension Flow in a Pipe", J. of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, vol. 105. [ [Links](#) ]

Chow, J. C. F., 1970, "On a Macroscopic Theory of a Two-phase Fluid Flow and its Effective Viscosity", First International Conference on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes. [ [Links](#) ]

Hinze, J. O., 1959, "Turbulence", McGraw-Hill, New York. [ [Links](#) ]

Humphrey, J. A. C., Whitelaw, J. H. and Yee, G., 1981, "Turbulent flow in a square duct with strong curvature", Journal of Fluid Mechanics, vol. 103 , pp. 443-463. [ [Links](#) ]

Idelchick, I. E., 1986, "Handbook of Hydraulic Resistance", Hemisphere, Washington. [ [Links](#) ]

Indrusiak, M. L. S., 1997, "Escoamento Turbulento na Saída de um Duto Curvo de Seção Retangular", Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

Kim W. J., and Patel, V. C., 1994, "Origin and Decay of Longitudinal Vortices in Developing Flow in a Curved Rectangular Duct", Journal of Fluids Engineering, vol. 116, pp. 45-52. [ [Links](#) ]

Moffat, R. J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results", Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 1, pp 3-17. [ [Links](#) ]

Möller, S. V. e Indrusiak, M. L. S., 1997, "Dispositivo Regularizador da Distribuição de Velocidade dos Gases em Escoamento em Duto Curvo de Seção Retangular", Patente de Invenção, PI9703921, INPI- Instituto Nacional da Propriedade Industrial, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

Owen, P. R. , 1969, "Pneumatic Transport", Journal of Fluid Mechanics, vol. 39, pp. 407-432. [ [Links](#) ]

Townsend, A. A., 1976, "The Structure of Turbulent Shear Flow", 2<sup>nd</sup> edition, Cambridge University Press, Cambridge, UK. [ [Links](#) ]

Schlichting, H., 1968, "Boundary-Layer Theory", McGraw-Hill, New York. [ [Links](#) ]

Vicari, K. F. F., 1996, "Análise experimental do escoamento turbulento em dutos circulares com promotores de turbulência internos tipo helicóides", Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brasil. [ [Links](#) ]

---

*ABCM*

Av. Rio Branco, 124 - 14. Andar  
20040-001 Rio de Janeiro RJ - Brazil  
Tel. : (55 21) 2221-0438  
Fax.: (55 21) 2509-7128

e-Mail

[abcm@domain.com.br](mailto:abcm@domain.com.br)