

4ª Parte do Trabalho

EM974 – Métodos Computacionais em Engenharia Térmica e Ambiental

Escoamento em dutos em L

Rafael Schmitz Venturini de Barros
Marcelo Delmanto Prado

RA:045951
RA: 048069

1. Introdução

Sabe-se que dutos são utilizados nas mais diversas áreas, tais como refrigeração de ambientes, sistemas de distribuição de ar, sistemas de aquecimento em residências, entre outros.

Neste trabalho, analisaremos o escoamento de ar em um duto com cotovelo de 90°, pois este tipo de configuração é muito comum em aplicações nas quais características particulares do projeto exigem que o duto faça curvas acentuadas de modo a se adequar economicamente, e também esteticamente na execução do projeto.

Alguns problemas comuns nesses tipos de dutos são que esses desvios na trajetória causam distúrbios nos perfis de velocidade completamente desenvolvidos, introduzindo quedas de pressão no fluxo dentro do duto e problemas de vibração que podem ocasionar a transmissão de sons indesejados aos ambientes ocupados [1]. Será feita a análise do problema de queda de pressão num duto com cotovelo de 90° e em seguida, será introduzido um dispositivo denominado “turning vane”, ilustrado na Figura 2, em diferentes configurações para comparar e avaliar o quanto benéfica é a presença de tal dispositivo em termos da diminuição da queda de pressão e da otimização do fluxo de ar.

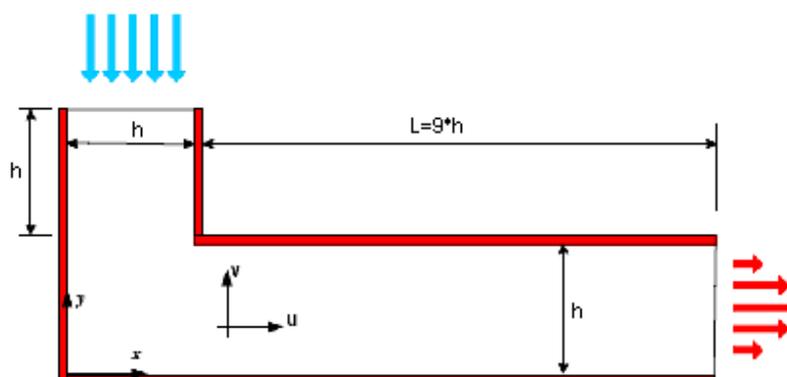


Figura 1 - Duto com cotovelo de 90° simples

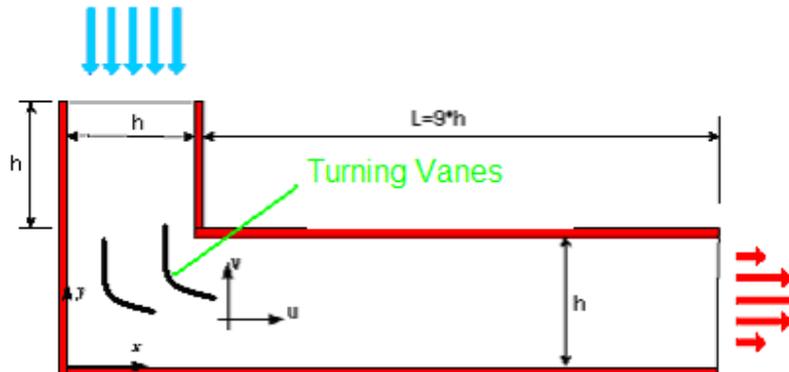


Figura 2 - Duto com cotovelo de 90° e “turning vanes”

2. Teoria e referências bibliográficas

Primeiramente julga-se necessário fazer uma breve introdução aos conceitos de mecânica dos fluidos relacionados ao problema em questão. Para esta análise assume-se fluido homogêneo, incompressível e com propriedades constantes.

A conservação de massa aplicada a um fluido em um duto requer que

$$\int \rho v dA = cte$$

onde ρ corresponde à densidade do fluido e v corresponde a velocidade normal à área infinitesimal dA . Tanto a densidade como a velocidade, podem variar na seção transversal A do duto, mas se forem constantes temos

$$\dot{m} = \rho VA = cte \quad (1)$$

onde \dot{m} é o fluxo mássico na seção transversal do duto. Quando o fluido é efetivamente incompressível, $\rho = cte$; análise de escoamento de fluido em dutos, a velocidade média é $V = (1/A) \int v dA$. A relação de continuidade é dada por

$$Q = AV = cte \quad (2)$$

onde Q é a vazão de fluido. Q é constante em todas as seções do duto a não ser que haja ramificações.

Outra ferramenta básica na análise de escoamento de fluido em dutos é a equação de Bernoulli, que envolve o princípio da conservação de energia ao longo de uma linha de corrente. A mudança na energia por unidade de massa em um material em escoamento resulta do trabalho aplicado ao sistema e do calor adicionado

$$\Delta E = W + Q \quad (3)$$

Em um fluido tem-se energia cinética, energia potencial (devida a diferenças de altura) e energia interna. A diferença de energia entre dois pontos do sistema, por unidade de massa, pode ser obtida aplicando-se a equação anterior

$$\Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz + u \right) = E_M - \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) + Q \quad (4)$$

onde E_M é o trabalho adicionado por uma máquina e p/ρ o trabalho de pressão do escoamento. Rearranjando a equação anterior, temos:

$$\Delta \left(\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} \right) + \Delta u = E_M + Q \quad (5)$$

O termo em parênteses na equação (3) é a constante de Bernoulli. Em casos em que não há efeitos viscosos e nem interações de trabalho tem-se

$$\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} = cte \quad (6)$$

Nas equações (5) e (6) a análise pode ser feita em termos da velocidade média na seção transversal V , e as variações entre as linhas de corrente pode ser ignorada. Alguns efeitos no escoamento ainda são significantes, mas podem ser combinados e condensados na forma de fatores. O termo da energia cinética da equação (4) pode ser expresso como $\alpha V^2/2$, onde o fator de energia cinética ($\alpha > 1$) leva em conta a diferença da energia cinética do escoamento real em relação àquela do aproximado médio assumido. Segundo [2], para escoamento laminar em um canal retangular largo, $\alpha = 1,54$, e para escoamento laminar em um tubo, $\alpha = 2,0$. Para escoamento turbulento em um duto, $\alpha \cong 1,0$.

A presença de válvulas e mudanças na seção do duto (contrações, expansões, cotovelos, curvas, etc) causam distúrbio no escoamento e interferem no perfil completamente desenvolvido de velocidade, introduzindo perdas no escoamento (dissipadas como calor) dentro dos sistemas de dutos. [2] afirmou que no escoamento em cotovelos, a velocidade aumenta na parede interna da curva gerando um movimento secundário na forma de vórtices, o que resulta em recirculação.

O processo para que escoamento apresente novamente o perfil de velocidade completamente desenvolvido é lento. [3] mostrou que é necessário um

comprimento de duto de aproximadamente 100 diâmetros para que o movimento secundário desapareça completamente.

De acordo com [2], a adição de “turning vanes” resulta num menor distúrbio no escoamento e igualmente para quedas de pressão em cotovelos.

Como se trata de um problema de escoamento de fluido, é muito importante saber se o problema em análise apresenta escoamento laminar ou turbulento. Comumente considera-se que o escoamento é laminar para $0 < Re < 2000$ e turbulento para $Re > 4000$, onde Re é o número de Reynolds calculado como

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (7)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, V é a velocidade média na seção transversal do duto, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e D_h é o diâmetro hidráulico. D_h é dado por

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(wh)}{2(w+h)} \quad (8)$$

onde A é a área da seção transversal, P o perímetro, w a largura do duto e h a altura do duto.

Como nosso estudo é em duas dimensões, temos que a altura é muito maior que a largura da seção do tubo, ou seja, $h \gg w$. Assim:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(wh)}{2(w+h)} = \frac{2(wh)}{w+h} = 2w \quad (9)$$

Apesar desta consideração simplificada ser utilizável na maior parte das situações, sabe-se que já se conseguiu escoamento laminar com $Re > 10.000$, e sabe-se que o Re da transição é determinado em grande parte pelas condições na entrada do duto (entrada em canto vivo produz transição a partir de $Re = 2000$, enquanto entradas arredondadas e suaves podem produzir transição a partir de $Re = 10.000$); o comprimento da tubulação também tem um papel importante no fenômeno da transição, assim como perturbações externas.

Segundo [4], para pressões pequenas e médias, a velocidade de escoamento de ar no duto deve ser mantida dentro de um limite para que se evite barulho excessivo e perda de energia por atrito. A Tabela 1 indica informações importantes relacionadas a um bom funcionamento de dutos.

Tabela 1 – Velocidades e vazões para menor ruído em dutos

Vazão de ar (m ³ /h)	Máxima velocidade (m/s)
< 300	2,5
< 1.000	3
< 2.000	4
< 4.000	5
< 10.000	6
> 10.000	7

3. Evolução do projeto

A geometria do “turning vane” não seria fácil de modelar no próprio Phoenics, então optou-se por fazer o desenho deste no Pro-Engineer e então importá-lo para o Phoenics em formato STL, que é um formato suportado. Inicialmente pensou-se em um “turning vane” com o formato de um quarto de circunferência – ilustrado na Figura 3 – principalmente por causa da geometria do cotovelo (curva de 90°) que sugere, a primeira vista, que o escoamento deve seguir um caminho semelhante ao do dispositivo da Figura 3.

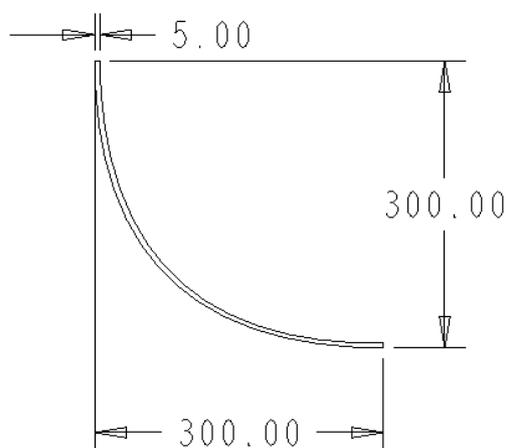


Figura 3 – Desenho inicial do “turning vane”

Descobriu-se, entretanto, que essa geometria não era adequada pois pela análise das linhas de corrente percebeu-se que a inclinação com a qual as partículas do fluido chegavam ao “turning vane”, faziam com que elas se chocassem com o dispositivo, o que acabava prejudicando o desenvolvimento do escoamento depois da curva e não ajudando muito na redução de queda de pressão.

Tendo em vista os problemas encontrados no primeiro desenho de “turning vane”, novamente recorreu-se ao Pro-Engineer para desenvolver outro dispositivo que contemplasse as características necessárias a um bom desempenho. A Figura 4 mostra o desenho do “turning vane” utilizado no trabalho final e que faz parte das análises subseqüentes.

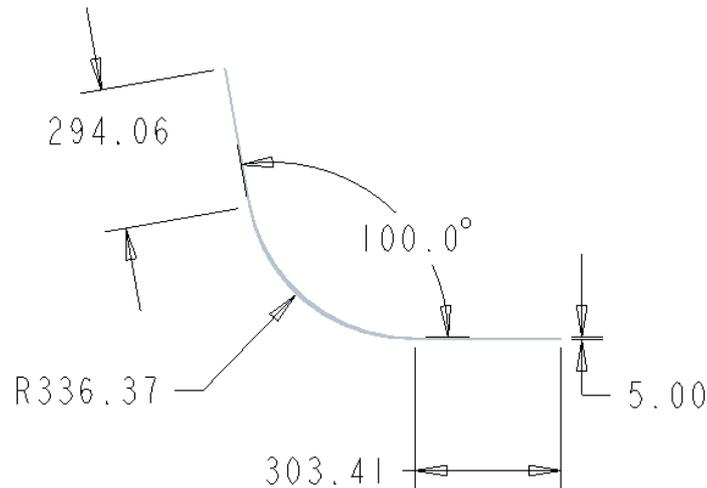


Figura 4 – Desenho final do “turning vane”

Percebe-se pela Figura 4 que no novo desenho a parte onde ocorre o contato inicial com o escoamento apresenta uma inclinação de 10° em relação ao plano y. Essa inclinação faz com que as partículas do fluido não se choquem de forma tão abrupta com o “turning vane” e proporciona um desenvolvimento mais rápido do escoamento após a curva do cotovelo.

4. Dados iniciais para a posterior análise

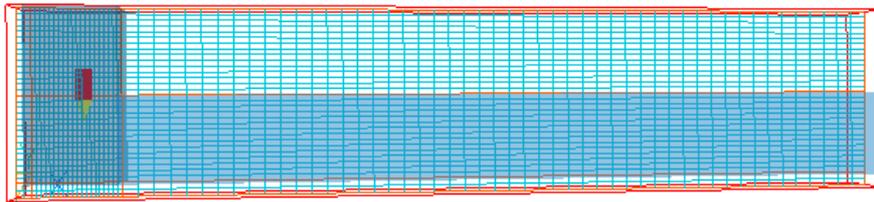
Será estudado o escoamento em um duto quadrado de aço 1010, com $h = 0,6$ m, $w=0,06$ m (escoamento 2D) e $L = 5,4$ m, como mostrado na Figura 1. Na entrada, a velocidade será de $2,5$ m/s à temperatura de 20°C e na saída o ar estará à pressão ambiente.

É muito importante saber se o problema proposto neste trabalho apresenta escoamento laminar ou turbulento, pois isso determinará qual modelo será utilizado na simulação. Para o ar a 20°C temos que $\rho=1,205$ kg/m³ e $\mu=15,11 \cdot 10^{-6}$ m²/s. A velocidade média será considerada como a velocidade de entrada no sistema ($V=2,5$ m/s) e o diâmetro hidráulico, segundo a equação (10) é $D_h=0,12$ m. Com esses valores chegou-se a um número de Reynolds igual a $2,39 \times 10^4$, o que indica um **escoamento turbulento** dentro do duto. Sendo assim, deve-se utilizar na simulação um modelo de escoamento turbulento, e no caso escolheu-se o modelo **KEMODL**.

Apesar desta análise ser simples, há a necessidade de refinar-se a malha em lugares “chaves”, ou seja, onde há mudanças abruptas de pressão, que é o caso do cotovelo, onde se quer saber precisamente o perfil de velocidade e a pressão, que é o caso da entrada e da saída do duto.

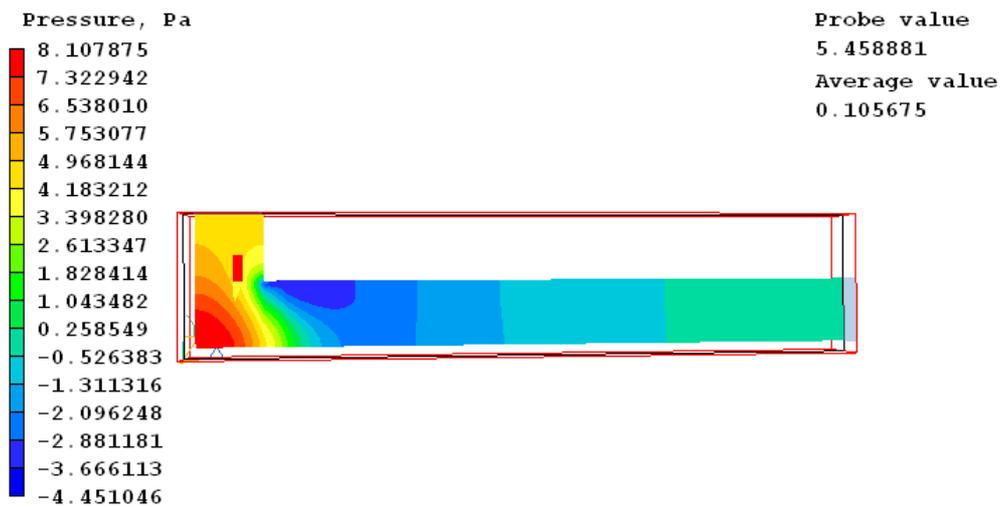
5. Primeira Análise – Tubo sem “turning vanes”

Assim, utilizou-se a seguinte configuração de malha, após haverem sido realizados testes: $NX = 60$, $NY = 23$ e $NZ = 1$. Essa malha não é distribuída simetricamente. Há maior número de células onde é mais crítico, nos locais que foram citados no item anterior. Abaixo, temos a figura da malha no duto.



duto - 2,5 m/s

Figura 5 – Malha utilizada na simulação



duto - 2,5 m/s

Figura 6 – Distribuição de pressão no duto sem “turning Vane”

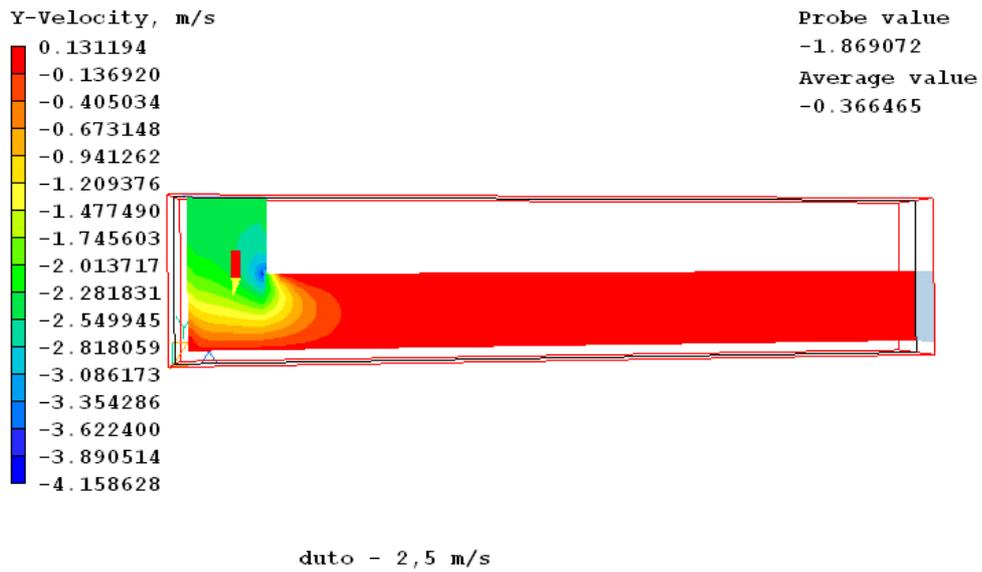


Figura 7 – Distribuição de velocidade em “Y” no duto sem “turning vane”

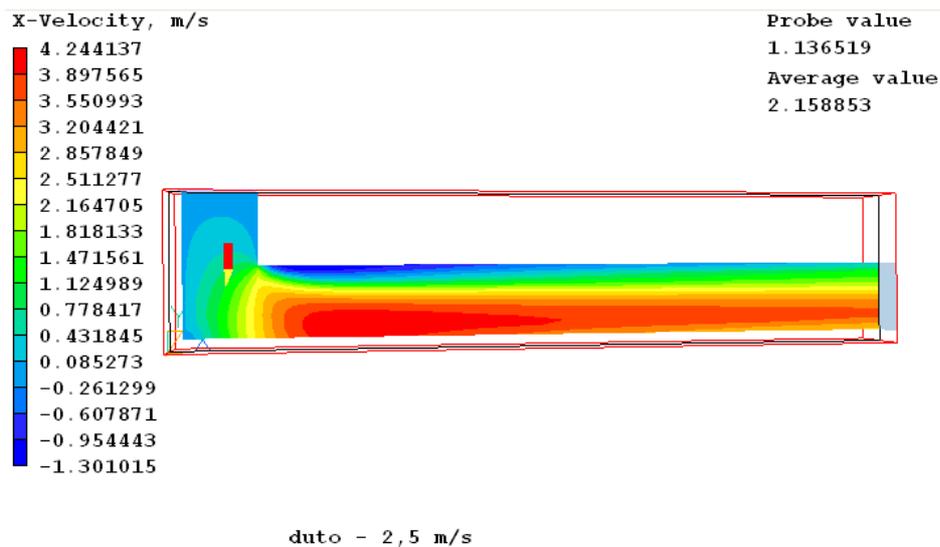


Figura 8 - Distribuição de velocidade em “X” no duto sem “turning vane”

Notamos que, logo após o cotovelo, na parte superior da seção, há uma zona de recirculação. Esse mesmo fenômeno ocorre no raio externo do cotovelo, como se percebe na Figura 8.

Nas Figuras 9 e 10 temos a distribuição de velocidade na entrada e na saída do duto respectivamente.

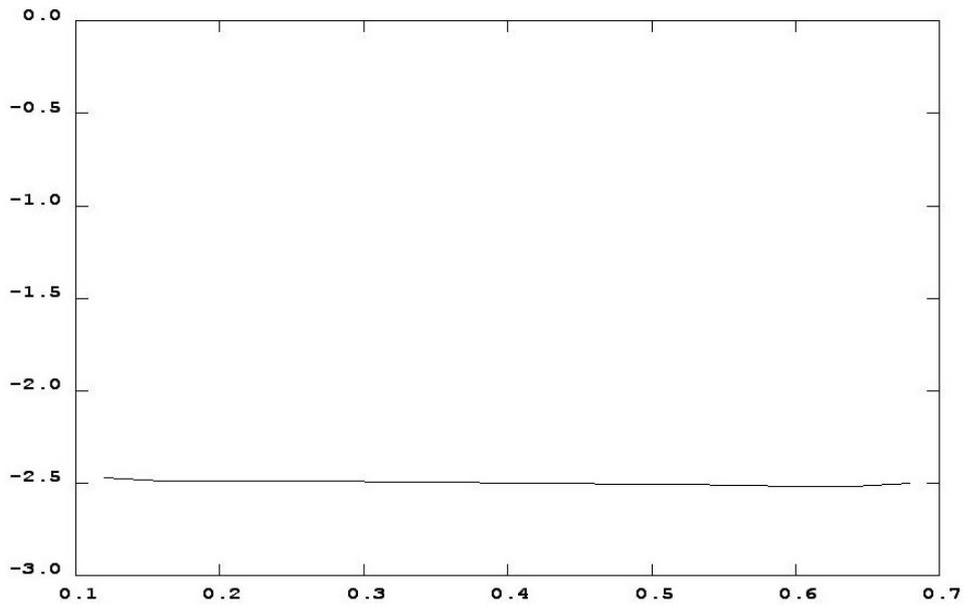


Figura 9 - Perfil de velocidade na entrada (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

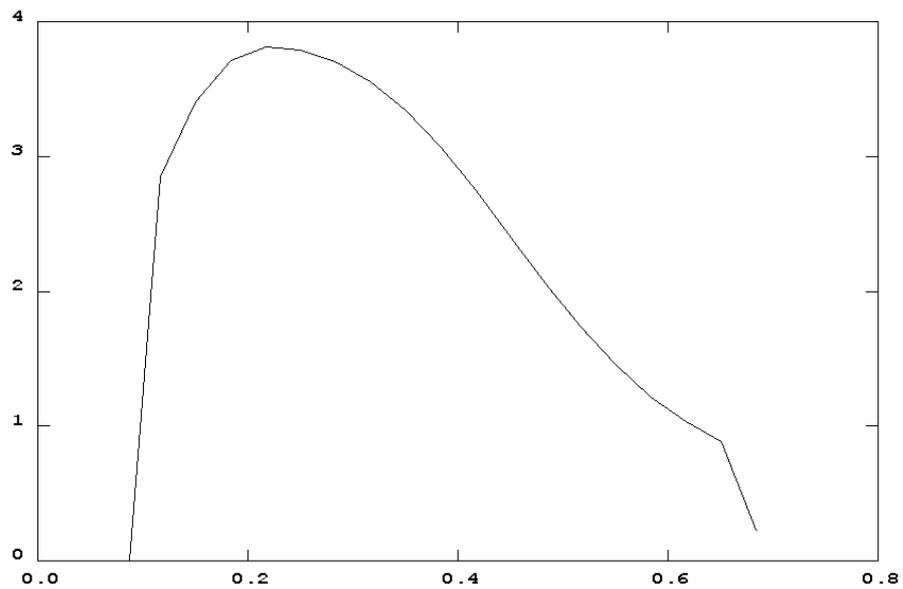


Figura 10 - Perfil de velocidade na saída (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

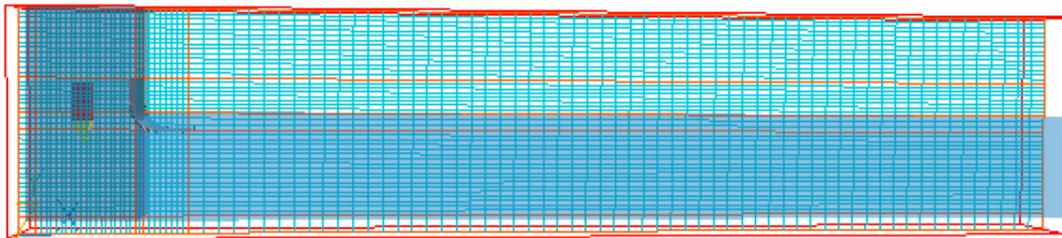
ENTRADA		SAIDA	
V médio (m/s)	2,5	U médio (m/s)	2,5
Pressão relativa média (Pa)	4,63E+00	Pressão relativa média (Pa)	0,00E+00

Assim, podemos calcular a queda de pressão, que é dada pela diferença de pressão entre a entrada e a saída. Logo, esta queda é de 4,63 Pa.

6. Segunda Análise – Tubo com um “turning vane”

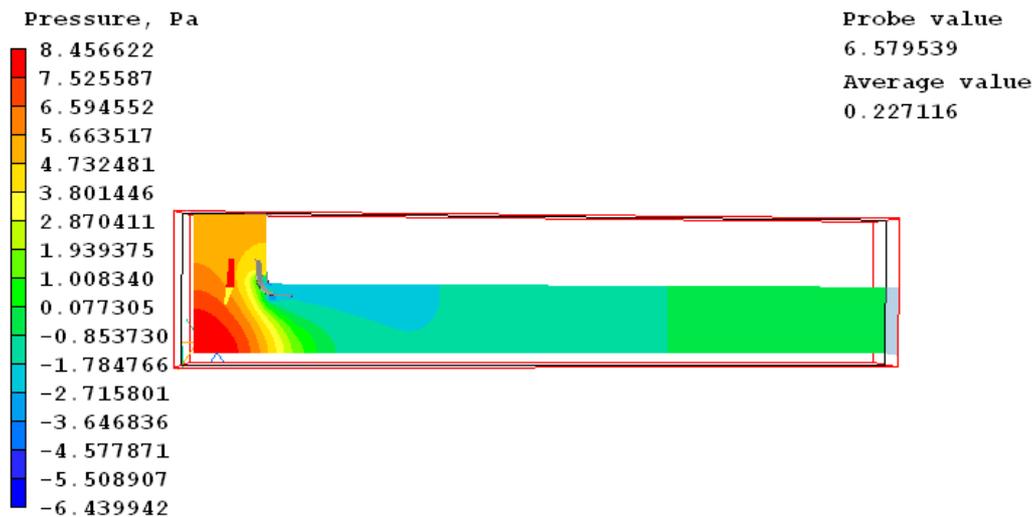
O mesmo problema será agora simulado com diversas configurações de “turning vanes” e serão analisados os efeitos deste dispositivo no escoamento. Nesta seção será avaliada a contribuição que a adição de um “turning vane” promove na redução da queda de pressão.

Malha: NX= 40 e NY= 44.



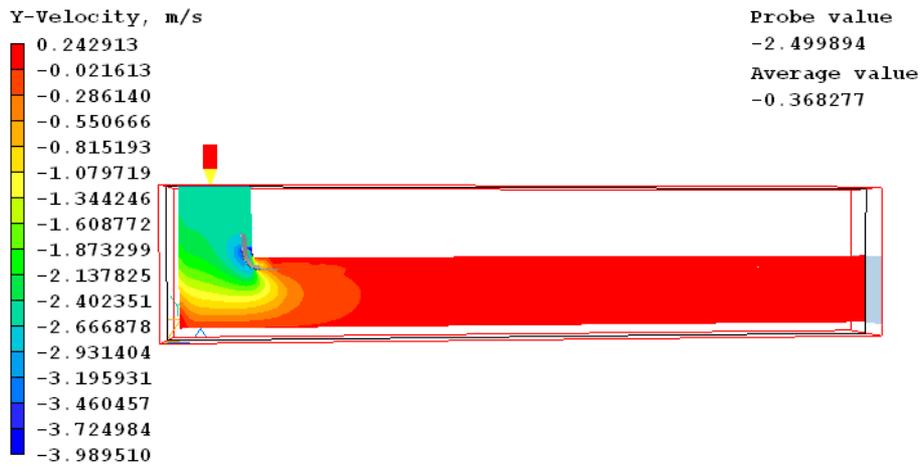
duto - 1 guiding vane - 2,5 m/s

Figura 11 – Malha utilizada na simulação com um “turning vane”



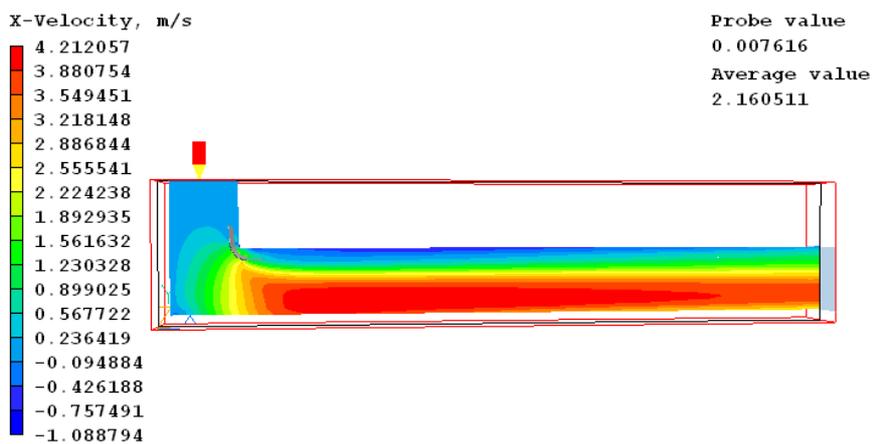
duto - 1 guiding vane - 2,5 m/s

Figura 12 – Distribuição de pressão no duto com um “turning vane”



duto - 1 guiding vane - 2,5 m/s

Figura 13 – Distribuição de velocidade em “Y” no duto com um “turning vane”



duto - 1 guiding vane - 2,5 m/s

Figura 14 – Distribuição de velocidade em “X” no duto com um “turning vane”

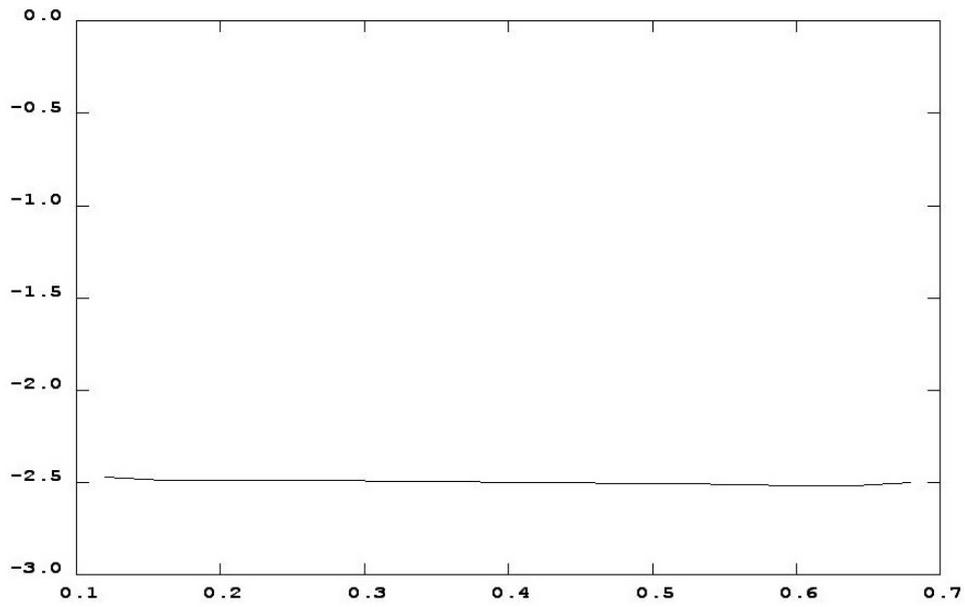


Figura 15 - Perfil de velocidade na entrada (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

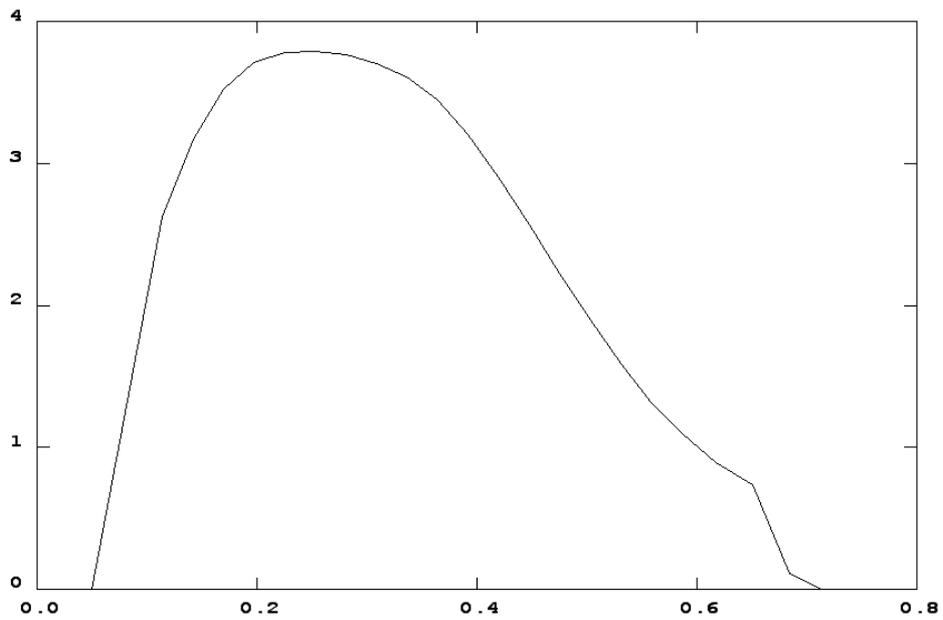


Figura 16 - Perfil de velocidade na saída (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

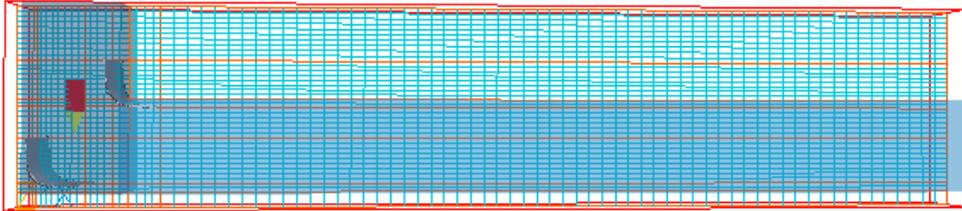
ENTRADA		SAIDA	
V médio (m/s)	2,5	U médio (m/s)	2,5
Pressão relativa média (Pa)	5,05E+00	Pressão relativa média (Pa)	0,00E+00

Neste caso, a queda de pressão é de 5,05 Pa. Nota-se que com a adição de um "turning vane", não conseguiu-se diminuir a queda de pressão.

7. Terceira Análise – Tubo com dois “turning vanes”

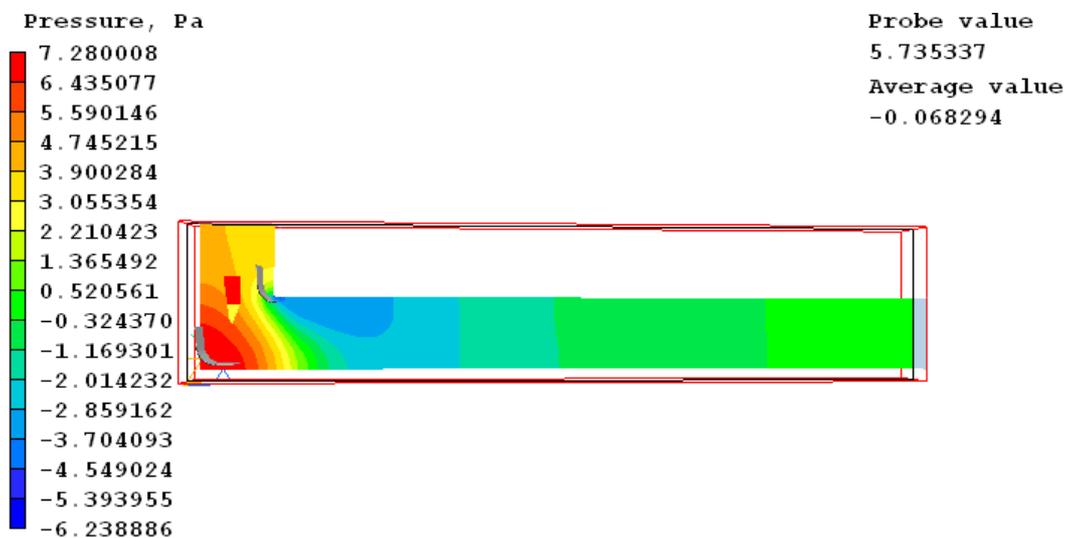
Agora, será adicionado mais um “turning vane” para verificar se a queda de pressão no duto é reduzida. As condições são as mesmas utilizadas nas outras análises, adicionando-se mais um “turning vane”.

Malha: NX=86, NY=59, NZ = 1 (análise 2D).



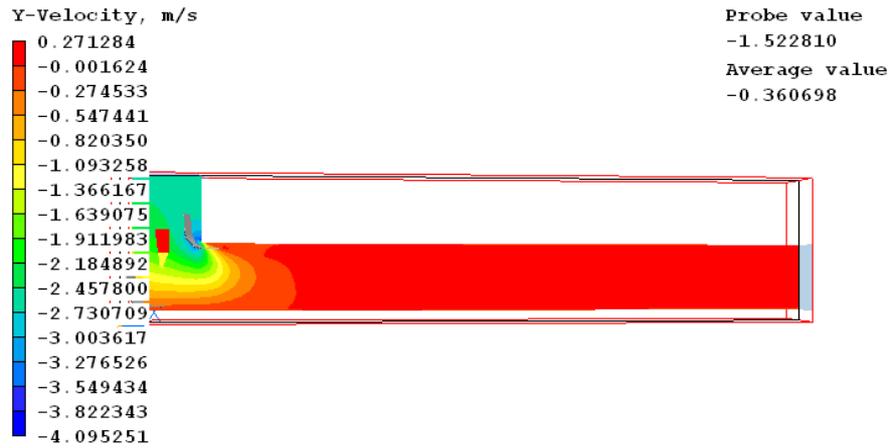
duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 17 – Malha utilizada na simulação com dois “turning vanes”



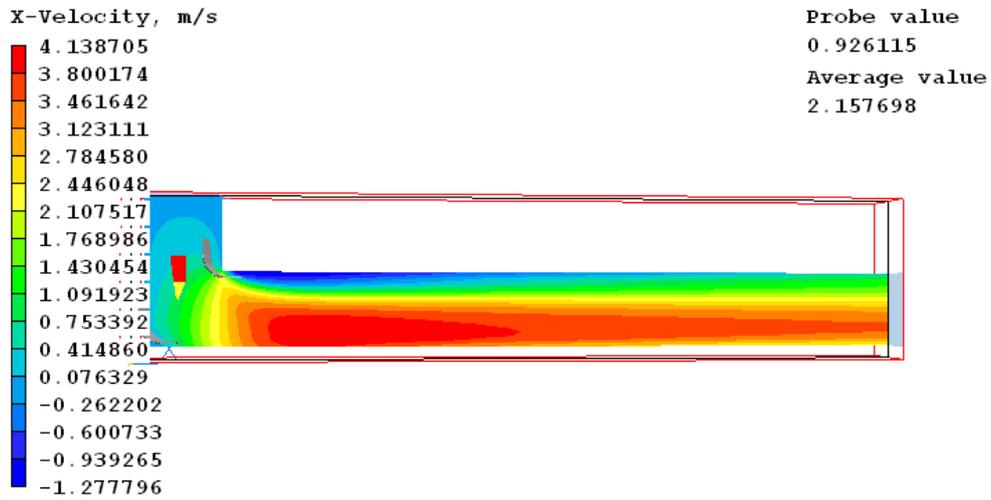
duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 18 – Distribuição de pressão em no duto com dois “turning vanes”



duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 19 - Distribuição de velocidade em “Y” no duto com dois “turning vanes”



duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 20 - Distribuição de velocidade em “X” no duto com dois “turning vanes”

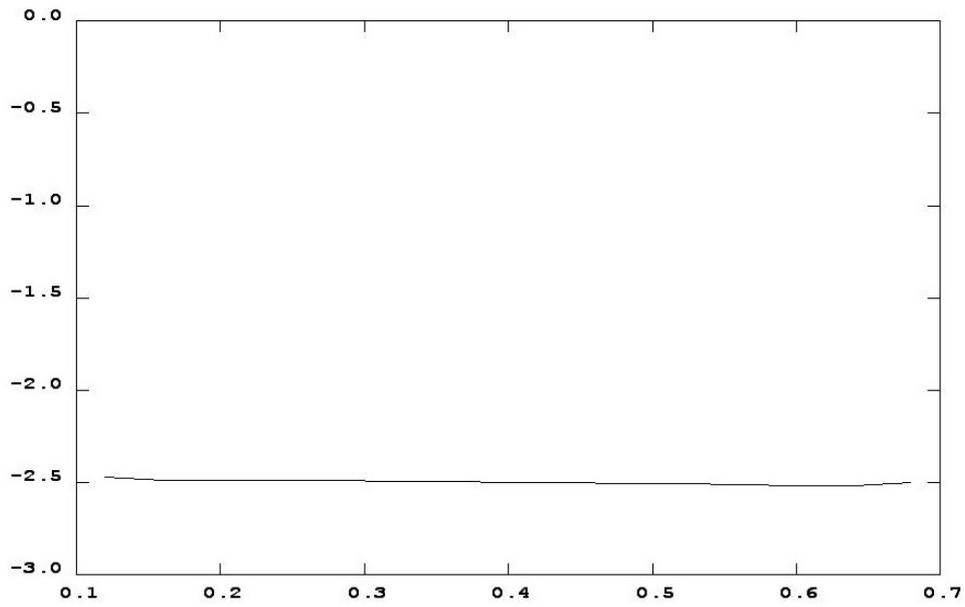


Figura 21 - Perfil de velocidade na entrada (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

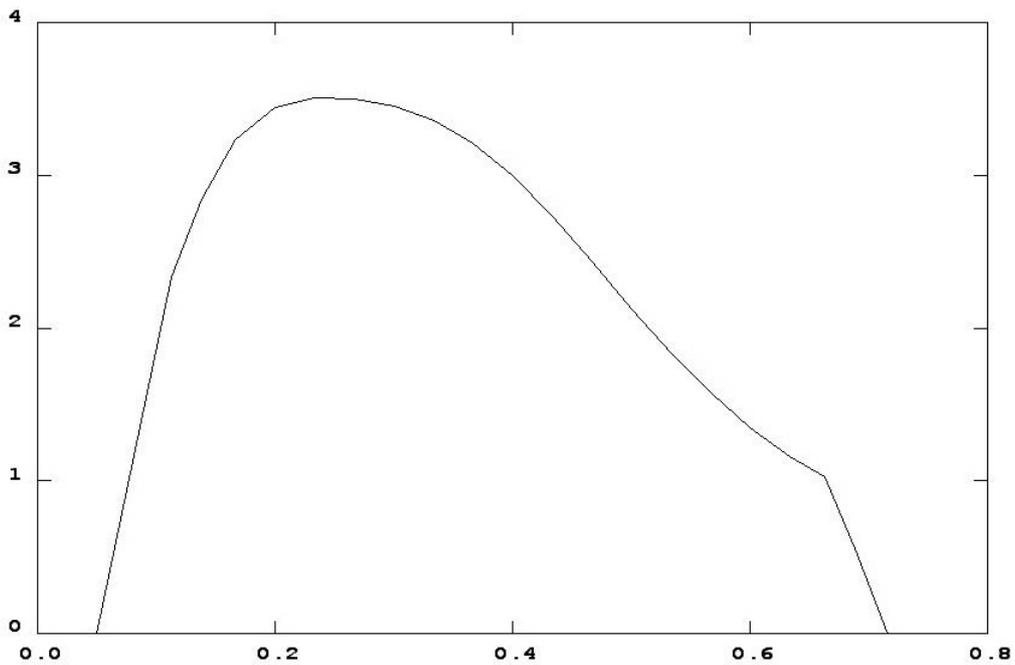


Figura 22 - Perfil de velocidade na saída (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

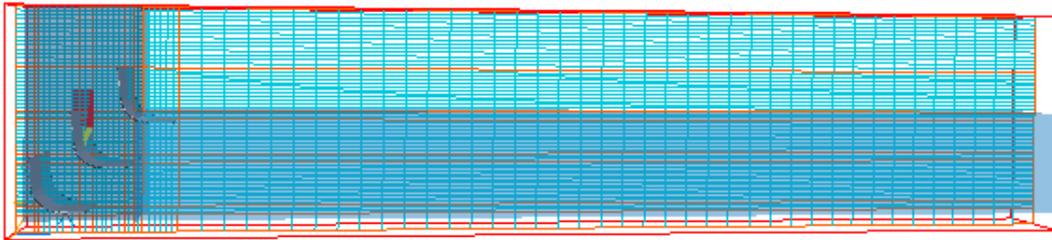
ENTRADA		SAIDA	
V médio (m/s)	2,5	U médio (m/s)	2,5
Pressão relativa média (Pa)	3,82E+00	Pressão relativa média (Pa)	0,00E+00

A adição de dois "turning vanes" na posição mostrada apresentou um bom resultado em termos da queda de pressão. Esta queda foi de 3,82 Pa, ou seja,

uma redução de 17,50% em relação à queda de pressão no duto sem “turning vane”.

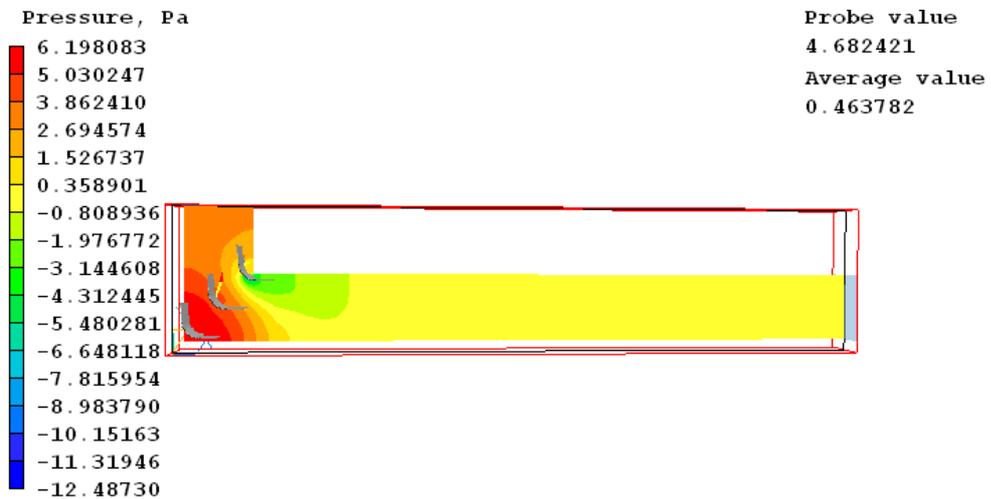
8. Quarta Análise – Tubo com três “turning vanes”

Adicionando-se o terceiro “turning vane”, será verificado se a queda de pressão no duto é reduzida mais ainda. As condições são as mesmas utilizadas nas outras análises, adicionando-se mais um “turning vane”.



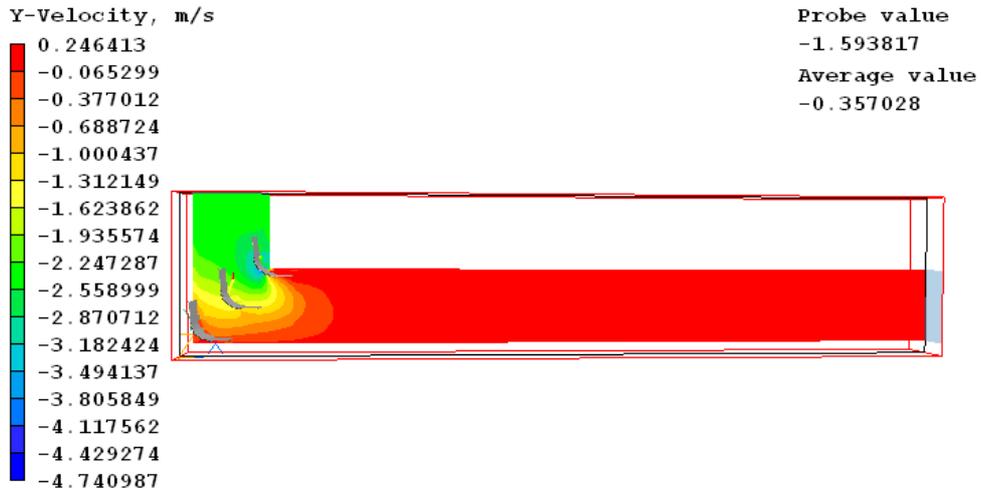
duto - 3 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 23 - Malha utilizada na simulação com três “turning vanes”



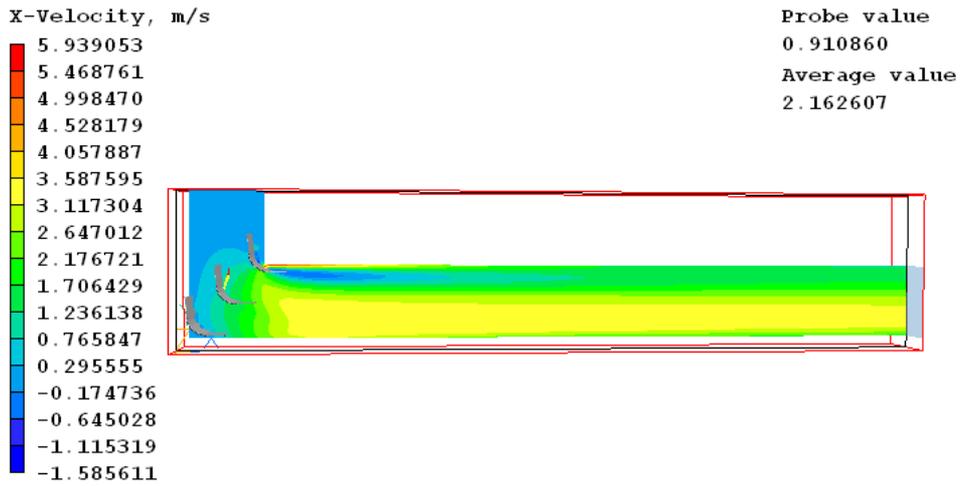
duto - 3 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 24 - Distribuição de pressão no duto com três “turning vane”



duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 25 - Distribuição de velocidade em “Y” no duto com três “turning vanes”



duto - 2 guiding vanes - 2,5 m/s

Figura 26 - Distribuição de velocidade em “Y” no duto com três “turning vanes”

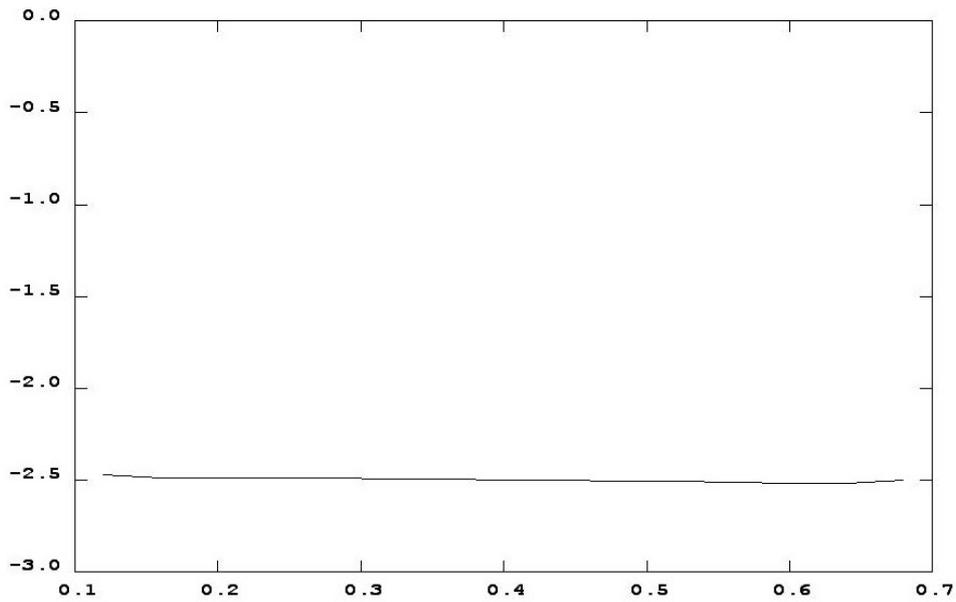


Figura 27 - Perfil de velocidade na entrada (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

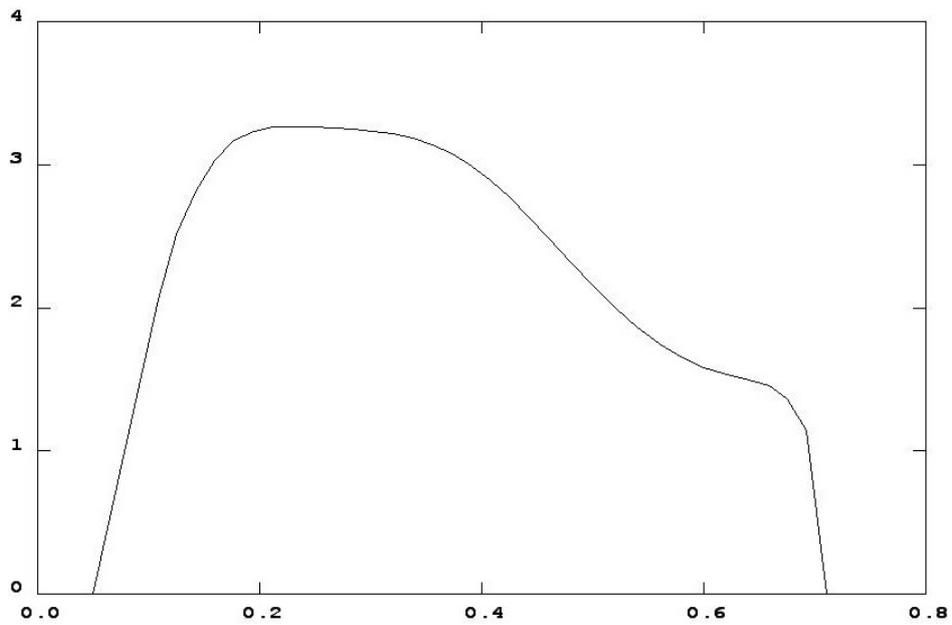


Figura 28 - Perfil de velocidade na saída (eixo x em "m" e eixo y em m/s)

ENTRADA		SAIDA	
V médio (m/s)	2,5	U médio (m/s)	2,5
Pressão relativa média (Pa)	2,91E+00	Pressão relativa média (Pa)	0,00E+00

A adição de três "turning vanes" na posição mostrada apresentou um excelente resultado em termos da queda de pressão. Esta queda foi de 2,91 Pa,

ou seja, uma redução de 37,15% em relação à queda de pressão no duto sem “turning vane”.

9. Zonas de recirculação

O surgimento de zonas de recirculação causa queda de pressão. Os “turning vanes” são adicionados justamente para diminuir o tamanho dessas zonas.

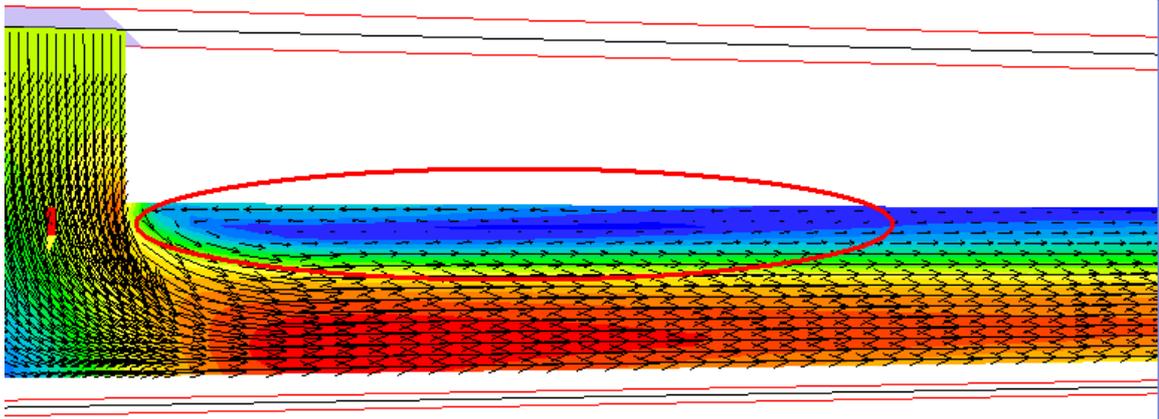


Figura 29 – Zona de recirculação para duto sem “turning vane”

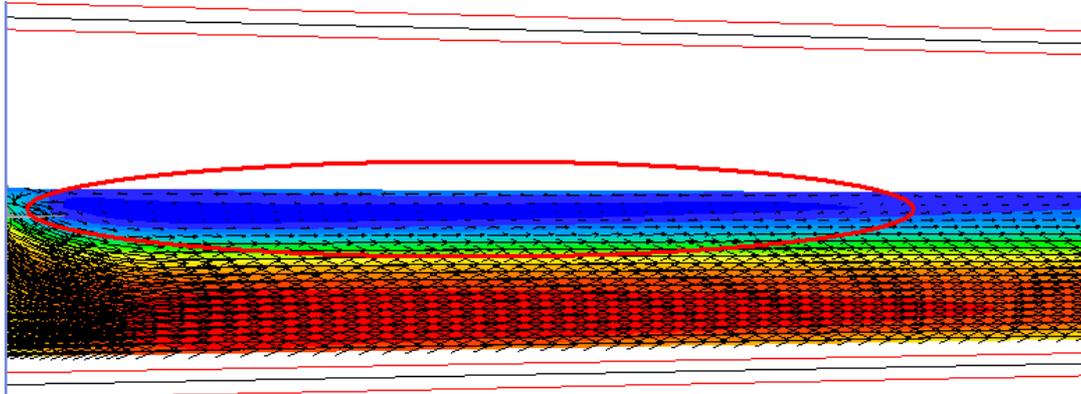


Figura 30 - Zona de recirculação para duto com um “turning vane”

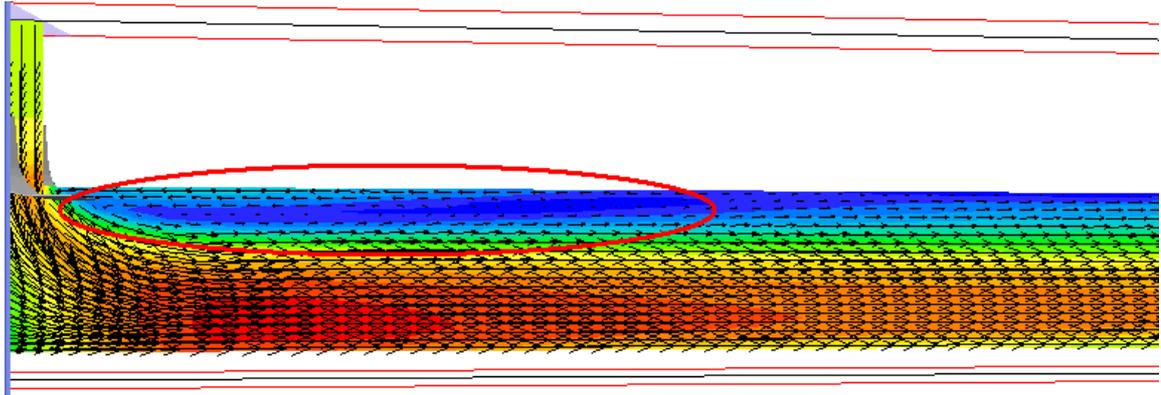


Figura 31 - Zona de recirculação para duto com dois “turning vanes”

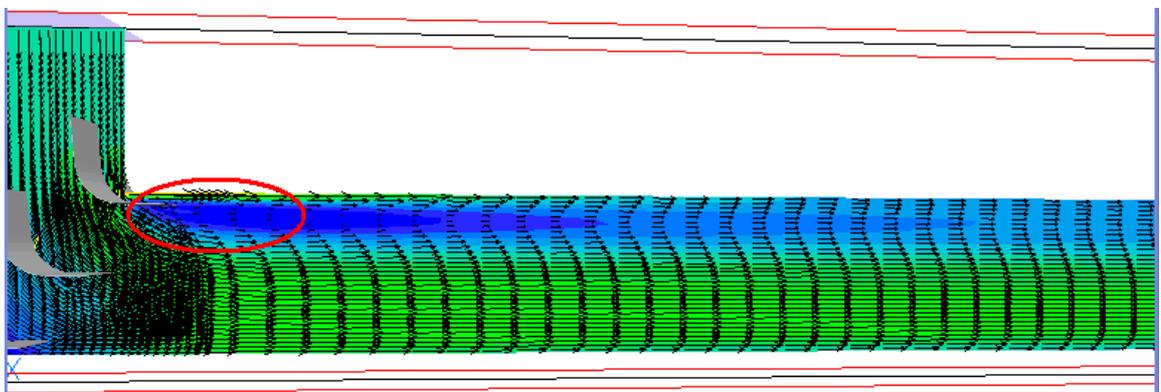


Figura 32 - Zona de recirculação para duto com três “turning vanes”

10. Conclusões

Verificamos que a adição de um “turning vane”, somente, não apresentou bons resultados em termos de redução de queda de pressão e também de melhora na zona de recirculação após a curva do cotovelo. Já para dois e três “turning vanes” houve uma melhora significativa chegando a 37,15% de redução na queda de pressão com três “turning vanes”.

A presente análise mostrou que com a adição de dispositivos como esses pode-se conseguir bons resultados que justificam a sua utilização.

11. Bibliografia

- [1] ASHRAE 1999 HVAC Applications Handbook
- [2] The 2001 ASHRAE handbook
- [3] Ito, H. **Pressure losses in smooth pipe bends.**1962.*Journal of Basic Engineering, ASME Transactions* 4(7):43.
- [4] Engineering Tool Box. Disponível em http://www.engineeringtoolbox.com/duct-velocity-d_928.html