

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***Estudo Numérico do Escoamento na Entrada
em Canto Vivo de Tubos em Regime Laminar***

Autor: Rogério Gonçalves dos Santos
Orientador: José Ricardo Figueiredo

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

***Estudo Numérico do Escoamento na Entrada
em Canto Vivo de Tubos em Regime Laminar***

Autor: **Rogério Gonçalves dos Santos**
Orientador: **José Ricardo Figueiredo**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Flúidos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2004
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59e Santos, Rogério Gonçalves dos
Estudo numérico do escoamento na entrada em canto vivo de tubos em regime laminar / Rogério Gonçalves dos Santos. --Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: José Ricardo Figueiredo.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Simulação por Computador. 2. Tubos Dinâmica dos fluidos. 3. Fluxo laminar. I. Figueiredo, José Ricardo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

***Estudo Numérico do Escoamento na Entrada
em Canto Vivo de Tubos em Regime Laminar***

Autor: **Rogério Gonçalves dos Santos**
Orientador: **José Ricardo Figueiredo**

Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo , Presidente - Orientador
UNICAMP

Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
UNICAMP

Prof. Dr. Luis Fernando Alzuguir Azevedo
PUC-Rio

Campinas, 19 de fevereiro de 2004

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha família em especial a meu pai e minha mãe.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus que me deu o dom da vida e a graça de realizar este trabalho.

Ao meu orientador, prof.Dr. José Ricardo Figueiredo, pela confiança e amizade em todos os momentos em que passamos juntos.

A minha família por todo amor, compreensão e apoio.

Aos professores que tive em toda minha vida, não só por seus ensinamentos técnicos mas principalmente por todos os exemplos de vida que deles recebi.

Aos membros da Pastoral Universitária da Unicamp pela convivência e amizade nesses anos.

*“Não é o muito saber que sacia e satisfaz a alma mas
o sentir e saborear as coisas internamente”
St. Inácio de Loyola*

Resumo

Santos, Rogério Gonçalves dos, *Estudo Numérico do escoamento na entrada em canto vivo de tubos em regime laminar*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 97 p. Dissertação (Mestrado).

Neste trabalho simulou-se o escoamento na entrada em canto vivo de tubos em regime laminar e permanente, para número de Reynolds variando entre 1 e 2000, através da solução das equações completas de Navier-Stokes em coordenadas cilíndricas pelo método dos volumes de controle implementado em um pacote comercial de mecânica dos fluidos computacional, PHOENICS. Adotou-se um *plenum* a montante da entrada do escoamento no tubo, com o teste de duas soluções não triviais em sua entrada. Utilizou-se de dois esquemas de discretização das equações de transporte, o central e o QUICK, em regiões com número de Reynolds diferentes. Foram obtidos perfis das componentes de velocidade na região de entrada do tubo, que mostraram a presença de uma protuberância próxima à parede do tubo para escoamentos com números de Reynolds superiores a 50 e a existência de recirculação para escoamentos com número de Reynolds 1000 e 2000. O coeficiente de perda de carga localizado foi calculado com o uso do conceito de caminho de refinamento e da aproximação por mínimos quadrados da curva do coeficiente em função do refinamento. Por fim, o resultado assim obtido foi comparado com os resultados de literatura, com uma boa concordância para com outros valores teóricos porém, com uma diferença quantitativa significativa com os experimentais.

Palavras Chave:

Simulação Numérica, Escoamento na Entrada de Tubos, Perda de Carga Localizada.

Abstract

Santos, Rogério Gonçalves dos, *Numerical Study of the flow at a sharp-edged entrance to a pipe in laminar regime*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. 97 p. Dissertação (Mestrado).

The flow at a sharp-edged entrance to a pipe in laminar permanent regime was simulated for Reynolds number varying between 1 and 2000, through the solution of the complete system of the Navier-Stokes equations in cylindrical coordinates using the control-volume method implemented in the commercial package of CFD, PHOENICS. One *plenum* was adopted upwind of the flow entrance in the tube, with the test of two non trivial solutions in the *plenum* entrance. Two discretization schemes for the transport equations, central e QUICK, were used in regions with different Reynolds numbers. Profiles of the velocity components in the tube entrance region have been obtained, showing an overshoot near the tube wall for flows with Reynolds number bigger than 50 and the existence of recirculation for flows with the Reynolds number 1000 and 2000. The local pressure loss coefficient was calculated with the use of the concept of refinement path and the approximation by least-squares. Finally the results for the local pressure coefficient for laminar flow as a function of the Reynolds number so obtained were compared with literature data, with good agreement with other theoretical values but significant qualitative difference with the experimental ones.

Key Words

Numerical Simulation, Inlet Flow in Pipes, Local Pressure Loss.

Índice

Índice	i
Lista de Figuras	ii
Lista de Tabelas	iv
Nomenclatura	v
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos	2
Capítulo 2 – Revisão da Literatura	4
Capítulo 3 - Metodologia	11
3.1 Modelo Físico	11
3.2 Distribuição de Velocidade na Entrada do <i>Plenum</i> tipo Hiper Viscoso.	15
3.3 Escoamento Radial e Uniforme	18
3.4 Cálculo da Perda de Carga	19
3.5 Phoenix	22
3.6 Malha ao Longo do Tubo	25
Capítulo 4 – Resultados e Análise.	27
4.1 Configuração utilizada e resultados.	27
4.2 Conservação da Massa.	36
4.3 Esquemas discretizantes Central e QUICK.	38
4.4 Escoamento na entrada do <i>Plenum</i> .	40
4.5 Escoamento na entrada do tubo em função do número de Reynolds.	43
4.6 Desenvolvimento do Escoamento.	49
4.7 Perda de carga localizada em função do número de Reynolds.	58
4.7.1 Resultados Obtidos	58
4.7.2 Análise dos Resultados	65
Capítulo 5 – Conclusões e Sugestões para Futuros Trabalhos	72
Referências Bibliográficas	76
Apêndice A	81
Apêndice B	90

Lista de Figuras

3.1	Escoamento na entrada do tubo	11
3.2	Esquema do modelo	12
3.3	Representação do eixo de coordenadas polares	15
3.4	Volume de Controle e Coordenadas	20
3.5	Janela principal do programa em Delphi utilizado para criar os arquivos Q1.	24
3.6	Exemplo da malha, para Re 50 com 16 volumes de controle no raio.	26
4.1	Comprimento de desenvolvimento	29
4.2	Localização das vazões.	37
4.3	Elemento de entrada adotado no Phoenix para geometria cilíndricas.	38
4.4	Perfil da velocidade axial e radial obtidos para o escoamento com Re=100 com diferentes esquemas de discretização.	39
4.5	Perfil da velocidade axial na entrada sul do <i>plenum</i> .	41
4.6	Perfil da velocidade radial na entrada sul do <i>plenum</i> .	41
4.7	Perfil da velocidade axial na entrada leste do <i>plenum</i> .	42
4.8	Perfil da velocidade radial na entrada leste do <i>plenum</i> .	42
4.9	Perfil da velocidade axial e radial na entrada leste do tubo para Re=100.	43
4.10	Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 200 e 2000.	45
4.11	Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 200 e 2000.	45
4.12	Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 20 e 200.	46
4.13	Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 20 e 200.	46
4.14	Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 2 e 20.	47
4.15	Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 2 e 20.	47
4.16	Linhas de Corrente na entrada tubo, Re=100.	48
4.17	Linhas de Corrente na entrada do tubo, Re=1000, presença de recirculação.	48
4.18	Perfil de entrada da velocidade axial no tubo para Re=50, escoamento uniformemente radial na entrada do <i>plenum</i> .	49
4.19	Pressão ao longo da linha central do escoamento para Re=50, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	51
4.20	Velocidade axial ao longo da linha central do escoamento para Re=50, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	52
4.21	Velocidade radial ao longo da linha formada pelas primeiras células computacionais na direção radial do escoamento para Re=50, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	52
4.22	Perfis da componente da velocidade axial, na região de entrada do tubo, Re=2000, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso, presença de recirculação.	53

4.23 Perfis da componente de velocidade radial, na região de entrada do tubo, $Re=2000$, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	53
4.24 Desenvolvimento do perfil da componente de velocidade axial, ao longo do tubo para $Re=200$, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	54
4.25 Desenvolvimento do perfil da componente de velocidade radial, ao longo do tubo para $Re=200$, escoamento no <i>plenum</i> de entrada hiper viscoso.	54
4.26 Pressão na região de entrada do tubo para $Re=1$.	55
4.27 Pressão na região de entrada do tubo para $Re=2000$.	55
4.28 Velocidade axial na região de entrada do tubo para $Re=1$.	56
4.29 Velocidade axial na região de entrada do tubo para $Re=2000$.	56
4.30 Velocidade radial na região de entrada do tubo para $Re=1$.	57
4.31 Velocidade radial na região de entrada do tubo para $Re=2000$.	57
4.32 Coeficiente de perda localizada em função do refinamento para $Re=1$.	59
4.33 Coeficiente de perda localizada em função do refinamento para $Re=2$.	60
4.34 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=5$.	60
4.35 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=10$.	61
4.36 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=20$.	61
4.37 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=50$.	62
4.38 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para	62
4.39 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=200$.	63
4.40 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=500$.	63
4.41 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=1000$.	64
4.42 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=2000$.	64
4.43 Resultados obtidos através da simulação para coeficiente de perda de carga localizada em função do número de Reynolds.	66
4.44 Comparação entre o resultado obtido para o coeficiente de perda de carga localizada para baixos números de Reynolds e outros trabalhos.	68
4.45 Comparação entre o resultado obtido para o coeficiente de perda de carga localizada para números de Reynolds maiores que 10 e outros trabalhos.	70

Lista de Tabelas

4.1 Configuração e resultados para $Re=1$.	30
4.2 Configuração e resultados para $Re=2$.	30
4.3 Configuração e resultados para $Re=5$.	31
4.4 Configuração e resultados para $Re=10$.	31
4.5 Configuração e resultados para $Re=20$.	32
4.6 Configuração e resultados para $Re=50$.	32
4.7 Configuração e resultados para $Re=100$.	33
4.8 Configuração e resultados para $Re=200$.	34
4.9 Configuração e resultados para $Re=500$.	34
4.10 Configuração e resultados para $Re=1000$.	35
4.11 Configuração e resultados para $Re=2000$.	35
4.12 Fluxo Esperado e Fluxo obtido para escoamento de entrada hiper viscoso.	36
4.13 Fluxo analítico e Fluxo numérico para escoamento de entrada radial e uniforme.	36
4.14 Coeficientes obtidos para a equação $K= ax^2+b$, através da aproximação dos resultados obtidos pela simulação pelo método dos mínimos quadrados e os Desvios padrões amostrais (s) com relação a curva obtida.	65
4.15 Resultados obtidos através da simulação para coeficiente de perda de carga localizada em função do número de Reynolds.	65

Nomenclatura

Letras Latinas

\bar{A} - área

A, a – constante de uma equação

D – diâmetro

Delta r - tamanho do volume de controle localizado ao longo do raio do tubo

D_t – Diâmetro do tubo

e - energia interna

E – entrada do escoamento

f – função adimensional definida para o escoamento hiper viscoso

g – aceleração da gravidade

h – altura

K – coeficiente de perda de carga localizado

K_0 – Coeficiente de perda de carga localizada para uma malha com espaço nodal zero.

L – comprimento entre a entrada e a saída do tubo

L_e – comprimento de entrada

L_e – Comprimento de entrada do *plenum*

L_{eq} – Comprimento equivalente de perda de carga

L_s – Comprimento do tubo

\dot{m} - vazão mássica

N_r - número de volumes de controle localizados ao longo do raio do tubo

N_{re} - número de volumes de controle localizados ao longo do raio do *plenum* de entrada

N_{raio} – Número de volume de controle ao longo do raio do tubo

NZ Le - número de volumes de controle localizados no comprimento do *plenum*
NZ Ls - número de volumes de controle localizados ao longo do comprimento do tubo
 p – pressão
 P_t - pressão total
 \dot{Q} - Fluxo de calor
 Q – vazão volumétrica
 r, θ, z - coordenadas cilíndricas
 r, θ, ϕ - coordenadas esféricas
Re – número de Reynolds
Re (real) - número de Reynolds calculado através da vazão obtida no tubo
rpg - razão da progressão geométrica utilizada no espaçamento da malha ao longo do tubo
 s – desvio padrão amostral
S – saída do escoamento
 t – tempo
 v - velocidade
 \vec{V} - Velocidade
 \bar{V} - velocidade média
 V - Volume
 v_r – velocidade radial
 v_z – velocidade axial
 \dot{W} - Trabalho
 x – coordenada cartesiana
 z - coordenada axial

Letras Gregas

π - Constante Pi
 ρ - densidade
 ν - viscosidade cinemática
 μ - viscosidade dinâmica
 ϕ_{de} – diâmetro da entrada do *plenum*
 ϕ_{ds} – diâmetro da saída do tubo

Δr - tamanho radial do volume de controle

Subscritos

E – entrada

EL – entrada leste

ES – entrada sul

LE – leste

NO – norte

r – radial

S - saída

SN – saída norte

SU – sul

z – axial

Abreviações

Aprox.1 – Curva aproximada obtida para o escoamento de entrada no *plenum* hiper viscoso

Aprox.2 – Curva aproximada obtida para o escoamento de entrada no *plenum* radial e uniforme

C – Valores obtidos com o esquema central de discretização

Esq.Disc. – Esquema de discretização

Plen1 - Escoamento de entrada no *plenum* hiper viscoso

Plen2 - Escoamento radial e uniforme

Q – Valores obtidos com o esquema QUICK de discretização

Rel.P1 - fator de relaxamento utilizado para a pressão

Rel.Vel. - fator de relaxamento utilizado para as componentes de velocidade

Capítulo 1 - Introdução

1.1 Introdução

O uso de tubos é a forma mais usual de transporte de líquidos e gases, sendo assim muito freqüente nas mais diversas áreas. Além dos sistemas hidráulicos urbanos, industriais e residenciais, dos oleodutos e gasodutos, tubulações são igualmente utilizadas em sistemas de controle pneumáticos como os existentes em aviões, automóveis e foguetes espaciais. Na área da saúde pequenas máquinas hidráulicas que utilizam tubos são muitas vezes projetadas para substituírem órgãos ou mesmo exercerem seus papéis por certo tempo em uma operação.

Assim, o conhecimento dos fenômenos ocorridos no escoamento em tubos é vital atualmente. Sendo amplamente conhecido o escoamento plenamente desenvolvido, surge a necessidade de se estudar os fenômenos ocasionados pelas entradas, saídas e acessórios das tubulações.

O presente trabalho procura estudar o comportamento de um fluido escoando em regime laminar na região de entrada abrupta em canto vivo de um tubo circular através de um enfoque numérico.

Um dado fundamental no cálculo de sistemas hidráulicos são as perdas de carga singulares ocorridas no sistema. Sob este ponto visto, mais prático do dia a dia da engenharia, calculou-se o coeficiente de perda de carga localizada devido na entrada abrupta em tubos para uma ampla região de número de Reynolds (1-2000) para escoamentos laminares.

Os livros didáticos de hidráulica e de mecânica dos fluídos, em geral, incluem os casos de perda de carga através de um coeficiente de perdas empírico, válido para escoamento turbulento (Fox & McDonald [1995], Roberson & Crowe [1975], Shiozer [1990]), assim como livros mais específicos (Crane, 1988). Isto é confirmado por Sisavath et al. (2002) que afirma que é relativamente escasso o número de estudos envolvendo o escoamento de um fluído Newtoniano através de uma expansão/contração abrupta em regime laminar.

Além da abordagem empírica, é conhecida a abordagem teórica que emprega a simplificação da camada limite. Desprezando os efeitos axiais da viscosidade, o equacionamento reduz as equações elípticas de Navier-Stokes às equações parabólicas da camada limite. Este procedimento requer a especificação do perfil de velocidade no plano de entrada do tubo, adotando geralmente perfil uniforme da componente axial da velocidade e perfil nulo para a componente radial. Isto configurava o chamado problema de Graetz. Dada a importância deste perfil de entrada para o restante do escoamento, deve-se poder determinar, e não especificar aleatoriamente, o escoamento no tubo desde sua entrada. Isto é possível efetuando a solução das equações de Navier-Stokes completas e incluindo um *plenum* a montante do tubo.

No presente trabalho, utilizou-se um *plenum* suficientemente grande para que a especificação de suas condições de entrada não afete significativamente a saída do *plenum*, isto é, a entrada do tubo. Isto foi confirmado adotando dois perfis distintos para a velocidade.

1.2 Objetivos

Os objetivos deste trabalho foram:

1. Obter perfis de velocidade na região de entrada do tubo.
2. Calcular a perda de carga em regime laminar decorrente da região de entrada, para diversos números de Reynolds, de modo a obter-se um gráfico para uso prático.
3. Desenvolvimento de um equacionamento das condições de entrada do fluído de modo a necessitar-se de um menor *plenum* de entrada e esforço computacional.
4. Comparação dos modelos de discretização utilizados.

A fim de se alcançar tais objetivos se desenvolveu os modelos utilizados, implementando-os num pacote comercial de mecânica dos fluidos computacional, PHOENICS, ao qual os alunos desta faculdade tem acesso. Os dados obtidos foram comparados com os de literatura.

Capítulo 2 – Revisão da Literatura

Muitos trabalhos já abordaram a região de entrada de um tubo circular. Porém a maioria dos trabalhos teóricos esbarrou na dificuldade referente ao modelamento do escoamento de entrada. Conforme mencionado por Sadri & Froryan (2002a), para o caso da entrada em um canal, os modelos simplificadores já adotados são: escoamento paralelo com uma distribuição uniforme de velocidade na entrada (escoamento com velocidade de entrada uniforme), escoamento com vorticidade zero na entrada (escoamento de entrada irrotacional), um terceiro modelo adotado considera o escoamento de entrada como proveniente de um jato e é relevante para casos de cascatas e um quarto modelo leva em conta uma zona posterior à entrada com a região de entrada sendo tratada como um souvedoro invíscito.

Para o caso da região de entrada em tubos circulares, a sub-divisão apresentada acima não difere muito, uma boa descrição dos métodos já utilizados pode ser encontrado em Shah & London (1978). Eles expõem cinco métodos até então utilizados na tentativa de se calcular o escoamento de entrada em desenvolvimento em tubos:

1. Soluções combinadas axialmente.
2. Soluções integrais.
3. Soluções por linearização da equação de momento.
4. Soluções pelos métodos de diferenças finitas.
5. Soluções das equações de Navier-Stokes

Todos os métodos de 1 a 4 empregam o equacionamento parabólico, de camada limite negligenciando a difusão axial do momentum e o gradiente de pressão radial, tais aproximações levam a resultados errôneos, particularmente para baixos números de Reynolds.

Vários estudos que tentavam utilizar as equações de Navier-Stokes em tubos circulares, método 5 citado anteriormente, adotaram como perfil na região de entrada, os mesmos escoamentos utilizados pela aproximação parabólica. Porém, conforme citado por Shah & London (1978), tais perfis eram difíceis de se obter na prática. Um exemplo do uso do uso do perfil de velocidade de entrada uniforme pode ser encontrado no trabalho de Chen (1973), onde o próprio autor confrontando seu trabalho com dados experimentais cita que os resultados encontrados são válidos para escoamentos com números de Reynolds maiores que 20.

O trabalho de Benson & Trogon (1985) é outro exemplo do uso de perfis de velocidades na entrada do tubo. Foram utilizados dois perfis, o primeiro era totalmente plano na entrada, o que causava uma descontinuidade na parede do tubo logo na entrada, o segundo adotado previa uma variação linear da velocidade, máxima na linha de simetria do tubo, até zero nas paredes. O objetivo declarado do trabalho deles era comparar com outros trabalhos numéricos até então realizados e não com o escoamento real.

Um dos primeiros trabalhos que utilizava métodos numéricos é o de Hornbeck (1964). Ele aplicou o método das diferenças finitas utilizando um perfil suave de entrada no tubo, de maneira a não causar descontinuidade com a parede do tubo. Uma revisão sobre a mudança nos perfis de do escoamento de entrada adotados, ao longo do desenvolvimento do estudo do escoamento na entrada de tubos, pode ser encontrado em Schlichting (1979). Ele cita que o escoamento ficou mais complexo à medida que se passou a considerar a existência da componente radial de velocidade em adição à componente longitudinal na entrada do tubo.

A maneira adotada no presente estudo, a fim de não se cometer o erro associado à adoção de um perfil de escoamento na entrada do tubo, foi a utilização de um *plenum* anterior à entrada do tubo. A expectativa era de que, com a utilização de um *plenum* suficientemente grande e a adoção de um perfil de entrada adequado nele é possível obter-se um escoamento na entrada do

tubo de grande acuidade. Na realidade a utilização de um *plenum* é quase algo inerente ao modelo físico estudado, porém era muitas vezes negligenciado pelas dificuldades que sua utilização envolvia. Conforme Sparrow & Anderson (1977) esta influência do escoamento a montante no perfil da velocidade de entrada e no desenvolvimento hidrodinâmico se torna mais marcante à medida que o número de Reynolds diminui.

Alguns dos trabalhos encontrados que se utilizaram de um *plenum* de entrada na simulação do escoamento através de tubos ou canais são: Vrentas & Duda (1973), Sparrow & Anderson (1977), Naylor et al. (1991), Sadri & Floryan (2002a), Sadri & Floryan (2002b) e Uribe (2002).

No trabalho de Vrentas & Duda (1973), foram resolvidas as equações completas de Navier-Stokes que descrevem o escoamento através de uma contração repentina através de um esquema explícito de diferenças finitas utilizando-se vorticidade e função corrente para uma geometria circular. Os resultados foram obtidos para números de Reynolds 0, 50, 100 e 200 e para valores da taxa de contração de 1.5, 2.5 e 4.0. Calculou-se a queda de pressão, o comprimento de entrada e o desenvolvimento do perfil de velocidade em função do número de Reynolds e da taxa de contração. Os autores chegaram à conclusão de que o método por eles utilizado fornecia valores que se aproximavam dos obtidos por outros métodos até então utilizados à medida que o número de Reynolds crescia.

Sparrow & Anderson (1977) resolveram numericamente o escoamento do fluido de um grande reservatório para um duto retangular. Eles se utilizaram do método das diferenças finitas e de vorticidade e função corrente. Obtiveram-se soluções para números de Reynolds 1, 10, 50, 100, 300 e 1000. Um dos resultados por eles obtidos é que a queda de pressão pelos efeitos viscosos é substancialmente aumentada para número de Reynolds baixos e médios.

Os trabalhos de Naylor et al. (1991), Sadri & Floryan (2002a, 2002b) apresentam várias características em comum, a primeira delas é a utilização de um *plenum* na região de entrada com as condições de contorno sendo definidas por soluções do escoamento de Jeffery-Hamel em geometria plana. Outra característica é a utilização de uma malha cartesiana na região interna do

canal e de uma malha em coordenadas polares na região anterior à entrada. No primeiro deles, Naylor et al. (1991) estudaram a convecção natural entre placas verticais isotérmicas, utilizando o programa FIDAP, em elementos finitos, para se resolver as equações de Navier-Stokes e de energia. Um resumo deste trabalho pode ser encontrado em Uribe (2002).

Nos dois trabalhos mais recentes, Sadri & Floryan (2002a, 2002b), foi estudada a entrada do escoamento em um canal plano através do método das diferenças finitas utilizando as equações governantes expressas em termos de vorticidade e função corrente. O escoamento foi calculado para números de Reynolds entre 0 e 2200, sendo que o efeito da presença do canal no escoamento a montante foi analisado usando-se análise de perturbação.

No primeiro trabalho detectou-se a existência da *vena contracta* para $Re > 137$ e diferentes comportamentos para o decaimento da perturbação em função do número de Reynolds. Já no segundo trabalho deu-se enfoque no cálculo do coeficiente de perda de carga e do comprimento de entrada. Foram obtidas três expressões de perda de carga para diferentes regiões de número de Reynolds que, comparadas com resultados de outros estudos, tanto experimentais como numéricos (Chen (1973), Shah & London (1978), etc), prevêem perdas maiores. Assim como para a perda de carga, o comprimento de entrada foi apresentado em três equações para zonas de diferente número de Reynolds. Os resultados obtidos foram menores que os de outros trabalhos comparados pelos autores.

Uribe (2002) estudou o problema do escoamento na região de entrada de um canal a partir de um reservatório de grandes dimensões. Os testes numéricos utilizaram um algoritmo em volumes de controle e os esquemas de discretização QUICK e exponencial e os escoamentos foram calculados para números de Reynolds 100, 200 e 400. Os valores utilizados nas condições de contorno da região de entrada do canal foram fornecidos pela solução do escoamento de Jeffery-Hamel, para o caso de um canal convergente com um semi-ângulo de inclinação de paredes de 90° . Nos resultados obtidos se encontrou uma saliência no perfil de velocidade na parte superior do canal a partir do plano de contração. Foi observada também uma região de recirculação após o plano de contração para todos os números de Reynolds estudados. Foi realizada também uma comparação entre os esquemas Quick e exponencial para discretização das

equações de Navier-Stokes, sendo que o esquema QUICK foi o que apresentou resultados com maior acuidade e confiabilidade. A malha numérica empregada foi uniforme em todo domínio, tanto na região do *plenum* quanto no canal.

Conforme já mencionado na introdução, grande parte dos livros introdutórios ao assunto de perda de carga em tubos não apresenta um coeficiente de perda de carga localizada, válido para toda a faixa de número de Reynolds em regime laminar, em particular para o escoamento na entrada de tubo com bordas em canto vivo, que é o problema presentemente estudado. Vernnard & Street (1978) é um dos poucos livros onde se cita algo: os autores explicam que o coeficiente de perda tende a decrescer com o aumento do número de Reynolds, porém somente fornecem um coeficiente válido para escoamentos altamente turbulentos.

Em Perry, Green & Maloney (1997), se encontra uma expressão válida da perda de carga para contração abrupta para taxas de contração menores que 0,2 e regime laminar. A perda é expressa em termos de um coeficiente equivalente de tubo retilíneo em função do número de Reynolds.

Outros dois livros onde se encontram valores para o coeficiente de perda de carga são Idelchik (1969) e (1994). O primeiro é uma tradução em francês do livro do autor russo e o segundo é uma tradução em inglês da terceira edição revisada e ampliada do mesmo livro. Já na primeira edição, encontramos um gráfico com valores do coeficiente de perda de carga para contração brusca em tubos válido para número Reynolds ente 10 e 10^4 em função da taxa de contração. Para número de Reynolds menores que 10, o autor cita que a perda de carga é função somente do mesmo número adimensional. Apresentam uma expressão válida para valores de número de Reynolds entre 1 e 8, obtidas a partir de experiências realizadas por Karev, porém não foi possível verificar as informações diretamente no trabalho citado pelo desconhecimento da língua russa. Em Idelchick (1994) é apresentado o mesmo gráfico para número de Reynolds entre 10 e 10^4 acrescido de uma equação algébrica, equivalente, válida para esta mesma faixa. A expressão para número de Reynolds menores que 10 teve seu coeficiente mudado e se aconselha agora o uso para valores de Reynolds abaixo de 6-7, sendo que o autor deixou de citar de onde ele retirou estes novos valores.

Alguns dos estudos experimentais encontrados, que calcularam o coeficiente de perda de carga, para o mesmo caso presente ou para casos semelhantes apresentam resultados diversos e conflitantes e não concordam com os resultados de estudos numéricos, conforme já registrado por Sisavath et al. (2002).

Astarita & Greco (1968) realizaram um estudo experimental, buscando obter o coeficiente de queda de pressão que é encontrada na entrada de um tubo circular sobre condições de escoamento laminar, entre números de Reynolds 10 e 2000 em um contração súbita de razão 0.1616 ($D^2/D_0^2 = 0.394^2/0.98^2$), obtendo os coeficientes de perda de carga para duas regiões diferentes de número de Reynolds. Para Re inferiores a 146 eles obtiveram a curva $K = 795/Re$, já para valores de Re superiores o coeficiente obtido foi $K = 5,48$. Os autores destacam que os valores obtidos foram muito maiores que os encontrados por eles em outros trabalhos. Sylvester & Rosen (1970) também realizaram experimentos para determinar a perda de pressão resultante da entrada em um tubo circular, para números de Reynolds entre 6 e 2000 e razão de contração 0.0156 (D^2/D_0^2). Conforme uma tabela apresentada no trabalho os valores obtidos foram discrepantes dos de outros estudos, e eles não tinham uma razão clara para isso. Edwards, Jadallah & Smith (1985), comentam que existe pouca informação para perdas de carga locais para baixos números de Reynolds, e desenvolve experimentos para determinação do coeficiente para curvas, válvulas, contrações, expansões bruscas e placas de orifício. Para as contrações, obtiveram duas correlações para duas razões de contração diferente (0,445 e 0,660), estes valores obtidos contrastaram novamente com demais resultados aqui apresentados.

Um dos trabalhos que calcula o coeficiente de perda de carga utilizando métodos numéricos, porém para uma expansão abrupta axissimétrica, é o de Oliveira, Pinho & Schulte (1998). É bom lembrar que, conforme Sisavath et al (2002), no limite do número de Reynolds tendendo a zero o problema do escoamento fluído para uma expansão é o mesmo que para uma contração. As equações de Navier-Stokes foram resolvidas numericamente através dos volumes finitos usando uma malha colocada não ortogonalmente. Utilizou-se o esquema diferencial à montante para aproximar as derivadas de primeira ordem do termo convectivo e o esquema

central para os termos difusivos. Obteve-se uma expressão para cálculo do coeficiente de perda de carga local válido para número de Reynolds entre 0,5 e 200 e coeficientes de expansão (diâmetro de saída dividido pelo de entrada) entre 1,5 e 4.

Outra maneira de abordar o problema da expansão/contração axisimétrica para escoamento de baixíssimo número de Reynolds foi utilizada por Sisavath et al (2002). Eles utilizaram uma solução conhecida para o escoamento arrastado (*creeping flow*), obtida por Sampson, através de um orifício circular em uma parede infinita, para calcular a queda de pressão devido à passagem em uma expansão/contração abrupta em um cano de com razão finita de expansão. Eles obtiveram uma expressão em função do número de Reynolds e do coeficiente de expansão que permite calcular o coeficiente de perda de carga localizada. Os resultados obtidos foram comparados com os de Oliveira, Pinho & Schulte (1998), os de Vrentas & Duda (1973) e os obtidos através de uma simulação numérica utilizando elementos finitos, realizada por eles próprios. Eles encontraram uma boa concordância entre os dados comparados, com diferenças pequenas entre os valores comparados. Os autores não realizaram comparações com resultados experimentais devido à discrepância existente entre estes estudos e afirmam que é muito difícil obter uma medida experimental acurada da queda de pressão em função da dificuldade de se obter o escoamento necessário para se fazer as medidas de pressão com baixo número de Reynolds.

Tendo em vista o exposto, o estudo aqui realizado buscou eliminar várias das antigas aproximações utilizadas, como a adoção de um perfil de escoamento na entrada do tubo, e obter resultados para uma faixa de número de Reynolds pouco estudada anteriormente.

Capítulo 3 - Metodologia

3.1 Modelo Físico

Foi simulado o escoamento laminar na entrada e na região em desenvolvimento de um tubo cilíndrico em regime permanente (número de Reynolds menor que 2200). O tubo tem um comprimento tal que o escoamento já possa ter se desenvolvido totalmente em sua saída.

Foi adotada como hipótese o escoamento viscoso Newtoniano incompressível, isotérmico, axisimétrico em regime permanente, de forma que as equações governantes são dadas pela equação da continuidade e Navier-Stokes em termos das coordenadas axial e radial.

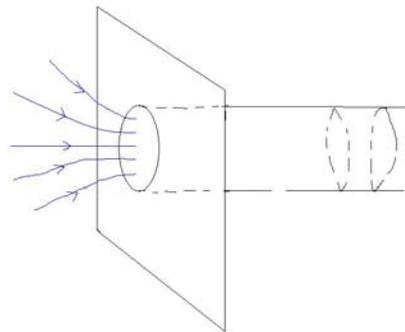


Figura 3.1 Escoamento na entrada do tubo

O escoamento anterior ao tubo será considerado através do *plenum* esboçado na fig. 3.1 aproximado na região de contorno do *plenum* por uma função matemática, de modo a tentar reproduzi-lo o mais fielmente possível e permitir um *plenum* menor, o que leva a um menor esforço computacional na simulação.

Foram testadas duas distribuições de velocidade na região de entrada do *plenum*, ambas representando escoamentos puramente radiais em direção à entrada do tubo, uma oriunda de uma tentativa de representar o escoamento por analogia à metodologia adotada no escoamento de Jeffery-Hamel e outra, mais simples, porém não menos realista, de um escoamento radial uniforme.

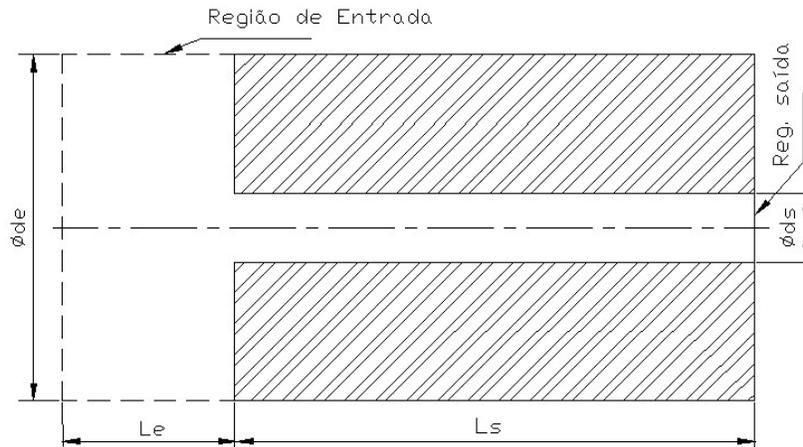


Figura 3.2 Esquema do modelo

Este modelo pode representar o início da tubulação emergindo em canto vivo de um grande tanque com paredes planas pelo qual um líquido está escorrendo.

As equações utilizadas no desenvolvimento do problema são a equação da continuidade e as equações da quantidade de movimento nas coordenadas cilíndricas e polares, elas foram transcritas a seguir de Bird, Stewart & Lightfoot (1960).

Equação da continuidade em coordenadas cilíndricas (r, θ, z):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \quad (3.1)$$

Equação da continuidade em coordenadas esféricas (r, θ, ϕ):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r^2 v_r) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta \sin \theta) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} (\rho v_\phi) = 0 \quad (3.2)$$

Equação da quantidade de movimento em coordenadas cilíndricas, para ρ e μ constantes, considerando $p = p_0 + \rho g h$ desta forma podemos simplificar o equacionamento, aumentando a generalidade dos resultados obtidos uma vez que a direção da força gerada pelo campo gravitacional não é necessária de ser explicitada:

Componente r :

$$\rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

Componente θ :

$$\rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (3.4)$$

Componente z :

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] \quad (3.5)$$

Equação da quantidade de movimento em coordenadas esféricas, para ρ e μ constantes, considerando $p = p_0 + \rho g h$:

Componente r :

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{v_\phi}{r \sin \theta} \frac{\partial v_r}{\partial \phi} - \frac{v_\theta^2 + v_\phi^2}{r} \right) = \\ = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\nabla^2 v_r - \frac{2}{r^2} v_r - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} - \frac{2}{r^2} v_\theta \cot \theta - \frac{2}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial v_\phi}{\partial \phi} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Componente θ :

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_\phi}{r \sin \theta} \frac{\partial v_\theta}{\partial \phi} + \frac{v_r v_\theta}{r} - \frac{v_\phi^2 \cot \theta}{r} \right) = \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left(\nabla^2 v_\theta + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial v_\phi}{\partial \phi} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Componente ϕ :

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_\phi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\phi}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\phi}{\partial \theta} + \frac{v_\phi}{r \sin \theta} \frac{\partial v_\phi}{\partial \phi} + \frac{v_\phi v_r}{r} + \frac{v_\theta v_\phi \cot \theta}{r} \right) = \\ = -\frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial p}{\partial \phi} + \mu \left(\nabla^2 v_\phi - \frac{v_\phi}{r^2 \sin^2 \theta} + \frac{2}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial v_r}{\partial \phi} + \frac{2 \cos \theta}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial v_\theta}{\partial \phi} \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Nestas equações:

$$\nabla^2 = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \left(\frac{\partial^2}{\partial \phi^2} \right) \quad (3.9)$$

3.2 Distribuição de Velocidade na Entrada do *Plenum* tipo Hiper Viscoso.

O primeiro modelo estudado, na tentativa de reproduzir através de um equacionamento matemático o escoamento no *plenum* de entrada, se baseou no escoamento de Jeffery-Hamel.

O escoamento de Jeffery-Hamel é uma das poucas soluções exatas conhecidas das equações de Navier-Stokes. Ele trata do escoamento viscoso laminar bidimensional entre duas placas planas não paralelas, sob hipótese que o escoamento é radial em relação a interseção das placas, que é tida como uma fonte ou um sorvedouro linear. As paredes são consideradas impermeáveis, e o escoamento dá-se sem deslizamento.

No escoamento convergente, a solução leva a um escoamento radial uniforme no centro e uma camada limite junto às paredes, o que é uma solução fisicamente aceitável exceto na vizinhança do ponto de singularidade, conforme Figueiredo (1988).

O uso do escoamento de Jeffery-Hamel como condição de contorno na região de entrada de canais já foi utilizado por outros autores como Naylor et al. (1991), Uribe (2002), Sadri & Froryan (2002a) e (2002b). No presente trabalho tentou-se utilizar a mesma metodologia matemática e hipóteses físicas adotadas no escoamento de Jeffery-Hamel, só que em coordenadas esféricas a fim de reproduzir o atual problema.

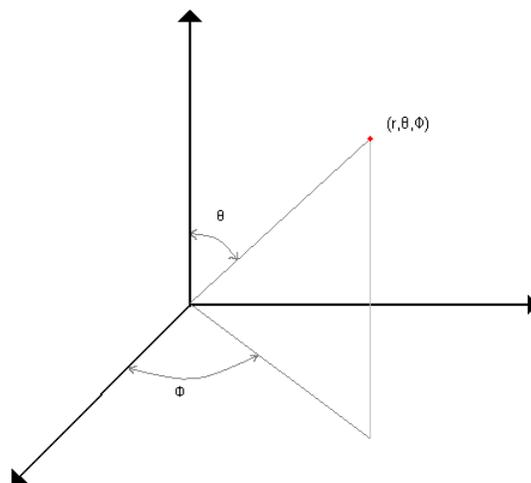


Figura 3.3 Representação do eixo de coordenadas polares

A hipótese de escoamento radial implica que somente v_r é diferente de zero ($v_r \neq 0, v_\theta = v_\phi = 0$). Pela hipótese de axisimetria ($\frac{\partial p}{\partial \phi} = 0, \frac{\partial v_r}{\partial \phi} = 0$), a velocidade depende apenas de r e θ ($v_r = v_r(r, \theta)$). Temos através da equação da continuidade:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 v_r) = 0 \quad (3.10)$$

Da equação 3.10 resulta $r^2 v_r = f(\theta)$, donde $v_r = \frac{f_\theta}{r^2}$. Resulta que:

$$\frac{\partial v_r}{\partial \theta} = \frac{1}{r^2} \frac{d f_\theta}{d \theta} \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} = -\frac{2}{r^3} f_\theta \quad (3.13)$$

As equações de Navier-Stokes em coordenadas polares, já com as hipóteses adotadas:

$$\rho v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\nabla^2 v_r - \frac{2}{r^2} v_r \right) \quad (3.14)$$

$$0 = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left(\frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) \quad (3.15)$$

onde:

$$\nabla^2 v_r = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right) \quad (3.16)$$

As condições de contorno são definidas pela aderência à parede e pela simetria no eixo:

$$\theta = \Theta \rightarrow v_r = 0 \quad (3.17)$$

$$\theta = 0 \rightarrow \frac{\partial v_r}{\partial \theta} = 0 \quad (3.18)$$

Substituindo a equação 3.12 na equação 3.15, após algumas simplificações obtemos:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{2\mu}{r^3} \frac{df_\theta}{d\theta} \quad (3.19)$$

Substituindo as equações 3.12 e 3.13 na equação 3.16, temos:

$$\nabla^2 v_r = \frac{2}{r^4} f_\theta + \frac{1}{r^4} \frac{d^2 f_\theta}{d\theta^2} + \frac{ctg\theta}{r^4} \frac{df_\theta}{d\theta} \quad (3.20)$$

Substituindo as equações 3.13 e 3.20 na equação 3.14, temos:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{2\rho f_\theta^2}{r^5} + \frac{\mu}{r^4} \left(\frac{d^2 f_\theta}{d\theta^2} + ctg\theta \frac{df_\theta}{d\theta} \right) \quad (3.21)$$

Fazendo derivadas cruzadas com as equações 3.19 e 3.21, obtemos:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r \partial \theta} = \frac{2\rho}{r^5} \frac{df_\theta^2}{d\theta} + \frac{\mu}{r^4} \left[\frac{d^3 f_\theta}{d\theta^3} + \frac{d}{d\theta} \left(ctg\theta \frac{df_\theta}{d\theta} \right) \right] \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \theta \partial r} = \frac{-6\mu}{r^4} \frac{df_\theta}{d\theta} \quad (3.23)$$

Igualando os termos acima chegamos em:

$$f_{\theta}''' + \operatorname{ctg} \theta f_{\theta}'' + (6 - \operatorname{cosec}^2 \theta) f_{\theta}' + \frac{4\rho f_{\theta} f_{\theta}'}{\mu r} = 0 \quad (3.24)$$

No caso do escoamento hiperviscoso, o último termo (convectivo) tende a zero. Isto é ainda mais marcante para as condições de entrada do plenum, onde r tende a ser grande. Assim temos:

$$\operatorname{sen}^2 \theta f_{\theta}''' + \operatorname{sen} \theta \cos \theta f_{\theta}'' + (6 \operatorname{sen}^2 \theta - 1) f_{\theta}' = 0 \quad (3.25)$$

esta equação tem como uma das possíveis soluções:

$$f_{\theta} = a(1 + \cos 2\theta) \quad (3.26)$$

onde a é uma constante que satisfaz às condições de contorno.

A solução encontrada para o caso que r tende ao infinito foi adotada no presente trabalho como uma das soluções a ser implementada e testada através da simulação. Devemos destacar aqui que tal solução aparenta ser boa para casos de escoamento com baixo número de Reynolds, ou escoamento arrastado (*creeping flow*). Tendo a mesma forma da solução do escoamento de Jeffery-Hamel para números de Reynolds tendendo a zero, como encontrado por Sadri & Floryan (2002a).

A vazão volumétrica Q pode portanto ser calculada como:

$$Q = \int_0^{\pi/2} \left(\frac{f_{\theta}}{r^2} \right) 2\pi r \operatorname{sen}(\theta) r dt = \frac{4a\pi}{3} \quad (3.27)$$

3.3 Escoamento Radial e Uniforme

No segundo perfil de velocidade na entrada do *plenum* utilizado para análise do escoamento empregando coordenadas polares se adotou escoamento incompressível, regime

permanente e as seguintes condições: $v_r \neq 0$, $v_\theta = v_\phi = 0$, $\frac{\partial p}{\partial \phi} = 0$, $\frac{\partial v_r}{\partial \phi} = 0$ e $\frac{\partial v_r}{\partial \theta} = 0$, ou seja, somente a componente de velocidade v_r é diferente de zero, ela varia somente em função de r e o escoamento é simétrico em relação ao eixo. Com isto temos um escoamento onde a velocidade radial é uniforme ao longo de uma superfície definida pelo mesmo raio.

A vazão deste escoamento pode ser calculada como:

$$Q = 2\pi r^2 v_r(r) \quad (3.28)$$

Este modelo é representativo para escoamentos com alto número de Reynolds, uma vez que desconsidera a formação de camada limite ao longo das paredes.

3.4 Cálculo da Perda de Carga

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, conservação de energia, no sistema que estamos estudando podemos calcular a quantidade de energia mecânica que se transforma em energia térmica e a perda por transferência de calor, calculamos assim o que é chamado de perda de carga total. E através deste o coeficiente de perda carga local.

Considerando-se o volume de controle representado na figura 3.4, temos duas regiões de entrada e uma de saída.

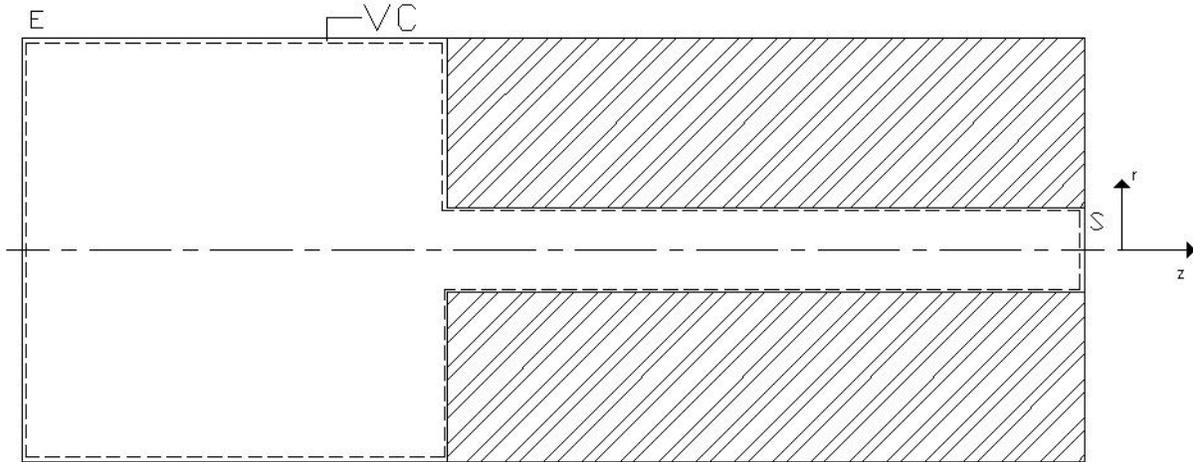


Figura 3.4 Volume de Controle e Coordenadas

Temos a equação básica de conservação de energia:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e \rho dV + \int_{sc} (e + pv) \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (3.29)$$

Adotando as hipóteses de trabalho nulo ($\dot{W} = 0$), escoamento permanente e escoamento incompressível, na equação 3.29, expandindo os termos da energia interna e reagrupando, temos:

$$\int_E \left(u + \frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} + \int_S \left(u + \frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} = \dot{Q} \quad (3.30)$$

A equação 3.30 pode ser rescrita da seguinte maneira:

$$- \int_E \left(\frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} - \int_S \left(\frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} = -\dot{Q} + \int_E \rho u \vec{V} d\vec{A} + \int_S \rho u \vec{V} d\vec{A} \quad (3.31)$$

Para um escoamento estritamente isotérmico, não seria possível transferência de calor, cancelando o primeiro termo do membro direito de (3.31) e a energia interna não varia entre a entrada e a saída, de forma que os três últimos termos de (3.31) também se cancelariam.

Na prática, a transformação de energia para as formas térmicas, calor e energia interna, não são nulas exeto para escoamento invísito, mas nos casos de escoamento isotérmico em termos práticos eles são insuficientes para provocar mudança significativas de temperatura

O membro direito da equação 3.31 representa a perda de carga total do sistema que é a soma da perda distribuída ao longo do tubo com a perda localizada devido à entrada abrupta e pode ser representado por:

$$-\dot{Q} + \int_E \rho u \vec{V} d\vec{A} + \int_S \rho u \vec{V} d\vec{A} = \dot{m} \left(\frac{64 L}{\text{Re } D} \frac{\bar{V}_S^2}{2} + K \frac{\bar{V}_S^2}{2} \right) \quad (3.32)$$

Os termos do membro esquerdo da equação 3.31 podem ser representados da seguinte maneira:

$$-\int_E \left(\frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} = + \int_{EL} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_r 2\pi r dz + \int_{ES} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_z 2\pi r dr \quad (3.33)$$

$$-\int_S \left(\frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} d\vec{A} = - \int_{SN} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_z 2\pi r dr \quad (3.34)$$

Fazendo as devidas substituições podemos calcular o coeficiente de perda localizada K, devido a entrada no tubo através da equação 3.35.

$$K = \frac{\int_{EL} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_r 2\pi r dz + \int_{ES} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_z 2\pi r dr - \int_{SN} \left(\frac{V_r^2 + V_z^2}{2} + \frac{P_t}{\rho} \right) \rho V_z 2\pi r dr}{\dot{m} 0,5 \bar{V}_S^2} - \frac{64L}{D^2 \bar{V}_S \nu^{-1}} \quad (3.35)$$

3.5 Phoenics

No presente projeto foi utilizado o pacote PHOENICS versão 3.5, de solução de problemas em fluidodinâmica computacional, instalado em um micro com processador AMD Athlon 2400+ com sistema operacional Windows 2000. Trata-se de um resolvidor do sistema formado pelas equações de conservação de massa, de quantidade de movimento e da energia em meio fluido. O resolvidor é bastante versátil, incorporando geometrias cartesianas, cilíndricas (utilizadas neste caso) e mesmo irregulares.

O problema do acoplamento entre campos de velocidade e pressão é resolvido pelo método Simplest (Phoenics Encyclopaedia), no qual se emprega um tratamento implícito para os termos difusivos combinado com um tratamento explícito nos termos convectivos. Segundo Moukalled & Darwish (2000) o método Simplest pode ser melhor entendido se considerados dois casos limites. O primeiro é quando o número de Reynolds se aproxima de zero, neste caso o termo convectivo se torna desprezível e o método se torna idêntico ao SIMPLE (Patankar, 1980 e Maliska, 1995). O segundo caso limite é quando o valor do número de Reynolds é muito alto tornando o termo difusivo desprezível em comparação ao termo convectivo. Neste caso a equação de quantidade de movimento é resolvida como no algoritmo PRIME (Maliska, 1995) via o método explícito de Jacobi. Portanto o método Simplest pode ser visto como um compromisso entre o SIMPLE e o PRIME.

No tocante à discretização das equações de transporte, o PHOENICS incorpora, de maneira versátil, várias alternativas, dentre elas as mais conhecidas. Os esquemas utilizados foram o central e o Quick, dentro da faixa de número de Reynolds de melhor funcionamento de cada um.

O pacote Phoenics permite o uso de malhas irregulares, já incorporando inclusive alguns modelos de variação do espaçamento como o “Power-Law” e a progressão geométrica. O pacote também permite a construção de malhas com BFC (“Body Fitted Coordinates”) e o uso do

recurso PARSOL (“Partial Solids Treatment”), que podem fornecer melhores resultados em geometrias irregulares (Ludwig, 2002).

As equações diferenciais precisam ser suplementadas por condições de contornos para serem resolvidas. O PHOENICS permite a entrada de diversos tipos de condição de contorno como: Um valor fixo, um fluxo fixo ou uma fonte fixa, condição de fronteira linear, condições não lineares, condições de parede, entradas e saídas de fluido e fontes em geral. Conforme explicado no item “Boundary Conditions in Phoenix” de sua enciclopédia (Phoenix Encyclopaedia).

Dois outros recursos utilizados foram a linguagem “PIL” através do “Q1” e o “In-Form”. A linguagem “PIL” foi criada para permitir aos usuários do pacote entrarem com os dados da simulação a ser resolvida sem ser necessário uma intervenção direta no código do programa escrito em linguagem FORTRAN e uma posterior compilação do mesmo (apesar dessa mesma técnica ser possível), dessa maneira um arquivo chamado “Q1” com os dados em linguagem “PIL” é lido e interpretado pelo pacote. Este método sofria de algumas limitações como a incapacidade de se atribuir livremente um valor a uma variável através de qualquer fórmula sem a recompilação do programa fonte. O recurso “In-Form” foi criado e implementado de forma que o programa principal pudesse interpretar e trabalhar com fórmulas postas diretamente no arquivo “Q1” sem necessidade de recompilação do mesmo. Maiores detalhes de seu uso podem ser encontrados no item “*In-Form; the Input of Data by way of Formulae*” de Phoenix Encyclopaedia.

No presente trabalho foi criado um arquivo “Q1” para cada simulação a ser realizada, a fim de agilizar este processo um programa em linguagem BORLAN DELPHI 6.0 foi escrito e utilizado (listagem do programa no Apêndice A, Q1 exemplo no Apêndice B). Através dos dados de entrada: diâmetro do *plenum* de entrada, comprimento do *plenum* de entrada, comprimento do tubo, diâmetro do tubo, número de Reynolds, perfil do escoamento de entrada e o número de células na região do *plenum* de entrada o programa monta o arquivo “Q1” que contém comandos em linguagem “PIL” e “In-Form” que serão interpretado pelo Phoenix. O uso deste programa

agilizou em muito a criação dos arquivos “Q1” utilizados e permitiu a comparação das mais diferentes situações de forma mais confiável e cômoda.

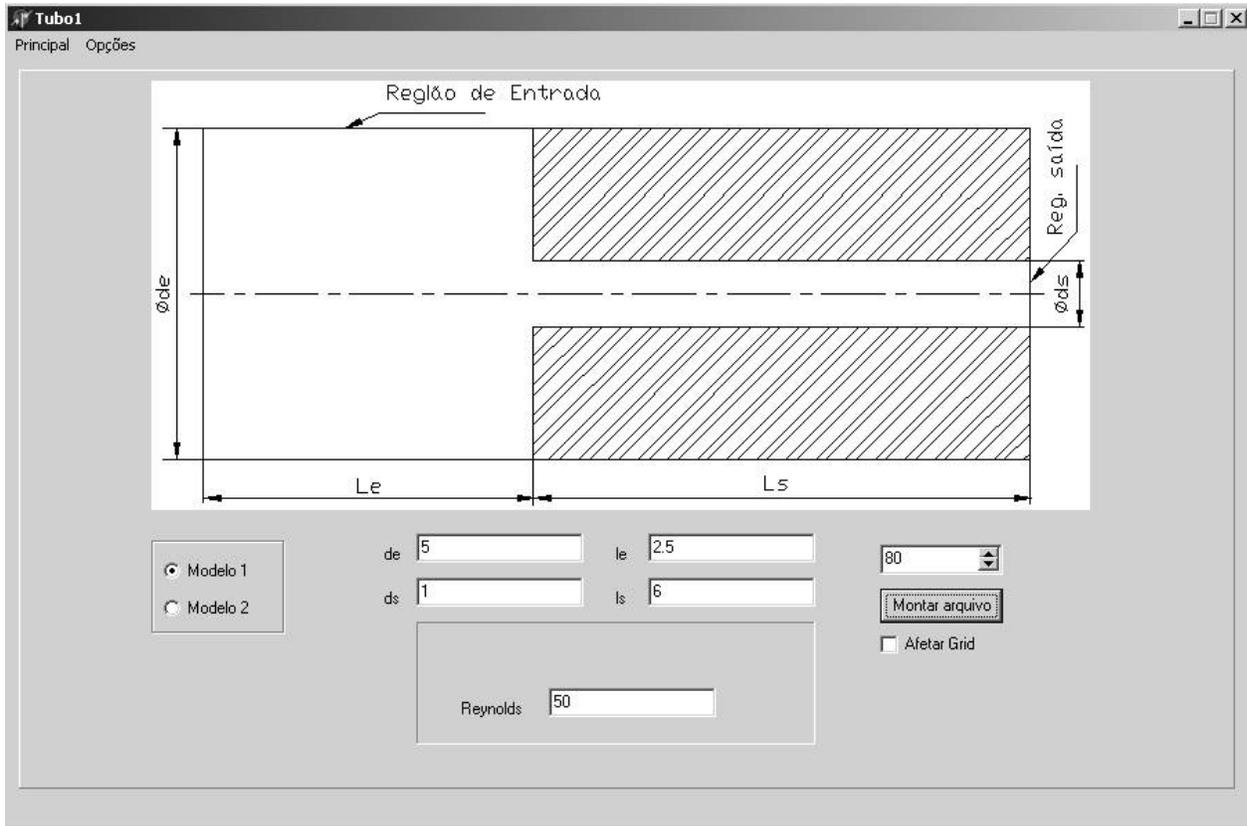


Figura 3.5 Janela principal do programa em Delphi utilizado para criar os arquivos Q1.

Através do arquivo “Q1” se impôs as condições de contorno da velocidade na fronteira do *plenum*, que era calculada no sistema de coordenadas esféricas e projetada no sistema de coordenadas cilíndricas utilizada no *plenum*.

Demais mudanças necessárias durante a simulação ou ajustes foram feitos para cada caso através da plataforma interativa do Phoenix chamada VR Editor (“Virtual Reality Editor”), que permite reescrever o arquivo “Q1” de forma mais amigável, através de menus e janelas gráficas interativas. O VR Editor apresenta porém o defeito de funcionar muitas vezes como uma caixa preta, não fornecendo maiores detalhes dos comandos por ele utilizados e não permitindo ajuste mais detalhados, por isso o mesmo deve ser utilizado com certo cuidado.

3.6 Malha ao Longo do Tubo

Foram realizadas simulações para o escoamento com Reynolds variando entre 1 e 2000. Nos escoamentos com números de Reynolds mais altos foi adotado uma malha com espaçamento irregular ao longo do tubo, já que o comprimento de entrada é função do número de Reynolds para escoamentos laminares sendo que experiências mostram que ele é maior para Reynolds altos conforme Fox & McDonald (1992).

A fim de não se introduzir uma descontinuidade na malha que levasse a uma diminuição da taxa de convergência, para os casos onde se adotou malha irregular ao longo do tubo, na primeira célula computacional após a entrada do tubo foi mantido o tamanho da malha regular ao longo do *plenum* e nas demais se adotou uma variação através de uma progressão geométrica. Tomando-se o cuidado de não se variar mais de 2% o tamanho da célula em relação à célula anterior a ela na malha menos refinada, com variações ainda menores nas mais refinadas.

O pacote Phoenics adota como opção padrão para a criação da malha com espaçamentos irregulares a lei “Power-Law”, porém estudando as malhas obtidas através desta opção, nota-se que existe uma região inicial onde a taxa de variação do tamanho de uma célula a outra é muito grande em contraste com a região oposta onde a variação tende a zero. Por tal fato se optou pelo uso da progressão geométrica para a criação da malha na região do tubo, conforme podemos ver na figura 3.6.

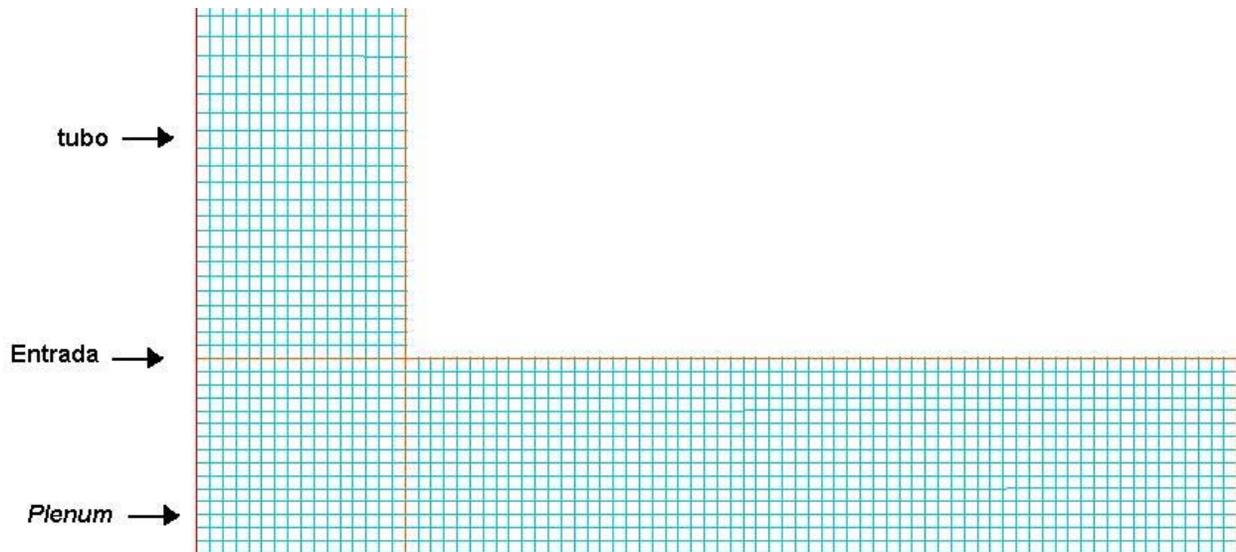


Figura 3.6 Exemplo da malha, para $Re\ 50$ com 16 volumes de controle no raio.

A progressão geométrica causa, porém, problema na taxa de convergência quando do refinamento da malha se a sua razão ra for mantida constante ao longo do refinamento. Llagostera & Figueiredo (2000) chegaram a conclusão de que, a fim de manter a mesma taxa de convergência com o refinamento é necessário que o valor de ω , onde $\omega = n_t \ln ra$ e n_t o número de células ao longo do tubo, se mantenha constante ao longo do refinamento do malha. Tal sugestão foi implementada no programa em Delphi que cria os arquivos “Q1” utilizados pelo PHOENICS na simulação.

Capítulo 4 – Resultados e Análise.

4.1 Configuração utilizada e resultados.

Foram feitas simulações para número de Reynolds na faixa laminar desde de 1 até 2000. Para cada valor de número de Reynolds foram realizadas simulações com os dois tipos de perfil de velocidade nas entradas do *plenum*, escoamento hiper viscoso e o radial e uniforme. A configuração geométrica e da malha utilizada em cada número de Reynolds simulado foram diferentes em função do diferente comprimento de entrada. O procedimento numérico exigiu, para cada número de Reynolds, refinamento da malha e escoamento de entrada no *plenum*, a utilização de diferentes fatores de relaxamento e esquemas de discretização das equações de transporte. Todos os parâmetros adotados e os resultados obtidos para o coeficiente de perda de carga se encontram nas tabelas de 4.1 a 4.11.

A simulação foi realizada com variáveis dimensionais, porém os resultados foram adimensionalizados. As dimensões físicas do *plenum* de entrada e do tubo foram divididas pelo diâmetro do tubo. As velocidades obtidas foram divididas pela velocidade média na saída do escoamento ($Re/10^6$), calculada em função da viscosidade, diâmetro do tubo, peso específico do fluido e do número de Reynolds obtido. A pressão foi adimensionalizada como sendo a pressão dimensional obtida dividida pelo peso específico do fluido e pela velocidade média na saída do tubo ao quadrado.

Nas tabelas de 4.1 a 4.11, “N.iter.” é o número de iterações utilizadas, “Esq.Disc.” é o esquema de discretização das equações de transporte utilizado, “Rel.Vel.” é o fator de

relaxamento utilizado para as componentes de velocidade, “Rel.P1” é o fator de relaxamento utilizado para a pressão, “Ls” o comprimento do tubo, “Nr” o número de volumes de controle localizados ao longo do raio do tubo, “Delta r” é o tamanho de cada volume de controle na direção do raio do tubo, “NR re” é o número de volumes de controle localizados ao longo do raio do *plenum* de entrada, “NZ Le” é o número de volumes de controle localizados no comprimento do *plenum*, “NZ Ls” é o número de volumes de controle localizados ao longo do comprimento do tubo, “rpg” é a razão da progressão geométrica utilizada no espaçamento da malha ao longo do tubo, “Re (real)” é o número de Reynolds referente à obtida no tubo e “K” é o coeficiente de perda de carga localizada devido à entrada abrupta calculado através da simulação. O diâmetro da saída do tubo adotado foi 1 e nas figuras “Plen1” refere-se ao escoamento de entrada no *plenum* hiper viscoso já “Plen2” refere-se ao escoamento radial e uniforme.

O comprimento de entrada representa a distância entre a entrada e o ponto em que o escoamento atinge 99% da velocidade máxima do regime plenamente desenvolvido. Uma estimativa adotada a princípio para a região de desenvolvimento de nosso escoamento foi feita através da fórmula apresentada por Shah & London (1978) para casos com velocidade de entrada uniforme e velocidade radial igual a zero:

$$\frac{L_e}{D_t} = \frac{0,6}{0,035Re+1} + 0,056Re \quad (4.1)$$

Considerando que o escoamento estudado é bidimensional e a velocidade de entrada não é uniforme ao longo do raio, se adotou que o comprimento do tubo nas simulações deveria ser o dobro do valor obtido de comprimento de entrada pela fórmula acima. Ou seja, para Reynolds igual a 2000 o comprimento do tubo deveria ser superior a 224 diâmetros. Após a realização das simulações confirmou-se que com tais comprimentos de tubo adotados já se conseguia obter o escoamento plenamente desenvolvido.

Conforme podemos ver através da figura 4.1 o comprimento de desenvolvimento obtido se aproxima dos resultados de Shah & London (1978) que utilizou um modelo parabólico, em médios e altos números de Reynolds, porém se diferencia sensivelmente em baixos números de

Reynolds, situação para qual o modelo parabólico não pode ser aplicado. Os comprimentos de desenvolvimento calculados neste trabalho permitiram obter a equação 4.2.

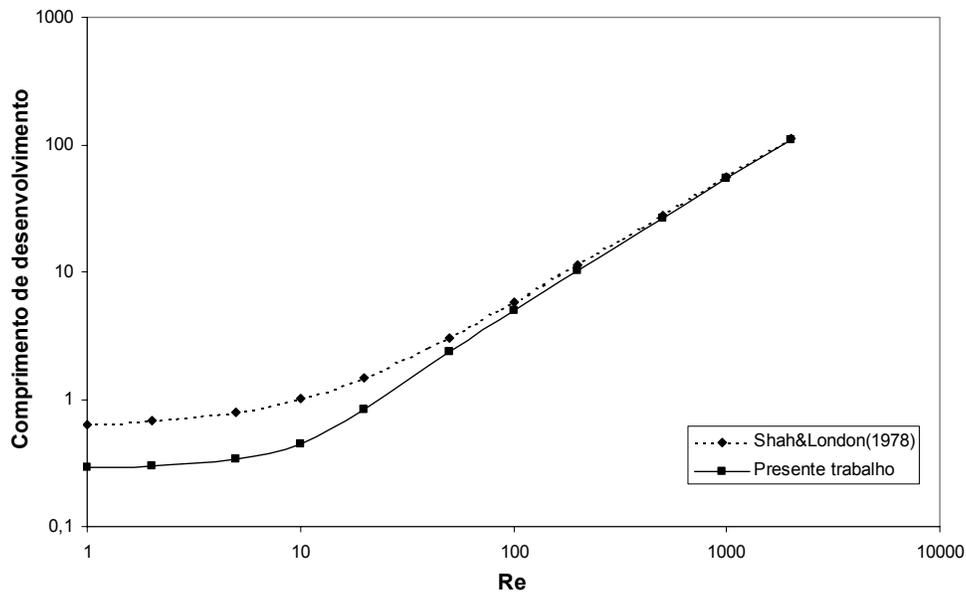


Figura 4.1 Comprimento de desenvolvimento

$$\frac{L_e}{D_t} = 0.8476 \exp(-0.05869 \text{ Re}) + 0.054564 \text{ Re} - 0.564 \quad (4.2)$$

No *plenum* após vários testes se adotou 5 como diâmetro de entrada e 2,5 como comprimento axial. Estes valores demonstraram ser suficientemente grandes para não afetarem os resultados na faixa de número de Reynolds simulada.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha						
Ls	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Nr	16	20	25	32	40	50	64
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125	0,01	0,007813
NR re	80	100	125	160	200	250	320
NZ Le	80	100	125	160	200	250	320
NZ Ls	48	60	75	96	120	150	192
rpg	1,000000	1,000000	1,000000	1,000000	1,000000	1,000000	1,000000
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso						
N.iter.	9000	9000	13000	17000	24000	34800	48000
Rel.Vel.	1000	1000	100	100	100	100	1000
Rel.P1	-1	-1	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-1
Re (real)	0,989	0,9891	0,989	0,9889	0,9893	0,9892	0,9886
K	17,93	18,2	18,44	18,48	18,61	18,66	18,69
Esc.Plen.	Radial e Uniforme						
N.iter.	8000	13000	16000	21000	21000	36000	42000
Rel.Vel.	1000	100	100	100	100	1000	1000
Rel.P1	-1	-0,6	-0,6	-0,6	-0,6	-1	-1
Re (real)	0,9947	0,9951	0,995	0,9947	0,9955	0,9955	0,9941
K	17,78	18,08	18,4	18,43	18,59	18,59	18,72

Tabela 4.1 Configuração e resultados para Re=1.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha						
Ls	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Nr	16	20	25	32	40	50	64
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125	0,01	0,007813
NR re	80	100	125	160	200	250	320
NZ Le	80	100	125	160	200	250	320
NZ Ls	48	60	75	96	120	150	192
rpg	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso						
N.iter.	9000	9000	15000	20000	24000	42000	36000
Rel.Vel.	500	500	500	400	400	400	400
Rel.P1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Re (real)	1,978	1,979	1,979	1,978	1,979	1,979	1,977
K	9,012	9,153	9,309	9,284	9,356	9,358	9,386
Esc.Plen.	Radial e Uniforme						
N.iter.	9000	13000	16000	22000	25000	38000	48000
Rel.Vel.	400	400	400	400	400	400	400
Rel.P1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Re (real)	1,989	1,992	1,992	1,989	1,991	1,991	1,988
K	8,936	9,07	9,297	9,258	9,337	9,335	9,401

Tabela 4.2 Configuração e resultados para Re=2.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha					
	2	2	2	2	2	2
Ls	2	2	2	2	2	2
Nr	16	20	32	40	50	64
Delta r	0,03125	0,025	0,015625	0,0125	0,01	0,007813
NR re	80	100	160	200	250	320
NZ Le	80	100	160	200	250	320
NZ Ls	64	80	128	160	200	256
rpg	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso					
N.iter.	9000	9001	32000	35000	52000	64000
Rel.Vel.	1000	1000	100	100	100	100
Rel.P1	-0,8	-0,8	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
Re (real)	4,947	4,947	4,946	4,945	4,947	4,945
K	3,743	3,764	3,841	3,852	3,889	3,865
Esc.Plen.	Radial e Uniforme					
N.iter.	12000	12000	32000	35000	48000	64000
Rel.Vel.	500	500	100	100	100	100
Rel.P1	-0,8	-0,8	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
Re (real)	4,979	4,978	4,975	4,974	4,979	4,975
K	3,691	3,704	3,825	3,842	3,885	3,867

Tabela 4.3 Configuração e resultados para Re=5.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha						
	2	2	2	2	2	2	2
Ls	2	2	2	2	2	2	2
Nr	16	20	32	40	50	57	64
Delta r	0,03125	0,025	0,015625	0,0125	0,01	0,008772	0,007813
NR re	80	100	160	200	250	285	320
NZ Le	80	100	160	200	250	285	320
NZ Ls	64	80	128	160	200	228	256
rpg	1	1	1	1	1	1	1
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso						
N.iter.	8000	9000	30000	32000	48000	50000	50000
Rel.Vel.	1000	1000	100	100	100	100	100
Rel.P1	-1	-1	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
Re (real)	9,895	9,894	9,891	9,889	9,894	9,888	9,89
K	2,003	2,013	2,048	2,053	2,071	2,056	2,058
Esc.Plen.	Radial e Uniforme						
N.iter.	9000	16200	30000	32000	48000	50000	49400
Rel.Vel.	1000	500	100	100	100	100	100
Rel.P1	-1	-0,8	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
Re (real)	9,957	9,957	9,951	9,947	9,957	9,945	9,949
K	1,975	1,979	2,04	2,048	2,069	2,057	2,06

Tabela 4.4 Configuração e resultados para Re=10.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha							
Ls	3	3	3	3	3	3	3	3
Nr	16	20	25	32	40	50	64	80
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125	0,01	0,007813	0,00625
NR re	80	100	125	160	200	250	320	400
NZ Le	80	100	125	160	200	250	320	400
NZ Ls	52	65	81	104	130	162	208	260
rpg	1,022183	1,017707	1,014141	1,011031	1,008815	1,007046	1,005500	1,004398
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso							
N.iter.	6000	6000	6000	9000	12000	15000	27000	-
Rel.Vel.	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	-
Rel.P1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-
Re (real)	19,78	19,78	19,79	19,78	19,78	19,78	19,78	-
K	1,078	1,106	1,126	1,143	1,155	1,167	1,17	-
Esc.Plen.	Radial e Uniforme							
N.iter.	6000	6000	6000	9000	12000	18000	36000	34020
Rel.Vel.	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
Rel.P1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
Re (real)	19,89	19,89	19,91	19,89	19,89	19,91	19,89	19,89
K	1,061	1,093	1,117	1,137	1,151	1,159	1,171	1,177

Tabela 4.5 Configuração e resultados para Re=20.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha							
Ls	6	6	6	6	6	6	6	6
Nr	16	20	25	32	40	50	80	100
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125	0,01	0,00625	0,005
NR re	80	100	125	160	200	250	400	500
NZ Le	80	100	125	160	200	250	400	500
NZ Ls	76	95	119	152	190	238	380	475
rpg	1,022000	1,017562	1,014025	1,010940	1,008743	1,006988	1,004362	1,003488
Esq.Disc.	central	central	central	central	central	central	central	central
Esc.Plen.	Hiper viscoso							
N.iter.	6000	6000	6000	9000	15000	17002	35000	-
Rel.Vel.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	900	-
Rel.P1	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-
Re (real)	49,45	49,45	49,46	49,45	49,45	49,45	49,45	-
K	0,6283	0,6418	0,655	0,6621	0,6667	0,6751	0,6786	-
Esc.Plen.	Radial e Uniforme							
N.iter.	6000	6000	6000	9000	15000	20000	39000	48000
Rel.Vel.	1000	1000	1000	1000	1000	900	900	900
Rel.P1	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,7	-0,6	-0,6	-0,6
Re (real)	49,74	49,74	49,75	49,74	49,74	49,74	49,74	49,74
K	0,6129	0,63	0,6462	0,6561	0,6609	0,6714	0,679	0,68224

Tabela 4.6 Configuração e resultados para Re=50.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha				
Ls	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
Nr	16	20	25	32	40
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125
NR re	80	100	125	160	200
NZ Le	80	100	125	160	200
NZ Ls	100	125	156	200	250
rpg	1,021809	1,017409	1,013904	1,010846	1,008667
Esq.Disc.	Central - Plen1				
N.iter.	6000	6000	7500	16200	21000
Rel.Vel.	200	200	200	50	50
Rel.P1	-0,30	-0,30	-0,30	-0,10	-0,10
Re (real)	98,89	98,89	98,9	98,89	98,9
K	0,4711	0,4821	0,4921	0,4951	0,4978
Esq.Disc.	Quick - Plen1				
N.iter.	6000	6000	7500	9500	14000
Rel.Vel.	200	200	200	200	200
Rel.P1	-0,30	-0,30	-0,30	-0,30	-0,30
Re (real)	98,89	98,89	98,9	98,89	98,89
K	4,7	4,813	4,929	4,948	4,982
Esq.Disc.	Central - Plen2				
N.iter.	12000	12000	15000	18000	21000
Rel.Vel.	50	50	50	50	50
Rel.P1	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10
Re (real)	99,47	99,47	99,49	99,47	99,47
K	0,4558	0,4701	0,4836	0,4894	0,4939
Esq.Disc.	Quick - Plen2				
N.iter.	6000	6000	7500	10000	11000
Rel.Vel.	200	200	200	200	200
Rel.P1	-0,30	-0,30	-0,30	-0,30	-0,30
Re (real)	99,47	99,47	99,49	99,47	99,47
K	0,4545	0,4695	0,4825	0,489	0,4939

Tabela 4.7 Configuração e resultados para Re=100.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha				
Ls	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
Nr	16	25	32	40	50
Delta r	0,03125	0,02	0,015625	0,0125	0,01
NR re	80	125	160	200	250
NZ Le	80	125	160	200	250
NZ Ls	128	200	256	320	400
rpg	1,0224	1,014279	1,011138	1,0089	1,007114
Esq.Disc.	Quick	Quick	Quick	Quick	Quick
Esc.Plen.	Hiper viscoso				
N.iter.	12000	18000	24000	30000	18000
Rel.Vel.	50	50	50	50	50
Rel.P1	-0,30	-0,30	-0,30	-0,30	-0,20
Re (real)	197,8	197,8	197,8	197,8	197,8
K	0,3783	0,3958	0,3988	0,403	0,4054
Esc.Plen.	Radial e Uniforme				
N.iter.	15000	17000	17000	17000	18000
Rel.Vel.	50	50	50	50	50
Rel.P1	-0,20	-0,20	-0,20	-0,20	-0,20
Re (real)	198,9	198,9	198,9	198,9	198,9
K	0,3629	0,3899	0,398	0,3987	0,4031

Tabela 4.8 Configuração e resultados para Re=200.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha				
Ls	56	56	56	56	56
Nr	16	20	25	28	32
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,017857	0,015625
NR re	80	100	125	140	160
NZ Le	80	100	125	140	160
NZ Ls	156	195	244	273	312
rpg	1,024754	1,019755	1,015773	1,014071	1,012301
Esq.Disc.	Quick	Quick	Quick	Quick	Quick
Esc.Plen.	Hiper viscoso				
N.iter.	26000	50000	50000	50000	50000
Rel.Vel.	25	25	20	15	15
Rel.P1	-0,100000	-0,100000	-0,100000	-0,100000	-0,100000
Re (real)	494,5	494,5	494,5	494,5	494,5
K	0,2994	0,312	0,3213	0,3247	0,3322
Esc.Plen.	Radial e Uniforme				
N.iter.	18000	24000	36000	50000	30000
Rel.Vel.	30	30	25	15	15
Rel.P1	-0,100000	-0,100000	-0,100000	-0,100000	-0,100000
Re (real)	497,4	497,4	497,4	497,4	497,5
K	0,282	0,3002	0,3122	0,3196	0,3259

Tabela 4.9 Configuração e resultados para Re=500.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha				
Ls	112	112	112	112	112
Nr	16	20	25	32	40
Delta r	0,03125	0,025	0,02	0,015625	0,0125
NR re	80	100	125	160	200
NZ Le	80	100	125	160	200
NZ Ls	168	210	262	336	420
rpg	1,027838	1,022209	1,017728	1,013823	1,011044
Esq.Disc.	Quick	Quick	Quick	Quick	Quick
Esc.Plen.	Hiper viscoso				
N.iter.	50000	41000	50000	82000	70500
Rel.Vel.	20	10	10	8	8
Rel.P1	-0,050000	-0,050000	-0,050000	-0,050000	-0,050000
Re (real)	989	989	989	989	989
K	0,2544	0,2705	0,2821	0,2913	0,2973
Esc.Plen.	Radial e Uniforme				
N.iter.	60000	41000	64000	82000	72000
Rel.Vel.	10	10	10	8	7
Rel.P1	-0,050000	-0,050000	-0,050000	-0,050000	-0,050000
Re (real)	994,7	994,8	994,8	994,8	994,6
K	0,2371	0,2579	0,2728	0,285	0,2971

Tabela 4.10 Configuração e resultados para Re=1000.

Parâmetros Adotados	Refinamento Malha					
Ls	224	224	224	224	224	224
Nr	16	20	22	25	28	32
Delta r	0,03125	0,025	0,022727	0,02	0,017857	0,015625
NR re	80	100	125	125	140	160
NZ Le	80	100	125	125	140	160
NZ Ls	192	240	264	300	336	384
Rpg	1,028031	1,022363	1,01785	1,01785	1,015923	1,013919
Esq.Disc.	Quick	Quick	Quick	Quick	Quick	Quick
Esc.Plen.	Hiper viscoso					
N.iter.	60000	67500	100000	-	120000	100000
Rel.Vel.	10	4	4	-	4	4
Rel.P1	-0,050	-0,050	-0,010	-	-0,010	-0,010
Re (real)	1978	1978	1977	-	1978	1977
K	0,2365	0,2535	0,263	-	0,2727	0,2846
Esc.Plen.	Radial e Uniforme					
N.iter.	65000	110000	-	106000	120000	139746
Rel.Vel.	8	6	-	4	4	4
Rel.P1	-0,025	-0,020	-	-0,010	-0,010	-0,010
Re (real)	1990	1990	-	1989	1990	1989
K	0,2161	0,2416	-	0,2522	0,2636	0,2724

Tabela 4.11 Configuração e resultados para Re=2000.

4.2 Conservação da Massa.

Ao longo da simulação efetuada com o pacote Phoenics, constatou-se uma diferença no número de Reynolds medido na saída do tubo com relação ao valor analítico, empregado para determinar o perfil de velocidade a ser imposto na entrada do *plenum*. Esta diferença correspondeu a uma redução da ordem de 1,1% para os casos em que se utilizou um perfil de entrada baseado no escoamento hiper viscoso e de 0,6% para os casos onde se utilizou um perfil de velocidade radial e uniforme. Verificou-se as equações, o programa em Delphi utilizado para a montagem do arquivo Q1 e o arquivo Q1 em busca de algum erro, porém nada foi encontrado.

	Analítico	N_{raio} = 32	N_{raio} = 64
Q_{LE} (m ³ /s)	$5,554.10^{-3}$	$5,554.10^{-3}$	$5,554.10^{-3}$
Q_{SU} (m ³ /s)	$1,015.10^{-2}$	$1,003.10^{-2}$	$1,001.10^{-2}$
Q_{NO} (m ³ /s)	$1,571.10^{-2}$	$1,554.10^{-2}$	$1,554.10^{-2}$

Tabela 4.12 Fluxo Esperado e Fluxo obtido para escoamento de entrada hiper viscoso.

	Analítico	N_{raio} = 32	N_{raio} = 64
Q_{LE} (m ³ /s)	$1,111.10^{-2}$	$1,111.10^{-2}$	$1,111.10^{-2}$
Q_{SU} (m ³ /s)	$4,600.10^{-3}$	$4,560.10^{-3}$	$4,541.10^{-3}$
Q_{NO} (m ³ /s)	$1,571.10^{-2}$	$1,562.10^{-2}$	$1,562.10^{-2}$

Tabela 4.13 Fluxo analítico e Fluxo numérico para escoamento de entrada radial e uniforme.

Um estudo comparativo da vazão volumétrica em algumas regiões ao longo do volume de controle foi realizado para os dois casos de entrada e para duas malhas diferentes comparando-se os resultados com o esperado através do cálculo analítico. Os resultados estão apresentados nas tabelas 4.12 e 4.13, que se referem a um escoamento de número de Reynolds igual a 20.

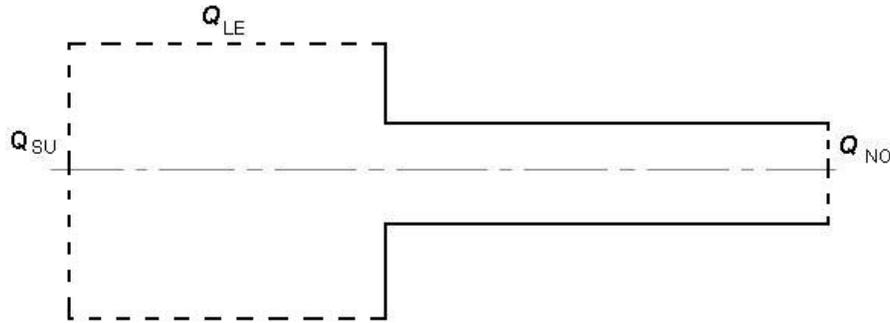


Figura 4.2 Localização das vazões.

Conforme os resultados da tabela 4.12 e 4.13, a vazão Q_{LE} obtida pela simulação foi a mesma da imposta pelo cálculo analítico, porém a vazão Q_{SU} foi menor para ambos os casos, o que levou à diferença na vazão Q_{NO} , encontrada na saída do tubo, que por sua vez se manteve constante ao longo do tubo desde a entrada no mesmo. Nota-se também alguma variação na vazão Q_{SU} devido ao refinamento da malha, porém a mesma é pequena e não refletiu nenhuma diferença na vazão de saída do tubo devido ao refinamento.

Uma das hipóteses que podem explicar tais diferenças está no tratamento dado pelo programa às condições de contorno para ajustá-los na localização dos pontos de velocidade na malha. A mais provável explicação porém, seria a existência de um pequeno erro de cálculo na área no sentido radial pelo programa devido o uso de coordenadas cilíndricas. Conforme se pode visualizar através da figura 4.3, reproduzindo figura produzida pelo próprio Phoenics, este pacote adota um polígono regular de 20 lados para representar graficamente o círculo, a área de um polígono como este circunscrito em uma circunferência é de $3,0901.r^2$ sendo que a diferença percentual entre a área de tal polígono e a do círculo é aproximadamente a mesma encontrada entre as vazões impostas Q_{SU} e as obtidas com $N_{raio} = 64$, o que leva a crer que o pacote esteja calculando de modo errôneo a área do círculo, aproximando-a como a do polígono.

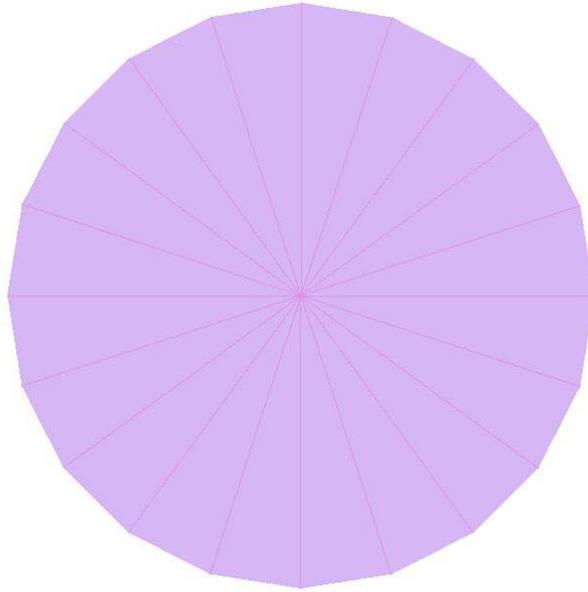


Figura 4.3 Elemento de entrada adotado no Phoenics para geometria cilíndricas.

Esta pequena diferença na vazão obtida na saída, influenciou o número de Reynolds do escoamento e explica a diferença notada primeiramente no mesmo.

4.3 Esquemas discretizantes Central e QUICK.

Conforme já mencionado foram utilizados os esquemas central e QUICK para discretização das equações de transporte. Para os escoamentos com número de Reynolds entre 1 e 100 a simulação foi realizada com o esquema central, que não foi estável para valores superiores. Para os escoamentos com número de Reynolds entre 100 e 2000 adotou-se o esquema QUICK. Foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos pelos dois esquemas, em função do escoamento adotado no *plenum* de entrada para o número de Reynolds igual a 100. Os dois esquemas são de segunda ordem e apresentam resultados realistas.

Como é bem sabido (Patankar, 1980, Maliska, 1995) o esquema central freqüentemente conduz a problemas de instabilidade para altos números de Reynolds, que pode ser corrigido utilizando um espaço nodal suficientemente pequeno, o que exige porém uma quantidade muito grande de pontos nodais. Já o esquema QUICK, desenvolvido por Leonard (1979), produz

resultados mais estáveis que o esquema central, e sem a assim chamada difusão numérica pois apresenta erro de truncamento de segunda ordem.

A maior estabilidade do esquema QUICK permitiu o uso de um maior coeficiente de relaxamento (menor relaxação) o que resultou para alguns casos simulados um menor número de interações necessárias se comparado com o esquema central, conforme os dados da tabela 4.7, levando a um menor esforço computacional.

Conforme podemos ver na figura 4.39 os resultados obtidos foram praticamente idênticos, assim como a convergência obtida através do refinamento, o que confirma a alta compatibilidade em termos de resultado e convergência dos dois esquemas. Não se nota, também, nenhuma diferença de comportamento entre os esquemas central e QUICK, no tocante a simulação do escoamento para os dois diferentes escoamentos de entrada no *plenum* testados.

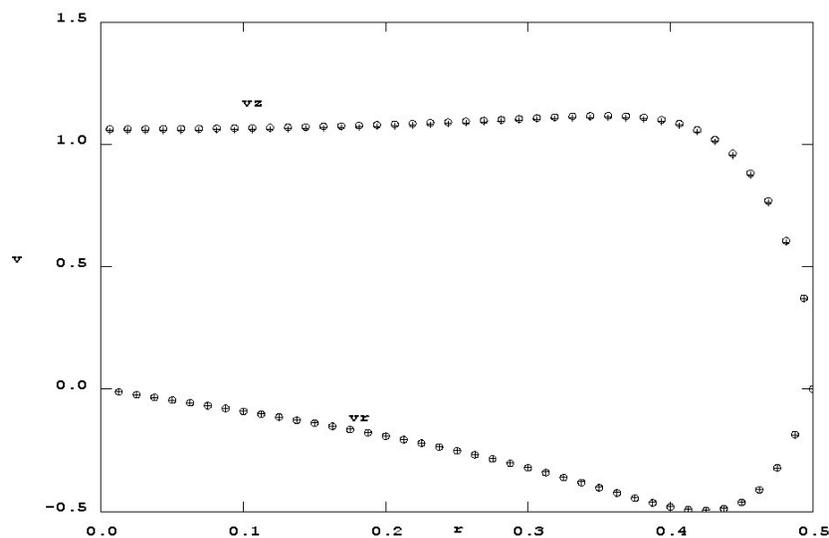


Figura 4.4 Perfil da velocidade axial e radial obtidos para o escoamento com $Re=100$ com diferentes esquemas de discretização. Legenda: Bolas esquema central e cruz QUICK.

Esta análise mostra que a utilização dos dois diferentes esquemas não afetou a curva da perda de carga localizada em função do número de Reynolds, ou seja, não ocorre nenhum transiente ou mudança abrupta resultante da mudança do esquema discretizante. Ela também não influenciou o perfil das componentes de velocidade na entrada do tubo conforme a figura 4.4.

4.4 Escoamento na entrada do *Plenum*.

Os dois escoamentos escolhidos para serem usados na entrada do *plenum*, na tentativa de se diminuí-lo, apresentavam características de caráter teórico que levavam a crer que o escoamento hiper viscoso seria a melhor escolha para os casos de baixos números de Reynolds e o escoamento radial e uniforme para os de altos números de Reynolds.

Analisando os dados contidos nas tabelas 4.1 a 4.11, não se encontra a discrepância esperada, nem nos valores obtidos para o coeficiente de perda localizada, nem na convergência dos valores em função do refinamento. Isto indica a utilização de um *plenum* de entrada suficientemente grande, assim o escoamento na entrada do tubo não foi influenciado pelas condições de contorno adotadas na entrada do *plenum*, este fato foi observado através dos gráficos dos perfis das componentes da velocidade, que não apresentaram variação alguma em função do escoamento na entrada do *plenum*, figura 4.9.

O escoamento hiper viscoso apresenta uma vazão maior pela entrada sul enquanto o escoamento radial e uniforme tem sua maior vazão pela parede leste do *plenum*, conforme é observado nas tabelas 4.12 e 4.13 e nas figuras 4.5 a 4.8. Nestas mesmas figuras nota-se um comportamento suave tanto da componente axial quanto radial para os dois escoamentos nas regiões de entrada localizadas ao sul e ao leste do *plenum*.

Notamos através das figuras 4.7 e 4.8 que o escoamento na entrada do *plenum* hiper viscoso apresentou um comportamento perto da parede, diminuindo a velocidade radial a medida que se aproximava da parede ($z=2,5$) apresentando uma velocidade nula na mesma.

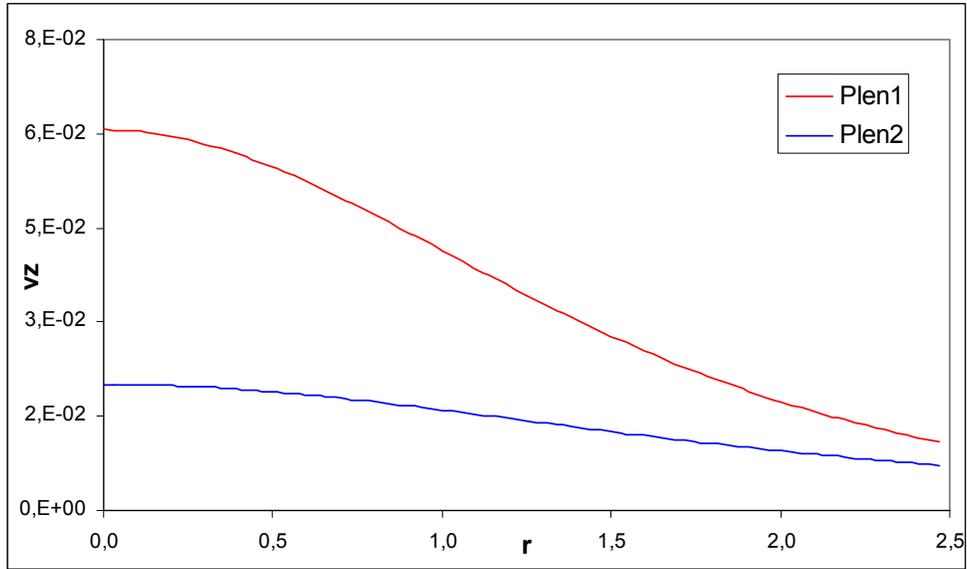


Figura 4.5 Perfil da velocidade axial na entrada sul do *plenum*.

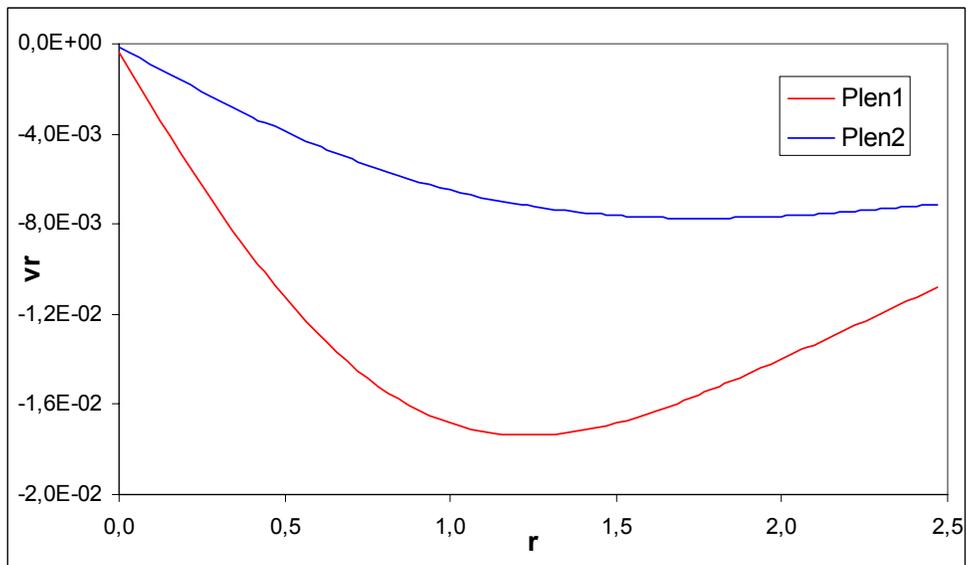


Figura 4.6 Perfil da velocidade radial na entrada sul do *plenum*.

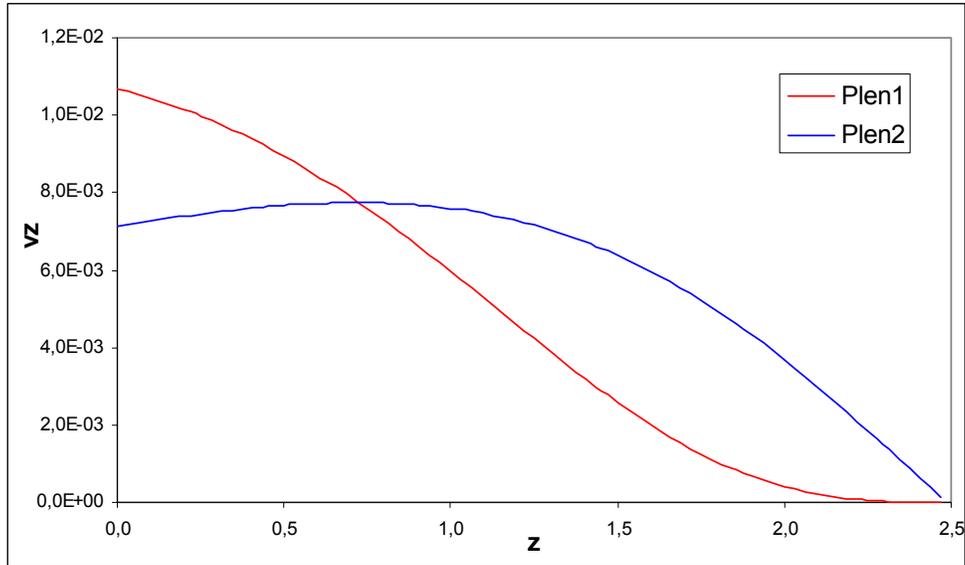


Figura 4.7 Perfil da velocidade axial na entrada leste do *plenum*.

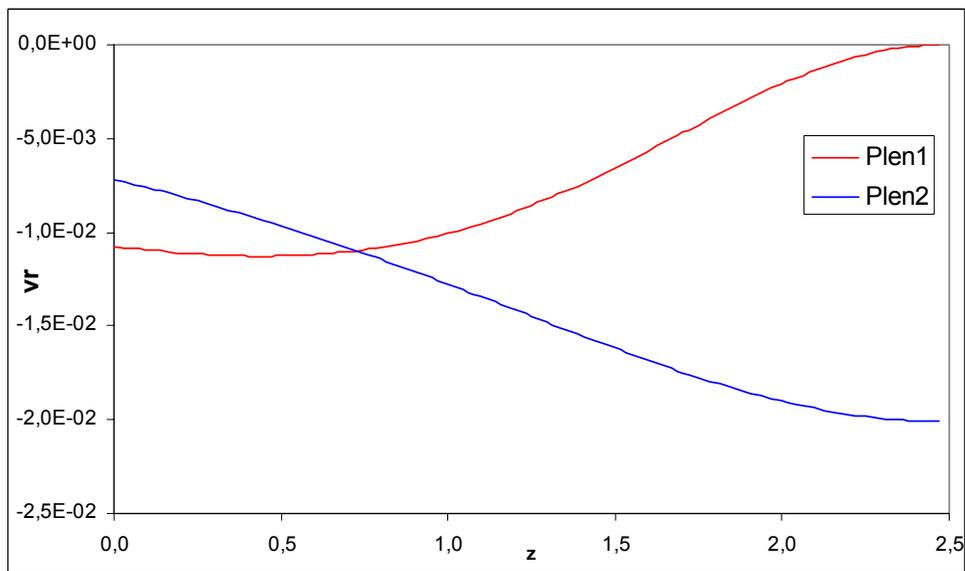


Figura 4.8 Perfil da velocidade radial na entrada leste do *plenum*.

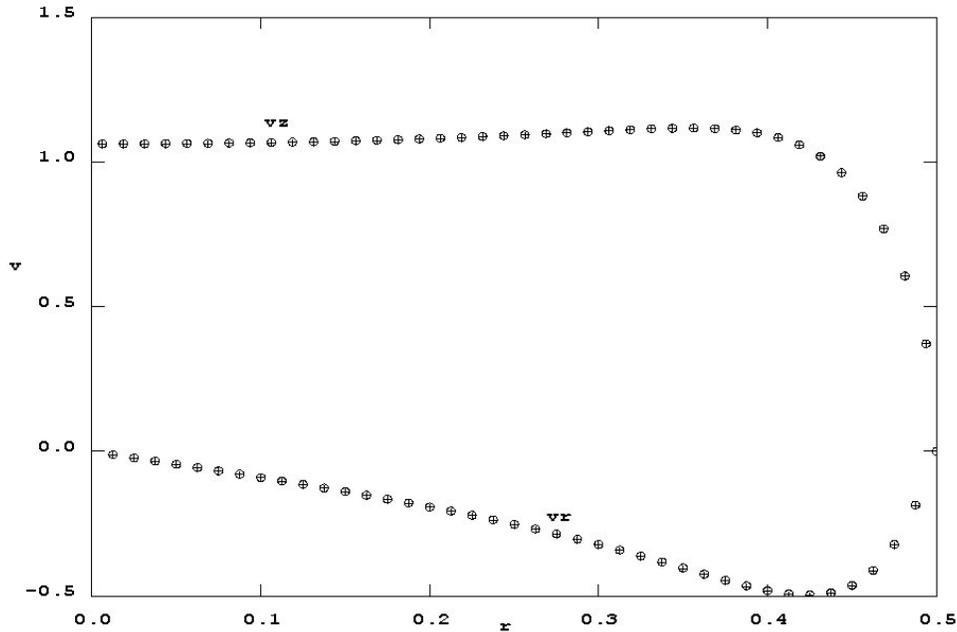


Figura 4.9 Perfil da velocidade axial e radial na entrada leste do tubo para $Re=100$. Bolas: escoamento no plenum de entrada hiper viscoso. Cruz: escoamento no plenum de entrada radial e uniforme.

4.5 Escoamento na entrada do tubo em função do número de Reynolds.

Conforme já citado, no presente trabalho a utilização de um *plenum* de entrada possibilitou obter um escoamento na entrada do tubo, de maneira numérica, sem a inclusão de nenhuma hipótese especial em função da entrada. Assim sendo os perfis de velocidade obtidos são bastante realistas.

Conforme se observa das figuras 4.10 e 4.12, o perfil da velocidade axial na entrada do tubo apresenta uma protuberância próxima a parede que se torna mais pronunciada para escoamentos com valores de número de Reynolds mais altos, esta tendência foi observada a partir do escoamento de número de Reynolds igual a 100. Perfis como este foram obtidos por outros autores (Uribe, 2002, Sadri & Floryan, 2002a e 2002b) para o caso da entrada em um canal. Benson & Trogdon (1985) obtiveram este perfil em um estudo analítico sobre o escoamento na entrada de canos e afirmam que ele não é resultado da falta de acuracidade na simulação numérica e sim um fenômeno real e que qualquer simulação numérica que não obtenha esta

protuberância não pode ser vista como uma solução acurada do problema do escoamento desenvolvido.

As figuras 4.11 e 4.13 mostram a relevância da componente de velocidade radial na entrada do tubo, que já foi desprezada por muitos autores, para o escoamento com número de Reynolds igual a 2000. Seu valor máximo foi da mesma ordem do apresentado pela componente axial. Nota-se, também a existência de um pico bem acentuado da componente radial de velocidade próximo da parede do tubo, quase que em oposição à protuberância formada pela velocidade axial.

Os escoamentos com números de Reynolds mais baixos apresentaram um comportamento bem mais suave de variação das componentes de velocidade axial e radial na entrada do tubo. Conforme a figura 4.14, o perfil da velocidade axial não apresentou nenhuma protuberância para escoamentos com números de Reynolds abaixo de 20. O perfil da velocidade radial, figura 4.15, é similar, no sentido de não apresentar picos com variações bruscas, mas sim suaves.

As linhas de corrente na entrada do tubo nos mostram duas configurações diferentes em função do número de Reynolds, na figura 4.16 temos as mesmas no escoamento com número de Reynolds igual a 100 sem a formação de recirculação na entrada (*vena contracta*), já na figura 4.17, para o escoamento de número de Reynolds igual a 1000, encontramos recirculação de fluido logo após a entrada no tubo. A região de recirculação também foi encontrada, figura 4.22, para o escoamento com número de Reynolds igual a 2000.

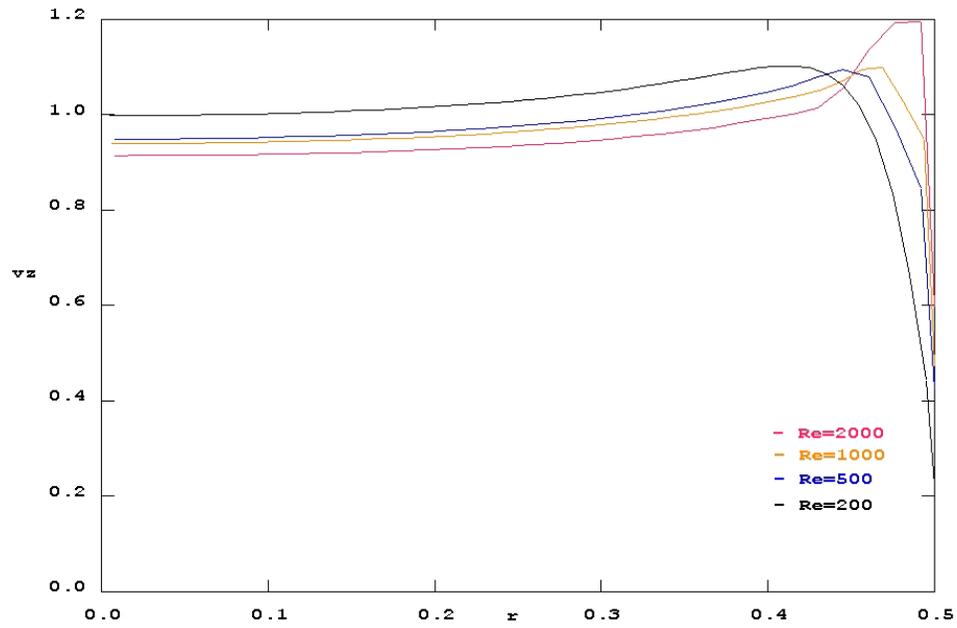


Figura 4.10 Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 200 e 2000.

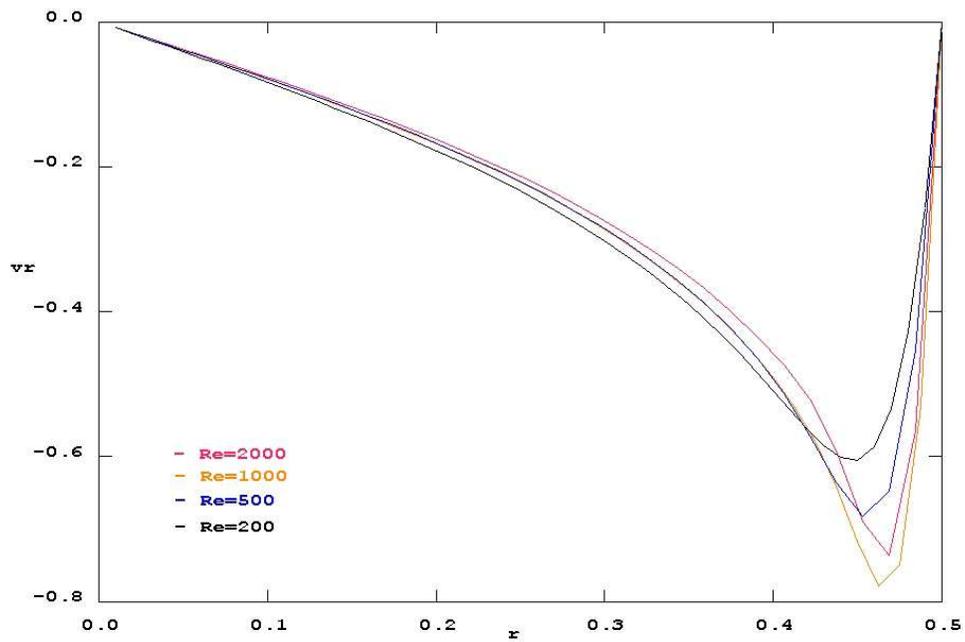


Figura 4.11 Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 200 e 2000.

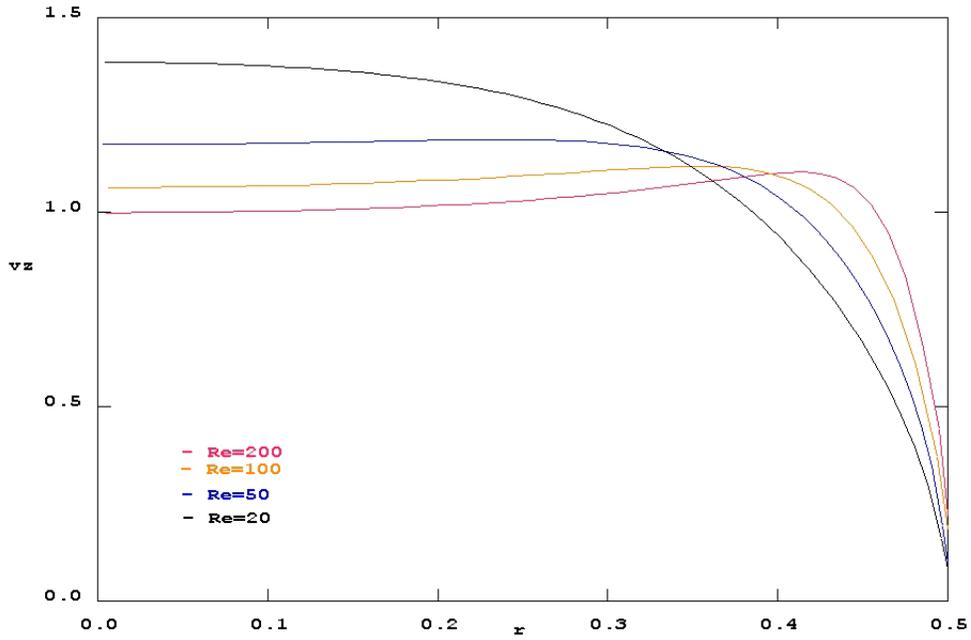


Figura 4.12 Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 20 e 200.

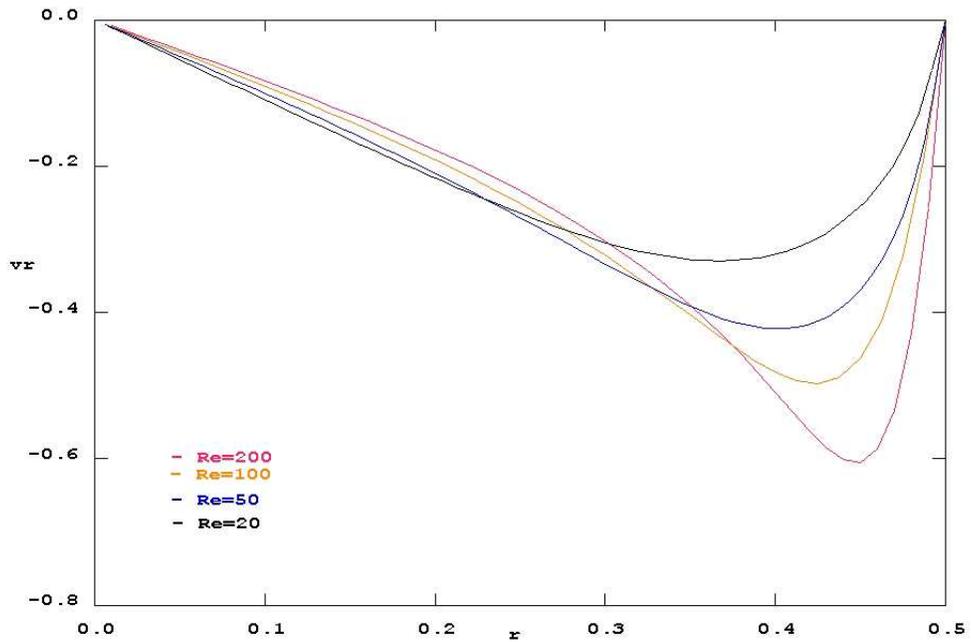


Figura 4.13 Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 20 e 200.

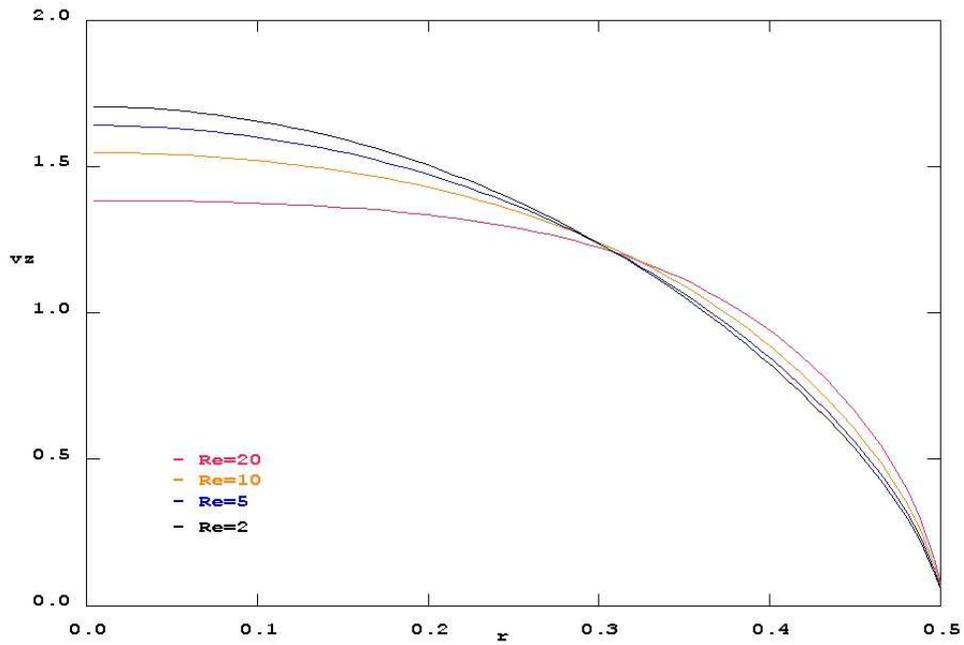


Figura 4.14 Perfil da velocidade axial na entrada do tubo para Re entre 2 e 20.

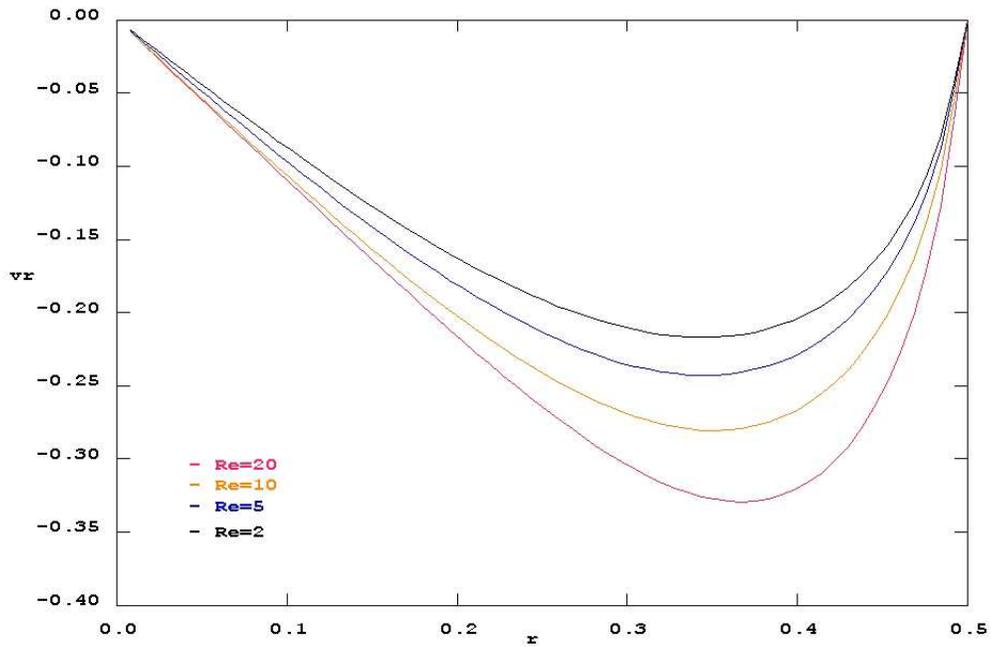


Figura 4.15 Perfil da velocidade radial na entrada do tubo para Re entre 2 e 20.

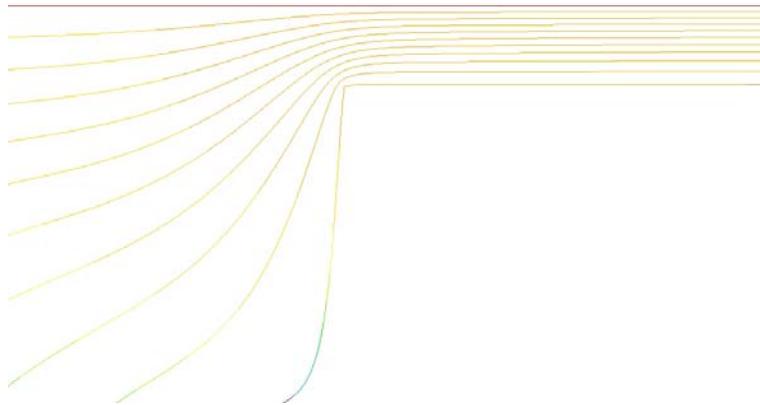


Figura 4.16 Linhas de Corrente na entrada tubo, $Re=100$.

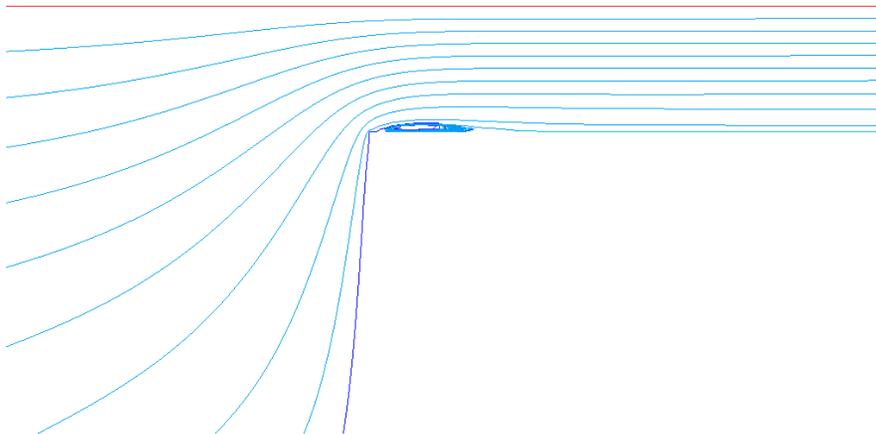


Figura 4.17 Linhas de Corrente na entrada do tubo, $Re=1000$, presença de recirculação.

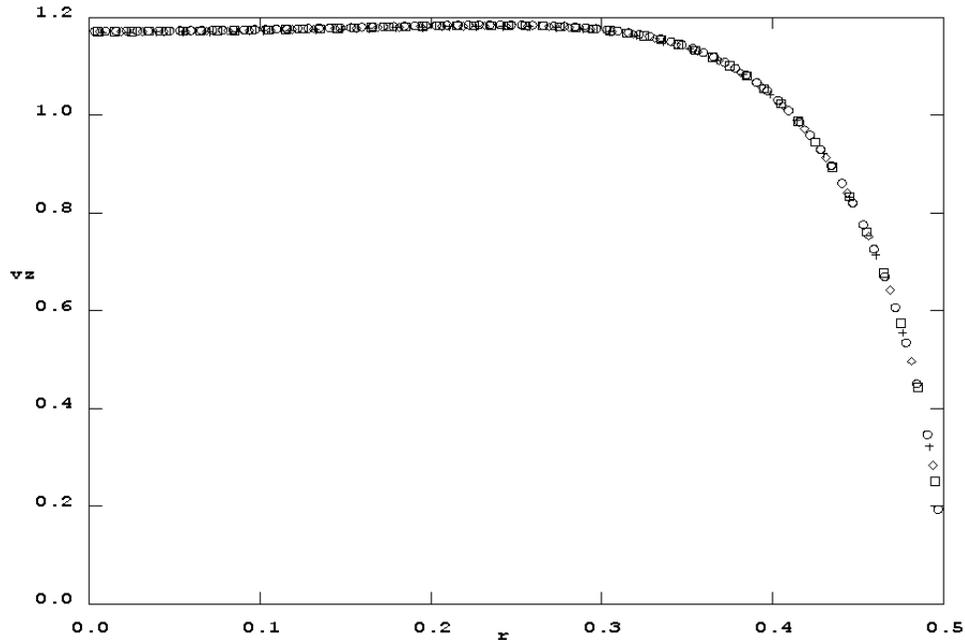


Figura 4.18 Perfil de entrada da velocidade axial no tubo para $Re=50$, escoamento uniformemente radial na entrada do *plenum*. Legenda: círculo=80, quadrado=50, diamante=40 e cruz=32 células ao longo do raio na entrada do tubo.

Um passo importante no estudo do perfil do escoamento na entrada do tubo é a verificação da convergência em função do refinamento da malha. A figura 4.18 mostra que com 32 células de entrada na região de entrada do tubo já se tinha alcançado o mesmo perfil que o obtido com 80, ou seja, o escoamento nesta região já tinha convergido, nos limites da precisão visual do gráfico.

4.6 Desenvolvimento do Escoamento.

O desenvolvimento do escoamento ao longo do eixo permite observar a influência de fenômenos locais ao longo das outras regiões uma vez que o modelo do escoamento utilizado no presente trabalho é elíptico.

Na figura 4.19 a entrada do tubo está localizada em $z=2,5$, sendo assim, ela permite ver que a mesma já exerce influência no escoamento a montante. A pressão permanece praticamente constante ao longo do *plenum* ocorrendo uma queda brusca de pressão na região da entrada do tubo, procedendo-se um acomodamento do escoamento até a região onde ele se encontra

plenamente desenvolvido onde a queda de pressão ao longo do eixo de simetria se dá de maneira linear.

A influência da entrada no tubo também pode ser notada nas mudanças ocorridas nos perfis das velocidades axial ao longo da linha central do escoamento, figura 4.20. A velocidade axial vêm sofrendo uma aceleração ao longo do *plenum* que se intensifica nas proximidades da entrada do tubo, logo após a entrada do escoamento no tubo temos uma região de acomodamento da velocidade axial até a mesma se tornar uniforme na região com escoamento plenamente desenvolvido. Esta região é utilizada para se medir o comprimento de desenvolvimento e pode ser vista também através do perfil da velocidade radial, figura 4.21. A velocidade radial apresenta um pico de velocidade exatamente na entrada do tubo, diminuindo logo a seguir até zerar na região com escoamento plenamente desenvolvido.

Nas figuras 4.22 e 4.23 temos, respectivamente, a mudança do perfil das componentes axial e radial da velocidade ao longo do tubo logo após a entrada no mesmo. Elas mostram uma grande mudança do perfil em um espaço pequeno, notamos inclusive na figura 4.22 a presença de uma pequena recirculação de fluido logo após a entrada no tubo ($z=2,5$). As duas componentes de velocidade apresentam saliências próximas à parede do tubo, entre $r=0,3$ e $0,5$, que se dissipam rapidamente à medida que escoamento avança no tubo e de modo mais pronunciado para a componente radial de velocidade.

Para escoamento com número de Reynolds mais baixos, como o da figura 4.24 para número de Reynolds 200, o pico de velocidade axial próximo à parede é dissipado após o escoamento ter percorrido o equivalente a um diâmetro do tubo, assim o perfil começa a se aproximar daquele obtido com escoamento plenamente desenvolvido, que é alcançado com a uma distância equivalente a 15 diâmetros da tubulação.

O perfil da velocidade radial também apresentou mudanças rápidas para escoamentos com número de Reynolds igual a 200, conforme a figura 4.25, logo após o equivalente à distância de 0,25 diâmetros do tubo, a protuberância já havia desaparecido.

Nas figuras 4.26 e 4.27 temos a pressão na região de entrada do tubo para os escoamentos nos dois extremos dos números de Reynolds simulados ($Re=1$ e 2000). O gráfico de pressão permite em primeira instância determinar a direção do escoamento, em escoamentos onde a força de inércia pode ser desprezada, ela normalmente se dá de uma região de maior pressão para outra de menor, sendo assim, para o escoamento com número de Reynolds igual a 1 temos uma zona de alta pressão localizada junto às paredes laterais do escoamento com um ponto de máximo na intersecção da parede lateral com a parede de entrada do tubo. O escoamento com número de Reynolds igual a 2000, tem uma zona de baixa pressão na parede do tubo logo após a entrada do mesmo, o que leva a recirculação já presenciada.

A distribuição da velocidade axial é afetada de maneira semelhante tanto para altos como para baixos números de Reynolds, conforme as figuras 4.28 e 4.29, com a aproximação da região de entrada do tubo o fluido vai sofrendo um aumento da velocidade axial que atinge um valor máximo na linha de simetria do escoamento. A componente de velocidade radial, figuras 4.30 e 4.31, tem um pico próximo ao encontro entre as paredes laterais e as paredes do tubo, se dissipando ao redor deste ponto de maneira mais lenta para os baixos números de Reynolds.

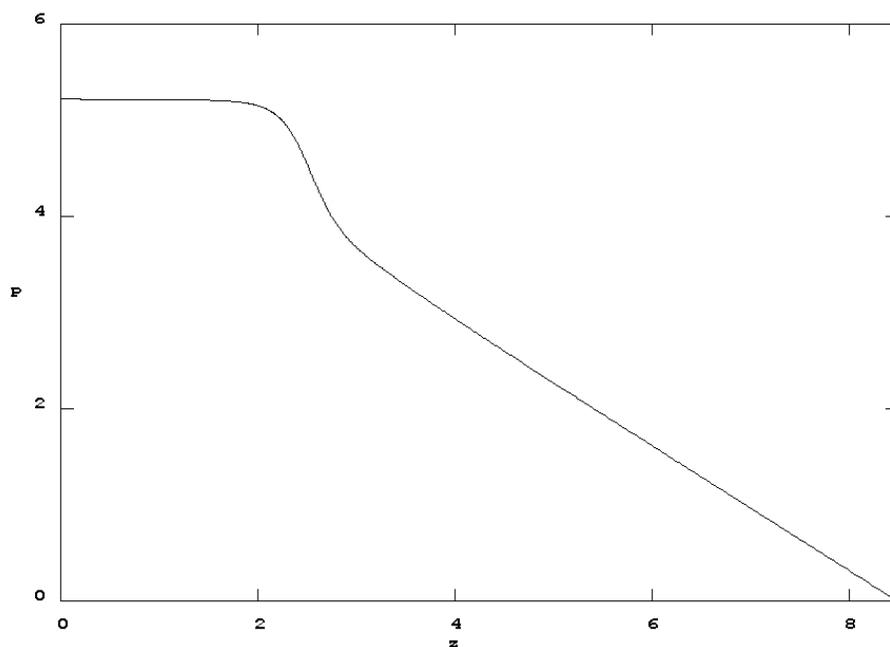


Figura 4.19 Pressão ao longo da linha central do escoamento para $Re=50$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

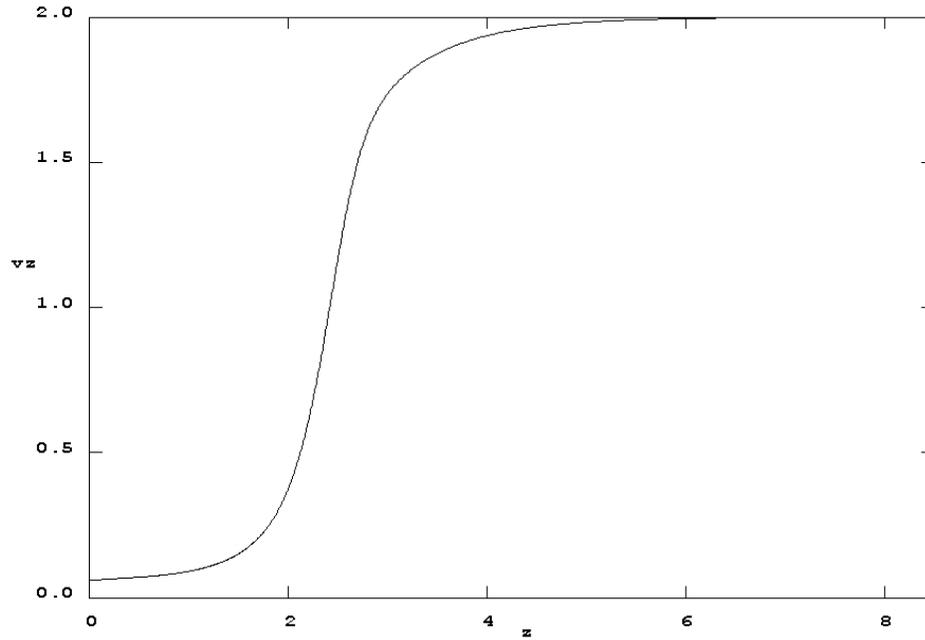


Figura 4.20 Velocidade axial ao longo da linha central do escoamento para $Re=50$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

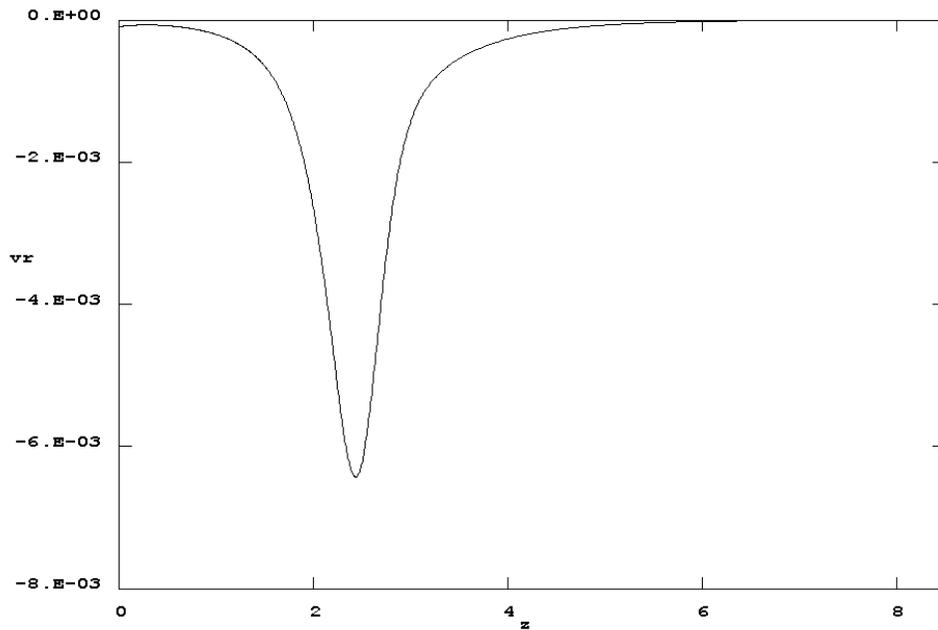


Figura 4.21 Velocidade radial ao longo da linha formada pelas primeiras células computacionais na direção radial do escoamento para $Re=50$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

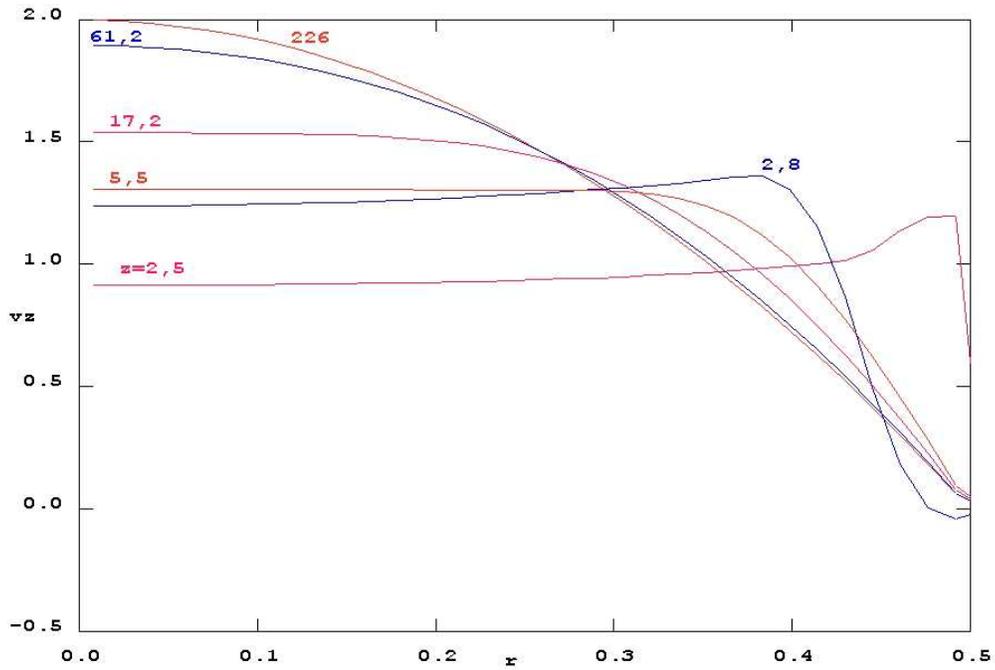


Figura 4.22 Perfis da componente da velocidade axial, na região de entrada do tubo, $Re=2000$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso, presença de recirculação.

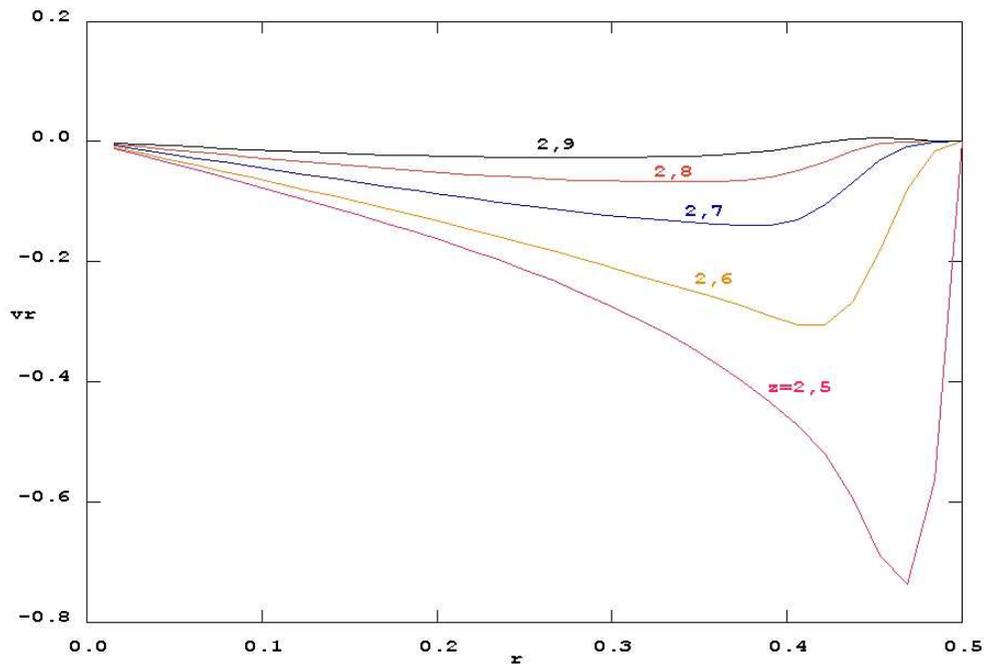


Figura 4.23 Perfis da componente de velocidade radial, na região de entrada do tubo, $Re=2000$, , escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

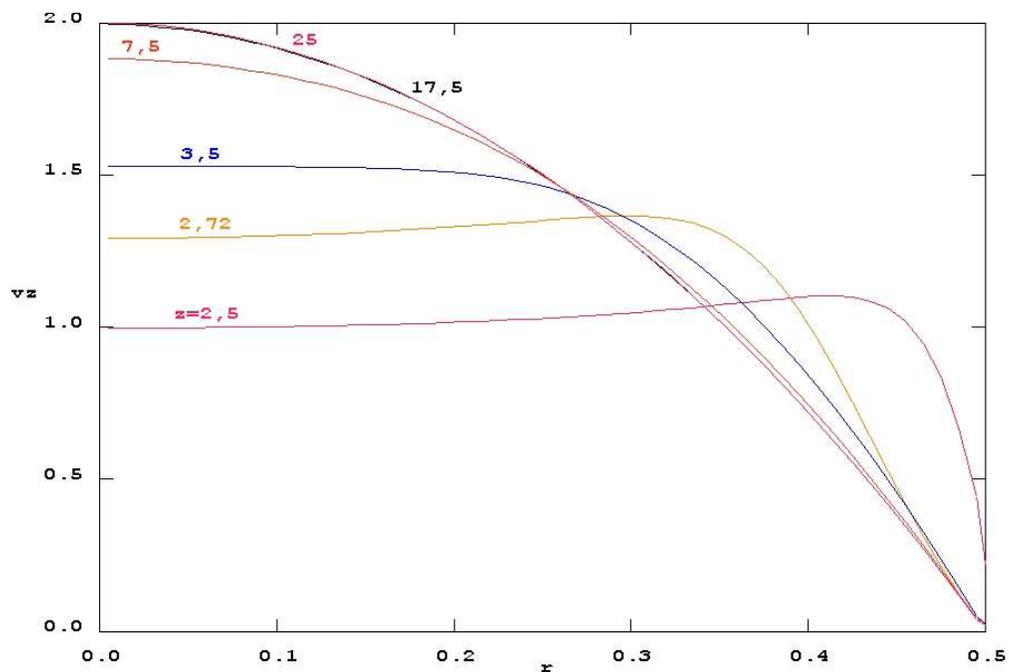


Figura 4.24 Desenvolvimento do perfil da componente de velocidade axial, ao longo do tubo para $Re=200$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

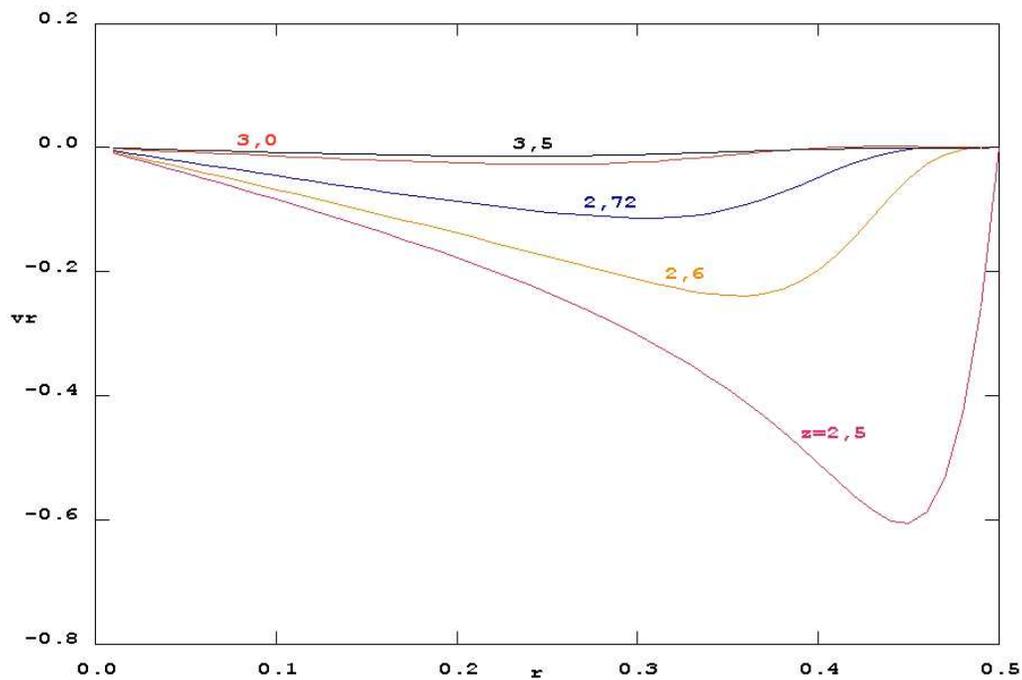


Figura 4.25 Desenvolvimento do perfil da componente de velocidade radial, ao longo do tubo para $Re=200$, escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso.

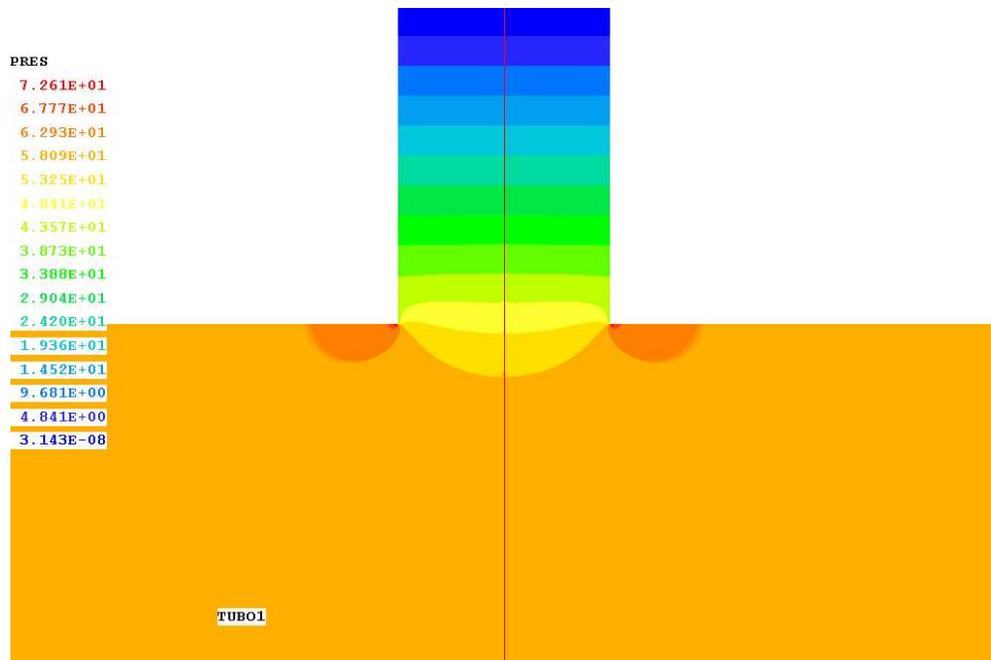


Figura 4.26 Pressão na região de entrada do tubo para $Re=1$.

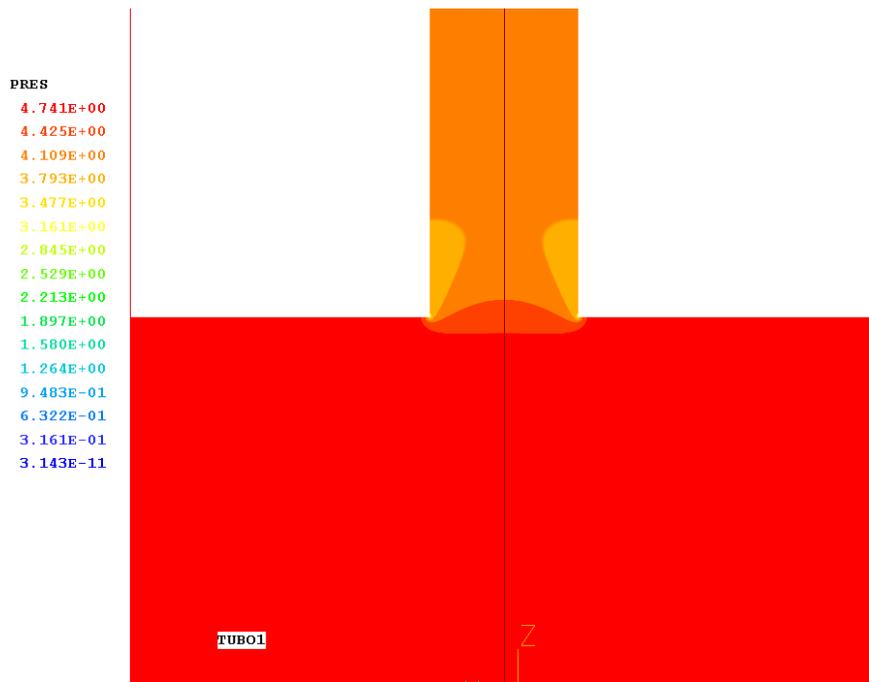


Figura 4.27 Pressão na região de entrada do tubo para $Re=2000$.

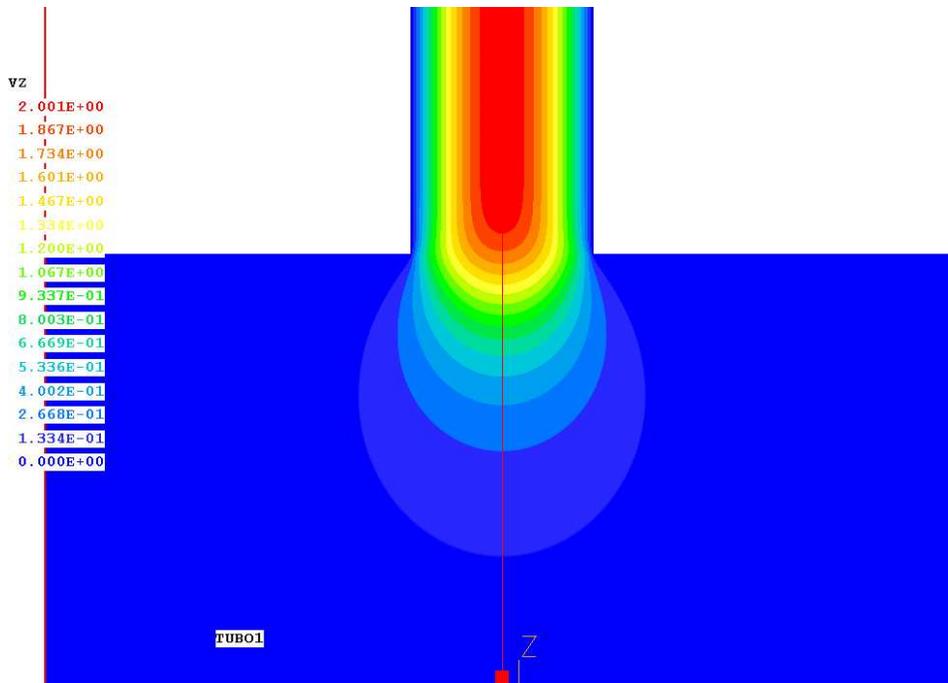


Figura 4.28 Velocidade axial na região de entrada do tubo para $Re=1$.

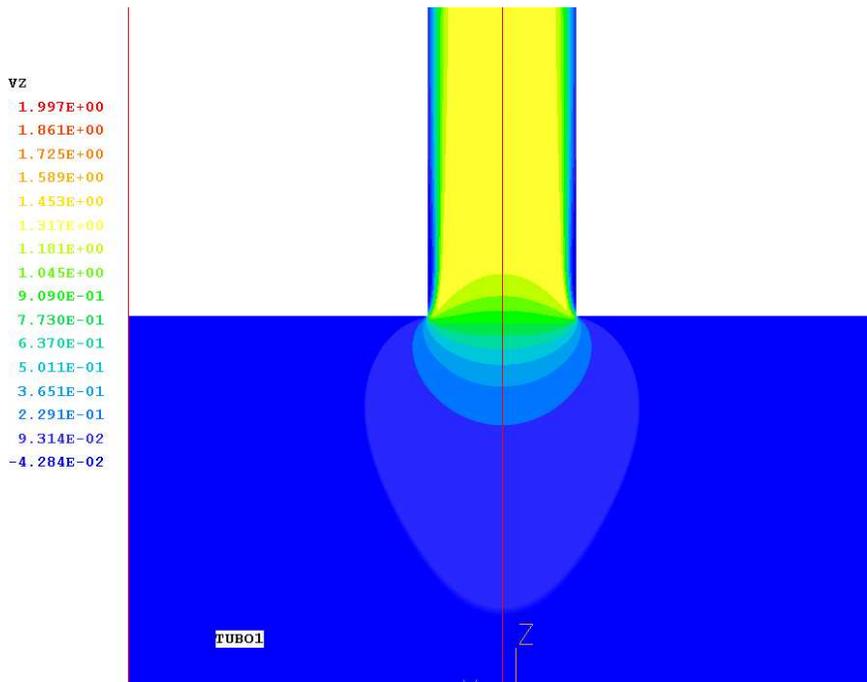


Figura 4.29 Velocidade axial na região de entrada do tubo para $Re=2000$.

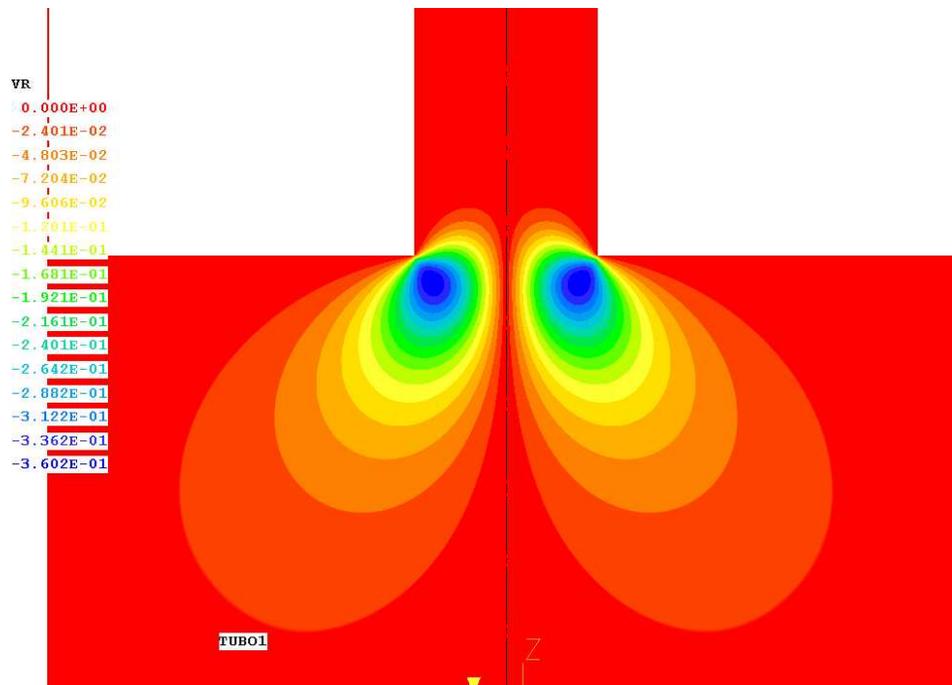


Figura 4.30 Velocidade radial na região de entrada do tubo para $Re=1$.

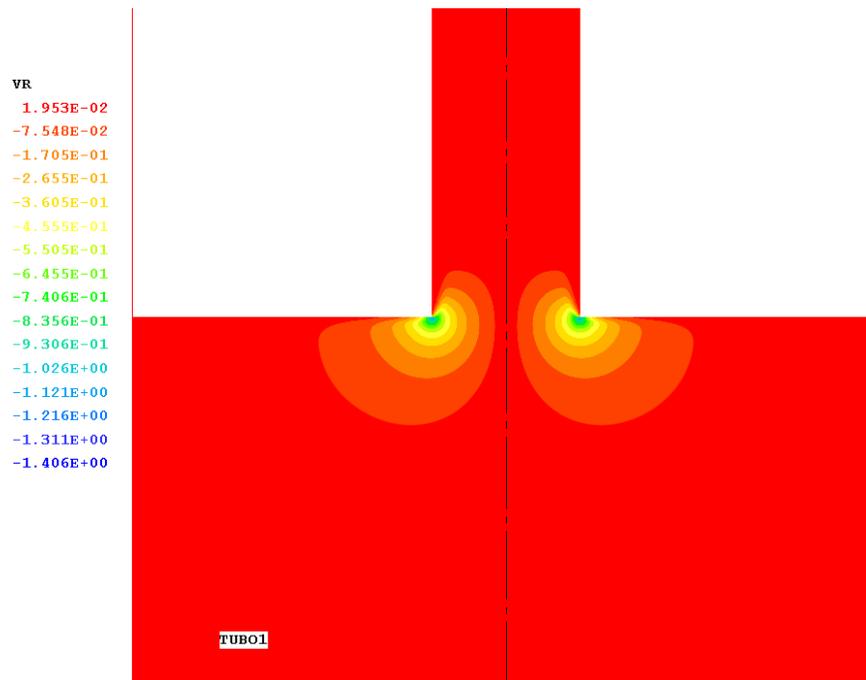


Figura 4.31 Velocidade radial na região de entrada do tubo para $Re=2000$.

4.7 Perda de carga localizada em função do número de Reynolds.

4.7.1 Resultados Obtidos

Sabe-se que um resultado altamente acurado é obtido com uma malha suficientemente fina, porém isto é muitas vezes impraticável. À medida que a malha é refinada, mais e mais iterações são necessárias, e os erros de arredondamento no cálculo tornam-se significantes e muitas vezes sobrepõe-se aos de truncamento. Levando-se isso em conta para o cálculo do coeficiente de perda de carga localizada, se utilizou o conceito de trajetória de refinamento (Morton & Mayers, 1994), inspirado na análise por série de Taylor, a fim de minimizar o erro de consistência do esquema numérico, em conjunto com a aproximação pelo método dos mínimos quadrados (Rugiero & Lopes, 1988; Burden & Faires, 1988), da curva de perda localizada em função do refinamento.

O método dos mínimos quadrados para a aproximação da curva permitiu a filtragem das perturbações estatísticas decorrentes dos erros de truncagem aritmética e de outros possíveis fenômenos. Assim construiu-se um programa em Borlan Delphi 6.0 onde se implementou o método dos mínimos quadrados em conjunto com um resolvidor de sistemas lineares pelo método de Gauss (Burden & Faires, 1988), através deste se testou as formas $K = K_0 + A\Delta r$ e $K = K_0 + A\Delta r^2$ para a equação da perda de carga de carga localizada em função do refinamento e adotou-se para todos os casos o último formato, que se mostrou mais preciso, conforme podemos ver nas figuras de 4.32 à 4.42.

Na construção da malha teve-se o cuidado de não se introduzir nenhuma descontinuidade brusca da malha, que pudesse atrapalhar a ordem da convergência.

Conforme as figuras de 4.32 a 4.42, em alguns casos como para número de Reynolds igual a 1000, figura 4.41, os dados resultantes da simulação e a curva aproximada obtida se encaixam perfeitamente. Para casos como o da figura 4.32 e 4.33, escoamentos com número de

Reynolds 1 e 2 respectivamente, a aproximação através de um método de minimização do erro, conforme o utilizado, demonstrou ser o ideal, obtendo-se assim uma curva mais confiável.

Calculou-se também o desvio padrão amostral (Ryan, 1989) com relação a curva aproximada obtida, seus valores são mostrados na tabela 4.14 e indicam que os dados obtidos apresentam pouca variabilidade com relação aos aproximados.

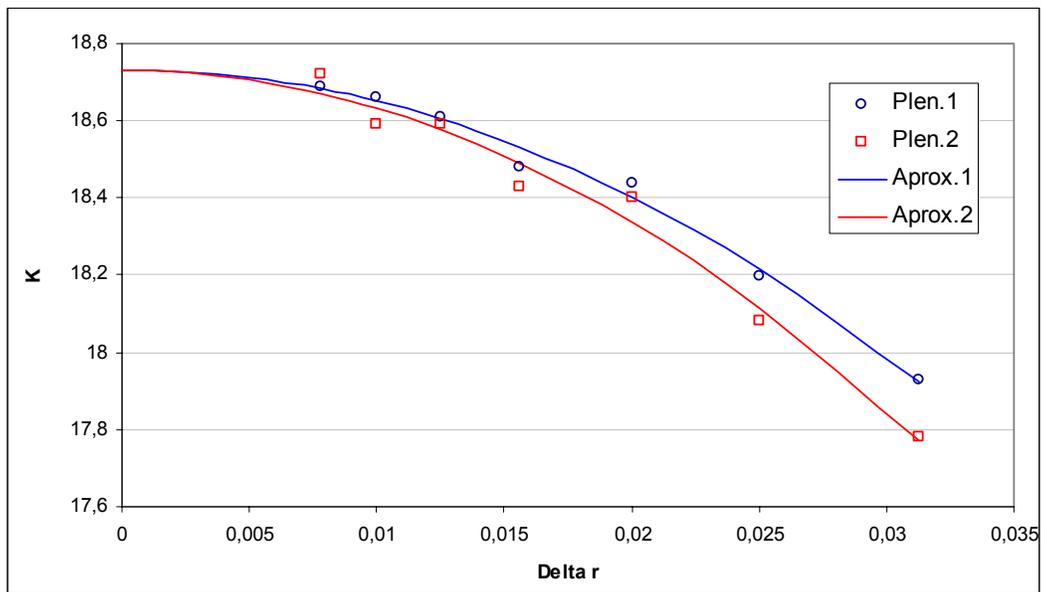


Figura 4.32 Coeficiente de perda localizada em função do refinamento para Re=1.

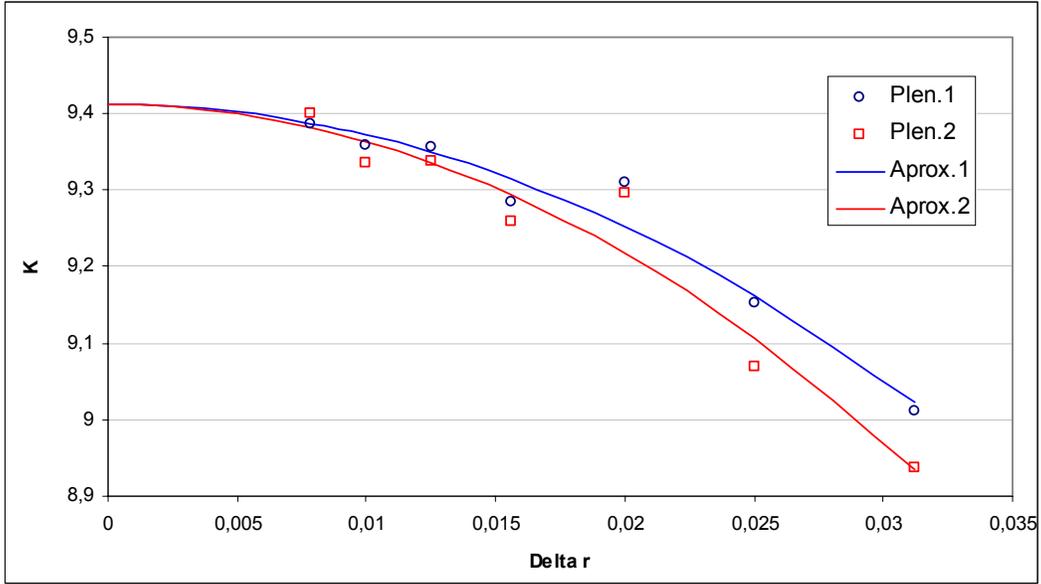


Figura 4.33 Coeficiente de perda localizada em função do refinamento para $Re=2$.

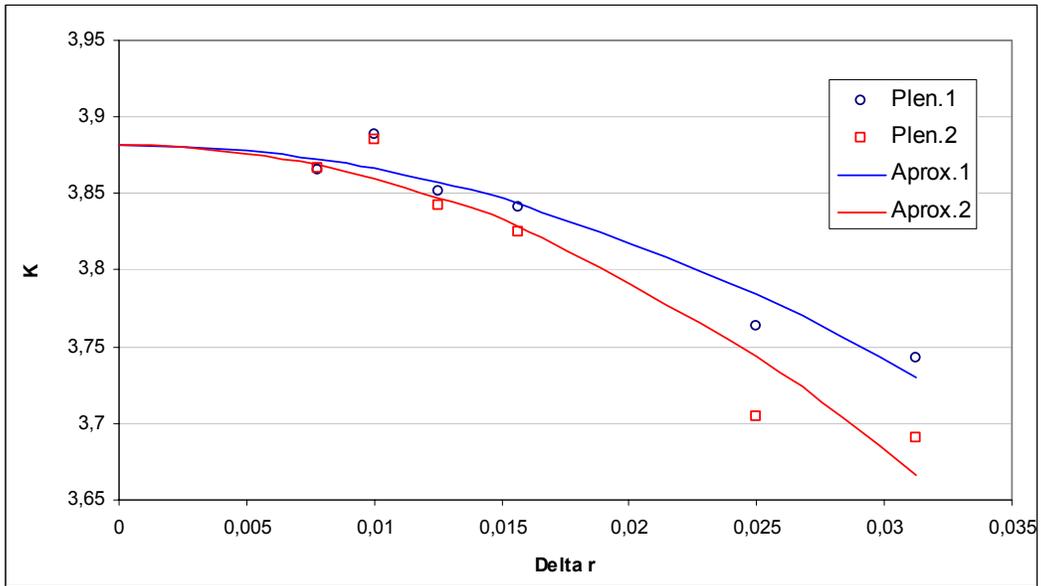


Figura 4.34 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=5$.

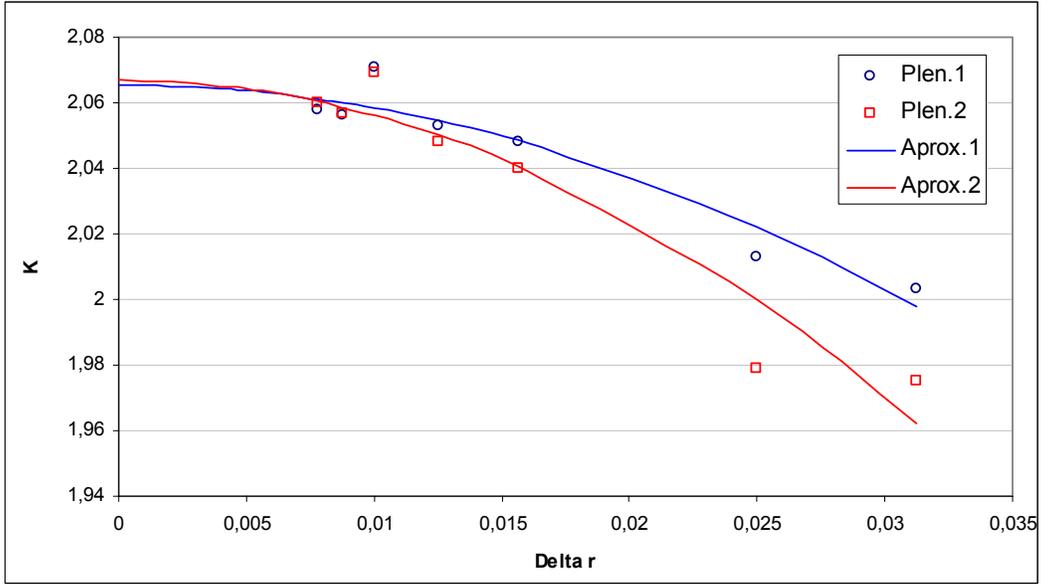


Figura 4.35 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para Re=10.

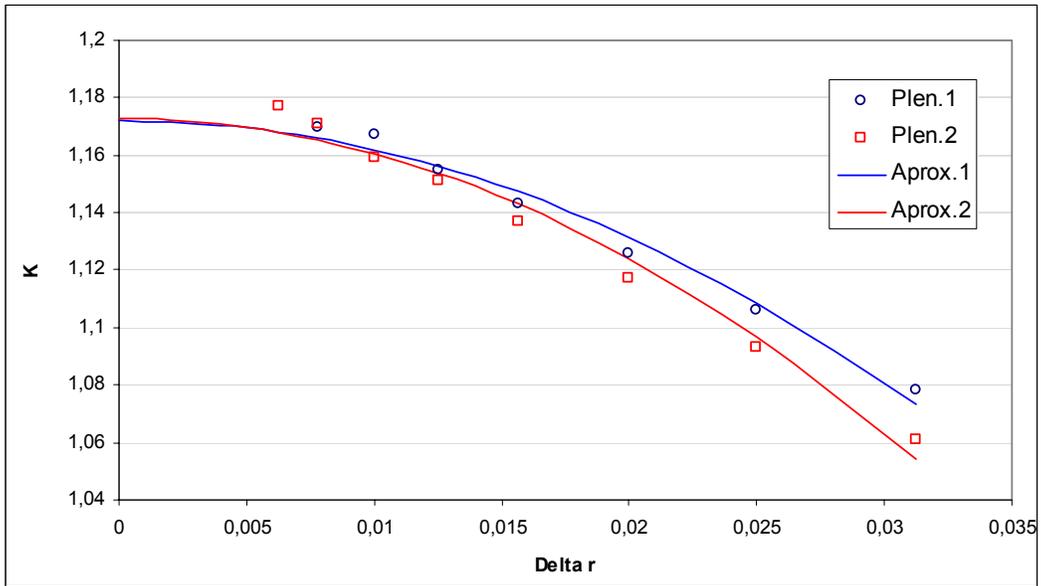


Figura 4.36 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para Re=20.

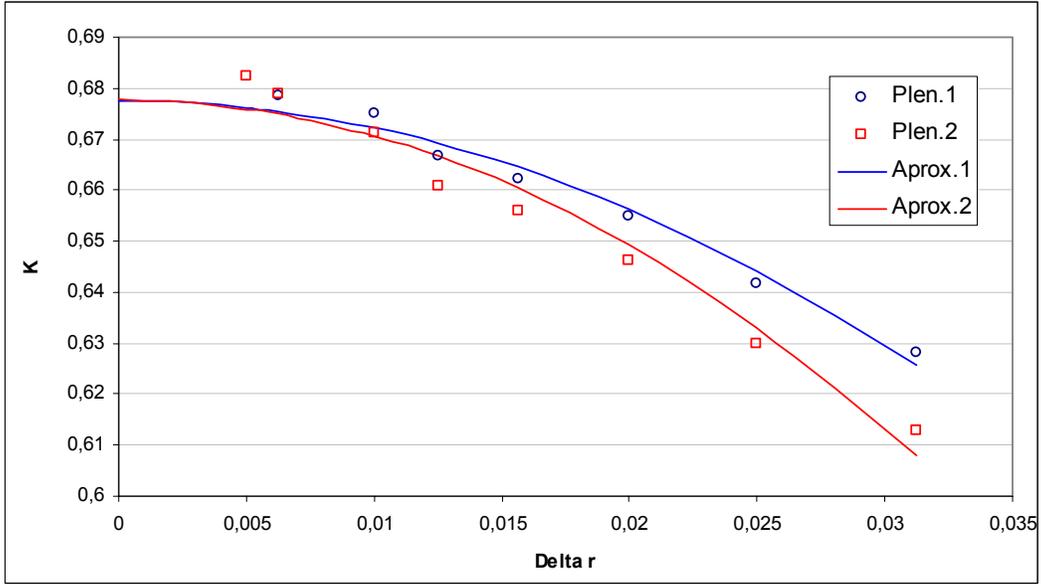


Figura 4.37 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=50$.

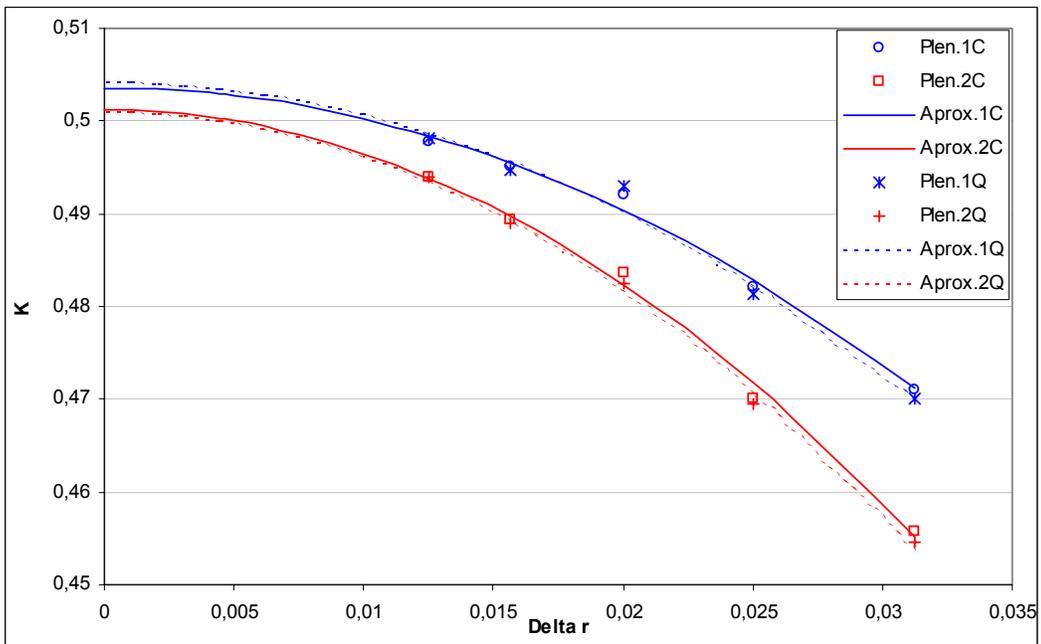


Figura 4.38 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=100$.

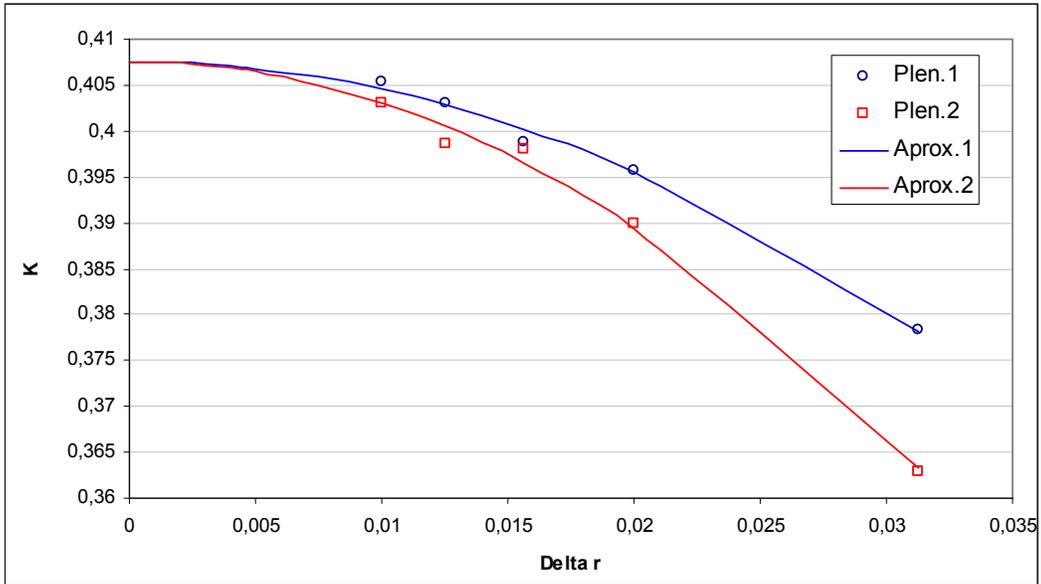


Figura 4.39 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=200$.

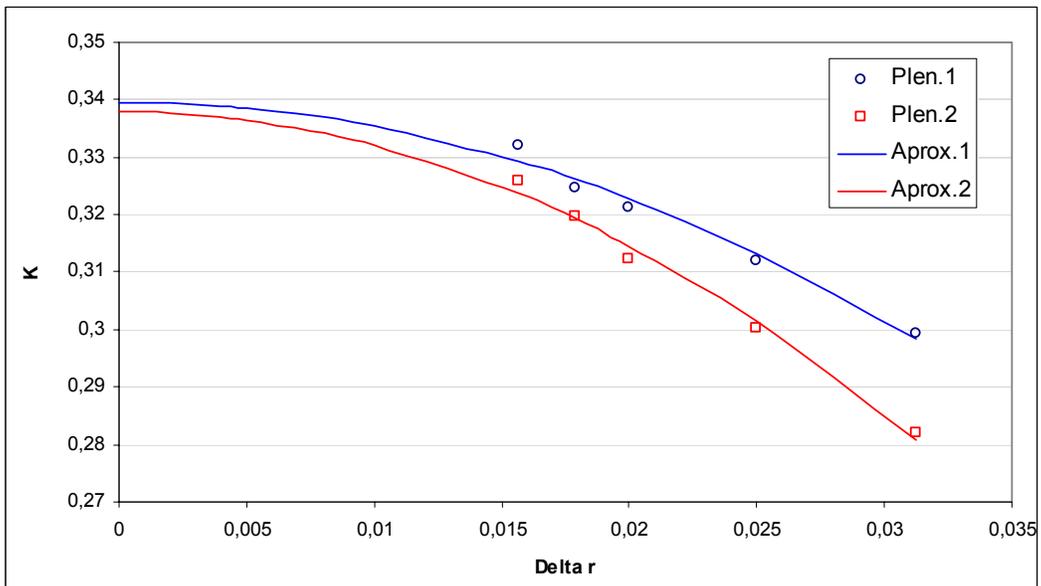


Figura 4.40 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para $Re=500$.

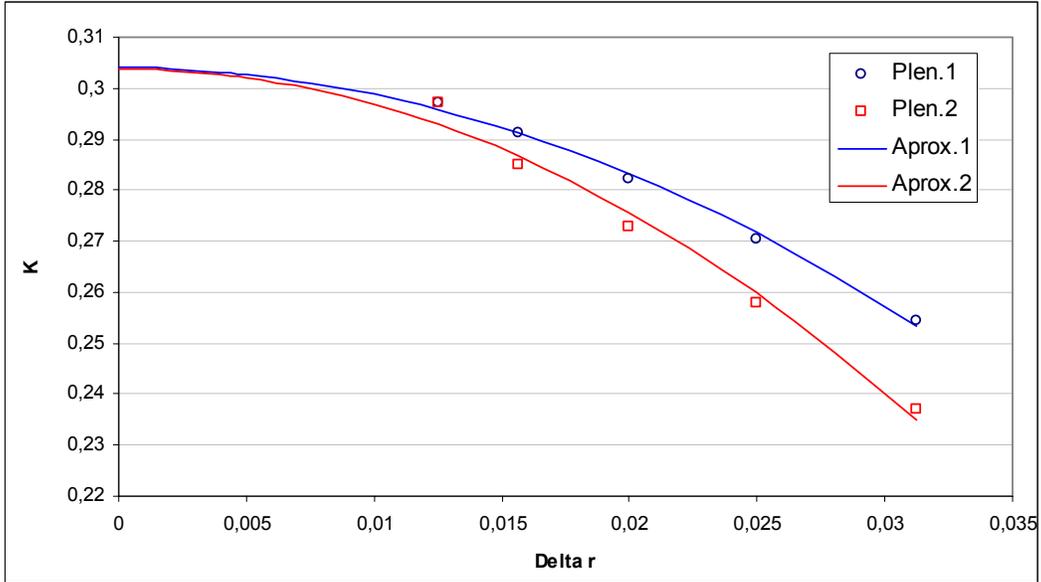


Figura 4.41 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para Re=1000.

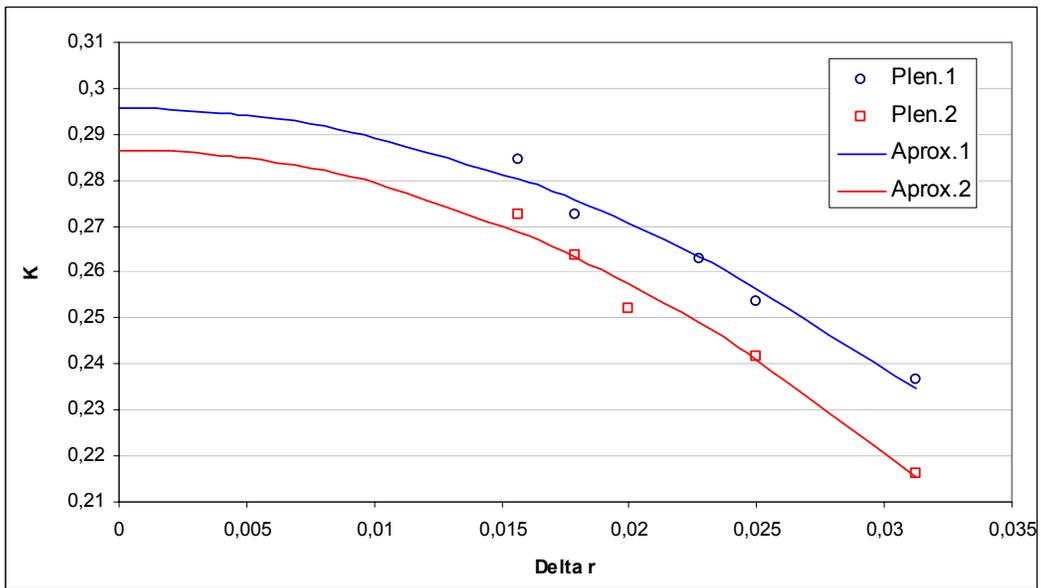


Figura 4.42 Coeficiente de perda de carga localizada em função do refinamento para Re=2000.

Re	1	2	5	10	20	50	100C	100Q	200	500	1000	2000
a (Plen1)	-827,01	-399,36	-155,04	-69,25	-100,92	-53,19	-33,20	-35,00	-30,08	-42,22	-51,84	-62,53
a (Plen2)	-984,04	-489,14	-220,80	-107,06	-121,41	-71,27	-47,08	-48,35	-45,43	-58,44	-70,50	-73,01
b (Plen1)	18,733	9,412	3,882	2,065	1,172	0,678	0,504	0,504	0,408	0,340	0,304	0,296
b (Plen2)	18,730	9,413	3,882	2,067	1,173	0,678	0,501	0,501	0,408	0,338	0,304	0,287
s (Plen1)	0,027	0,028	0,016	0,007	0,005	0,003	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,003
s (Plen2)	0,047	0,041	0,024	0,011	0,006	0,005	0,001	0,001	0,001	0,002	0,003	0,003

Tabela 4.14 Coeficientes obtidos para a equação $K= ax^2+b$, através da aproximação dos resultados obtidos pela simulação pelo método dos mínimos quadrados e os Desvios padrões amostrais (s) com relação a curva obtida.

4.7.2 Análise dos Resultados

Os resultados obtidos no ítem 4.7.1, tabela 4.14, para o coeficiente de perda de carga localizada nos diversos números de Reynolds simulados foram compilados e comparados com valores encontrados na literatura.

Na tabela 4.15 temos os dados obtidos. Para o caso do escoamento com de número de Reynolds 100, se optou pelo uso do resultado alcançado com o esquema central de discretização. Os valores da tabela 4.15 foram também graficados e são apresentados na figura 4.43.

Escoamento na entrada do <i>plenum</i> hiper viscoso											
Re	0,989	1,978	4,946	9,892	19,78	49,45	98,89	197,8	494,5	989	1978
K	18,733	9,412	3,882	2,065	1,172	0,678	0,504	0,408	0,340	0,304	0,296
Escoamento na entrada do <i>plenum</i> uniformemente radial											
Re	0,995	1,99	4,977	9,952	19,9	49,74	99,47	198,9	497,4	994,7	1990
K	18,730	9,413	3,882	2,067	1,173	0,678	0,501	0,408	0,338	0,304	0,287

Tabela 4.15 Resultados obtidos através da simulação para coeficiente de perda de carga localizada em função do número de Reynolds.

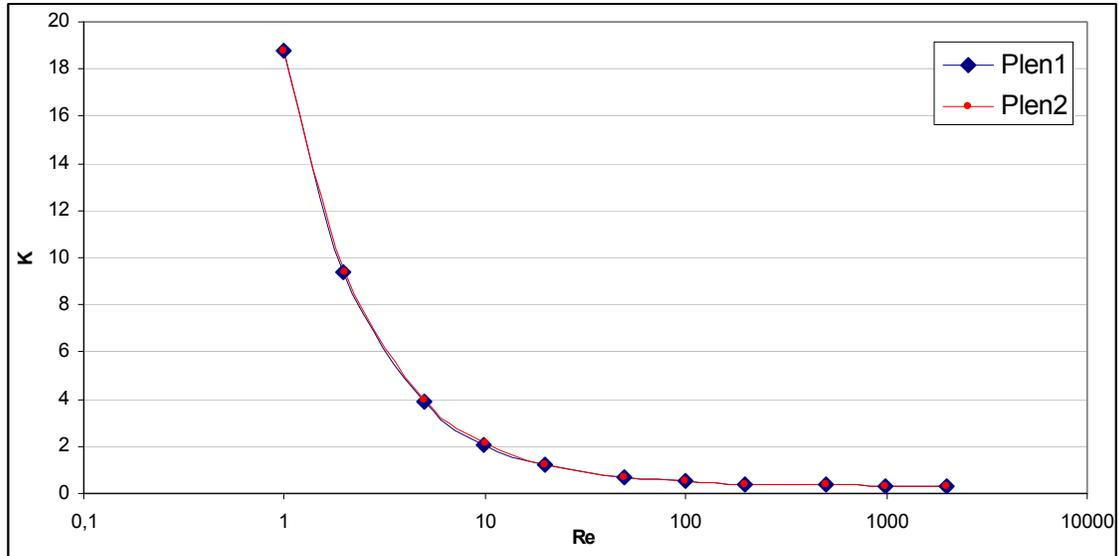


Figura 4.43 Resultados obtidos através da simulação para coeficiente de perda de carga localizada em função do número de Reynolds.

Os dados encontrados em literatura para o coeficiente de perda de carga localizada em função da entrada abrupta em um tubo para regime laminar são bastante difusos, porém de uma maneira geral podem ser divididos, em função da maneira como eles foram obtidos, analíticos experimentais ou numéricos, e em função do número de Reynolds para os quais são válidos, abaixo ou acima de 10.

Para escoamentos com baixo número de Reynolds destacamos os valores de quatro referências: Sisavath et al. (2002); Perry, Green & Maloney (1997); Idelchik (1969) e (1994). Sisavath et al. (2002) obtiveram seu resultado através de um método analítico que foi confrontado com vários resultados numéricos conseguindo uma boa concordância entre eles. A expressão apresentada pelos autores foi:

$$K = \frac{6\pi}{Re} \tag{4.3}$$

Perry, Green & Maloney (1997) apresentam duas expressões para a perda de carga em função de um comprimento equivalente, uma delas, $L_{eq}/D = 0,3/n$, é válida para escoamentos

arrastados (*creeping flow*, expressão com validade para $Re \leq 1$) e outra, $L_{eq}/D = 0,3 + 0,04 Re$, para escoamentos com baixos números de Reynolds (porém sem citar a faixa de validade). As expressões equivalentes em termos de um coeficiente de perda de carga para o caso aqui estudado são respectivamente:

$$K = \frac{19,2}{Re} \quad (4.4)$$

$$K = \frac{19,2}{Re} + 2,56 \quad (4.5)$$

Idelchik (1969) obteve uma expressão com validade para escoamento com número de Reynolds abaixo de 8, obtida através de dados experimentais. Em Idelchik (1994) a expressão teve seu coeficiente modificado e sua faixa de validade foi diminuída para valores de número de Reynolds abaixo de 6-7. Os dois resultados apresentados são respectivamente:

$$K = \frac{27}{Re} \quad (4.6)$$

$$K = \frac{30}{Re} \quad (4.7)$$

É importante destacar que o formato da equação para o coeficiente de perda de carga localizada de todos os trabalhos é praticamente o mesmo, ou seja, uma constante dividida pelo número de Reynolds no escoamento. Este formato é o sugerido por Oliveira e Pinho (1997), Sylvester & Rosen (1970) e Edwards, Jadallah & Smith (1985) para o uso em coeficientes para escoamentos com baixos números de Reynolds e foi adotado neste trabalho.

Sadri & Froyan (2002a) resolveram o problema do escoamento na entrada de um canal plano através de uma abordagem analítica e obtiveram um autovalor não real para o escoamento com número de Reynolds entre 0,8 e 8,3 o que segundo eles torna complexo o escoamento nesta faixa. Baseado neste dado e no fato que Idelchik (1969) e (1994) tratou em separado os casos

com número de Reynolds abaixo e acima de 10, separou-se assim aqui também a análise se utilizando da mesma faixa de número de Reynolds por ele utilizado.

Utilizando-se do método dos mínimos quadrados (Burden & Faires, 1988) obteve-se com os dados aqui obtidos na simulação para os números de Reynolds 1, 2, 5 e 10 uma expressão no formato: constante sob número de Reynolds, para os dois tipos diferentes escoamento no *plenum* de entrada. Obteve-se assim a constante 19,19 para o escoamento no *plenum* de entrada hiper viscoso e 19,31 para o escoamento radial e uniforme no *plenum* de entrada. Os dois números obtidos são bastante próximos, porém, em função do escoamento de entrada no *plenum* hiper viscoso utilizado ser teoricamente o que mais se aproxima do escoamento arrastado (*creeping flow*) ele foi o adotado. Assim sendo a equação obtida foi:

$$K = \frac{19,19}{Re} \quad (4.8)$$

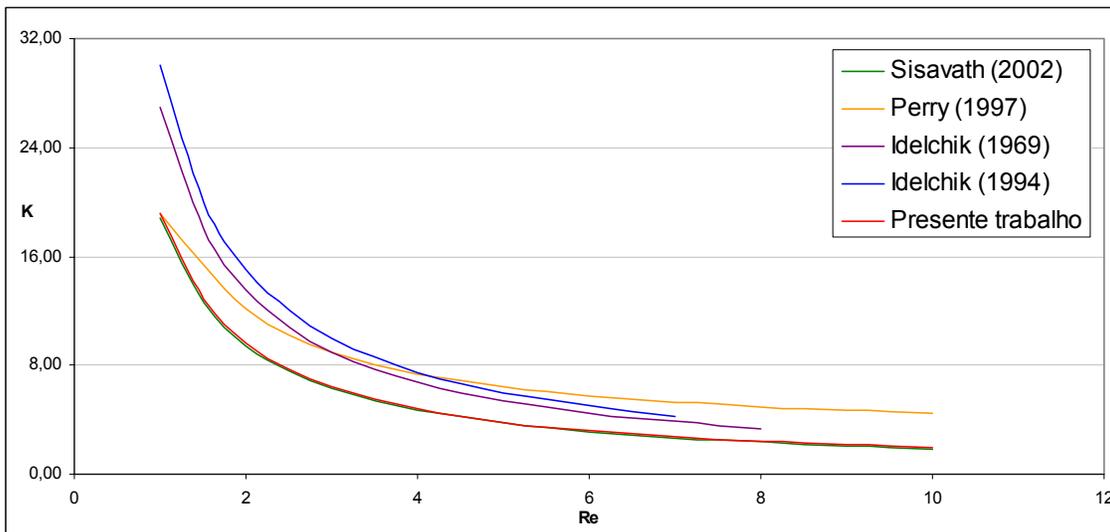


Figura 4.44 Comparação entre o resultado obtido para o coeficiente de perda de carga localizada para baixos números de Reynolds e outros trabalhos.

Conforme se observa da figura 4.44 a equação obtida produziu resultados com uma grande concordância com os obtidos por Sisavath et al. (2002) assim como para com o resultado apresentado por Perry, Green & Maloney (1997) para o número de Reynolds igual ou menor que 1. Notou-se também, que se tivesse sido considerado somente os resultados da simulação para

números de Reynolds 1,2 e 5 a concordância com Sisavath et al. (2002) teria sido maior, uma vez que assim procedendo teríamos obtido 18,78 como constante da equação, ou seja, praticamente o mesmo valor de 6π por eles obtido.

Para os escoamentos com altos números de Reynolds não se encontrou nenhuma referência em que os autores tivessem tratado do problema através de uma simulação numérica como a realizada neste presente trabalho. O único resultado possível de comparação encontrado é o apresentado por Idelchik (1969) e (1994), porém para isso foi necessário se fazer uma extrapolação dos resultados apresentados, já que nesta faixa de número de Reynolds (acima de 10) ele apresenta somente os resultados para a contração do escoamento em função da mudança brusca do diâmetro da tubulação. O caso do presente trabalho equivaleria ao problema limite com razão de diâmetros zero, ou seja, diâmetro de entrada infinito. Ele apresenta uma tabela com valores experimentais medidos entre Reynolds 10 e 10000, para razões de diâmetro entre 0,1 e 0,9. Foi realizada uma extrapolação, através de um ajuste linear, utilizando-se os resultados das razões de diâmetro 0,1, 0,2 e 0,3 na faixa de número de Reynolds entre 10 e 2000.

Em razão do escoamento radial e uniforme na entrada do *plenum* ser a consideração de um caso extremo do escoamento, para número de Reynolds bastante altos, foram adotado os resultados assim obtidos como sendo os mais confiáveis na faixa de número de Reynolds entre 10 e 2000.

A figura 4.45 permite uma comparação entre os resultados obtidos por Idelchik (1994) e os do presente trabalho. O formato da curva é semelhante nos dois casos, porém existe uma diferença quantitativa bastante grande que não pode ser explicada somente pelo fato dos dados aqui referidos como de Idelchik (1994) serem uma extrapolação.

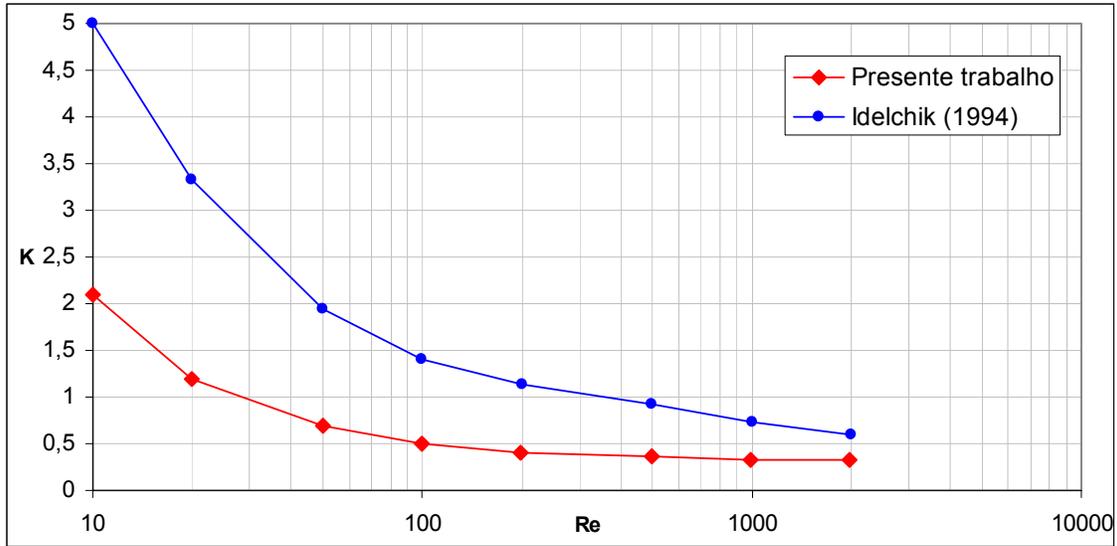


Figura 4.45 Comparação entre o resultado obtido para o coeficiente de perda de carga localizada para números de Reynolds maiores que 10 e outros trabalhos.

A diferença mais importante entre os dados apresentados está na forma em que eles foram obtidos, Idelchik (1994) os obteve experimentalmente enquanto no presente trabalho eles foram obtidos através da solução das equações de Navier-Stokes pelo método dos volumes finitos. Conforme já discutido no capítulo 2, outros autores como Sisavath et al. (2002) já encontraram diferenças entre os resultados analíticos/numéricos e os experimentais, e eles citam que existe uma grande discrepância entre os resultados experimentais, devido principalmente à dificuldade de se conseguir o perfil parabólico de Poiseuille do escoamento desenvolvido após a passagem pela contração que é necessário para a medida de pressão, pois ele requer um sistema bastante comprido de tubos.

Em relação à análise experimental ainda, através de Draad, Kuiken & Nieuwastadt (1998) nota-se que é muito difícil obter um escoamento plenamente laminar em experimentos, e que pequenas perturbações no escoamento são suficientes para a formação de pequenos vórtices. Soma-se a isto a afirmação de Henriques (1988) de que a presença de manifestações oscilatórias no escoamento laminar acarreta uma perda de carga bastante superior àquela verificada no escoamento laminar e estabelecido, leva-se de certo modo a dificultar a comparação com os resultados experimentais de Idelchik (1969) e (1994), que como já apresentado, também apresentaram grande discrepância para escoamentos com número de Reynolds menores que 10.

Com relação as hipóteses do modelo teórico, assumiu-se que o escoamento era axisimétrico, o que pode não ser verdadeiro. O modelo teórico encontrou uma solução numérica confirmada pelo refinamento da grade e pela comparação com outros autores. Esta solução pode não ser única, e talvez existam soluções não aximétricas fisicamente mais estáveis e talvez na prática o escoamento adote uma direção preferencial, o que novamente poderia ser uma das possíveis explicações para tais diferenças obtidas. Quando temos escoamento arrastado (*creeping flow*) o equacionamento do mesmo leva à axisimetria do escoamento porém não podemos confirmar o mesmo em casos com número de Reynolds maiores, a fim de se verificar isto seria necessário refazer a simulação desconsiderando esta hipótese.

Capítulo 5 – Conclusões e Sugestões para Futuros Trabalhos

Foi simulado o escoamento na entrada de um tubo circular de canto vivo em regime laminar com número de Reynolds entre 1 e 2000, através da solução das equações de Navier-Stokes completas pelo método dos volumes finitos, com o pacote comercial de mecânica dos fluidos computacional Phoenics. Utilizou-se um *plenum* de entrada, comparando-se dois escoamentos como condições de contorno no mesmo, a solução hiper-viscosa e a solução radial e uniforme. Calculou-se também a perda de carga localizada resultante, comparou-se a mesma com dados obtidos de literatura e gráficou-se o perfil do escoamento na região de entrada do tubo.

Na etapa de revisão da literatura notou-se que existem poucos trabalhos sobre o escoamento na entrada de tubos com cantos vivos em regime laminar, assim como não se encontra quase valores para o coeficiente de perda de carga localizada resultante.

A utilização de um *plenum* de entrada anterior à entrada do tubo mostrou ser uma boa solução, uma vez que se recaiu no caso elíptico das equações de Navier-Stokes o que permitiu calcular o perfil das velocidades na região de entrada do tubo. Ele também demonstrou ser viável computacionalmente, pois o seu tamanho/malha não impossibilitou a simulação e nem exigiu um tempo computacional inconveniente. Utilizou-se um *plenum* com mesmo tamanho físico para todos os casos, e este foi suficientemente grande para não afetar os resultados obtidos. A malha empregada em seu interior foi cilíndrica e regular o que simplificou a implementação e não interferiu na ordem de convergência do problema.

Os dois escoamentos testados na entrada do *plenum*, na tentativa de diminuir seu tamanho, tinham hipóteses diferentes com relação a sua concepção. O primeiro deles, o hiper viscoso, foi desenvolvido com base nas hipóteses feitas para o escoamento plano de Jeffery-Hamel, chegando-se a um resultado válido para escoamentos arrastados, já o segundo escoamento, radial e uniforme, é um outro caso extremo representativo para escoamentos com altos números de Reynolds. Os perfis das componentes de velocidade na região de entrada do tubo obtidos com ambos foram idênticos, mostrando assim que o tamanho adotado no *plenum* foi suficientemente grande para eles não influenciarem nos mesmos. Os coeficientes de perda de carga localizada obtidos para os dois escoamentos de entrada no *plenum* apresentaram valores quase idênticos para toda a faixa de número de Reynolds simulada.

Foram utilizados dois esquemas de discretização das equações em faixas diferentes de número de Reynolds. Simulou-se com o esquema Central os escoamentos com n° de Reynolds entre 1 e 100, e com o QUICK entre 100 e 2000. Os perfis de velocidade e os valores do coeficiente de perda de carga obtidos no escoamento com $Re=100$, onde se simulou com os dois esquemas a fim de compara-los, foram bem próximos, mostrando assim a compatibilidade dos resultados dos dois esquemas.

O escoamento exige um comprimento de desenvolvimento até atingir sua região plenamente desenvolvida, assim o comprimento adotado do tubo tem ser tal que permita isto. Adotou-se o comprimento do tubo como sendo 2 vezes o do comprimento de desenvolvimento proposto pela equação 4.1. Para toda a faixa de número de Reynolds simulada o comprimento permitiu o desenvolvimento pleno do escoamento.

Encontrou-se um possível erro no pacote Phoenix utilizado com relação ao cálculo da área radial nas condições de contorno impostas para geometrias cilíndricas. O número de Reynolds obtido através da simulação apresentou uma pequena diferença com relação ao imposto, e após uma análise mais detalhada descobriu-se que isto advinha de uma diferença entre a vazão imposta na região sul do *plenum* de entrada e o valor assumido pelo pacote.

Sabe-se que o Phoenix adota um polígono regular de 20 lados para representar graficamente o círculo, sendo que a diferença entre a área de tal polígono e a do círculo é aproximadamente a mesma encontrada entre as vazões impostas e obtidas, o que leva a crer que o pacote esteja calculando de modo errôneo a área do círculo aproximando-a como a área do polígono.

Observou-se na região de entrada do tubo que os perfis das componentes de velocidade axial e radial apresentam para números de Reynolds maiores que 100 uma protuberância que se torna mais aparente em escoamentos com número de Reynolds mais altos. Esta protuberância foi também prevista analiticamente por Benson & Trogdon (1985), que afirmam ser ela um sinal da acuracidade da simulação numérica realizada. Nos escoamentos com número de Reynolds 1000 e 2000 obteve-se a presença de uma região de recirculação logo após a entrada no tubo, que foi observada através do perfil da velocidade axial e das linhas de corrente na região de entrada do tubo.

Adotou-se o conceito de trajetória de refinamento, inspirado na análise por série de Taylor, em conjunto com aproximação da curva do coeficiente de perda de carga localizada, pelo método dos mínimos quadrados, na forma $K = K_0 + A\Delta r^2$, onde A é uma constante e K_0 é o valor do coeficiente de perda de carga obtido. Isto permitiu obter um resultado mais confiável, e que leva em conta o comportamento da convergência do modelamento numérico do sistema.

A análise da perda de carga localiza devido à entrada em canto vivo foi dividida em duas regiões distintas. Na primeira, válida para escoamentos com número de Reynolds menores que 10, obteve-se uma curva da variação do coeficiente em função do número de Reynolds no formato $K = C/Re$, que é proposto e adotado por outros autores para escoamentos similares, onde os efeitos viscosos são mais pronunciados. A curva obtida apresentou uma grande concordância com a solução analítica apresentada por Sisavath et al. (2002).

Para os escoamentos com faixa de número de Reynolds entre 10 e 2000, os resultados obtidos foram comparados com uma extrapolação dos resultados experimentais de Idelchik (1969) e (1994). A curva obtida para os dois resultados em função do número de Reynolds é

bastante semelhante porém obteve-se uma diferença quantitativa bastante grande. Sisavath et al. (2002) já tinha encontrado tal discrepância entre os seus resultados analíticos e os experimentais e ele sugere que a diferença advém da dificuldade experimental de se obter o escoamento plenamente desenvolvido necessário para a realização da medida de pressão. Além do que, no escoamento laminar plenamente desenvolvido, pequenas perturbações no escoamento são o suficiente para o aparecimento de pequenos vórtices que, segundo Henriques (1988), acarretam uma perda de carga bastante superior ao escoamento plenamente desenvolvido. Outra explicação reside na possível existência de outras soluções aximétricas mais estáveis.

Como sugestões para futuros trabalhos temos um estudo mais minucioso da perda de carga localizada para escoamentos com número de Reynolds entre 10 e 2000, através de medidas experimentais. A implementação de um modelo 3D do escoamento aqui estudado possibilitaria o estudo do resultado de perturbações no escoamento assim como o estudo de escoamentos não simétricos. Por fim, a adoção de um modelo de turbulência, com preferência em conjunto com o modelo 3D, possibilitaria a simulação para escoamentos com número de Reynolds maiores.

Referências Bibliográficas

- Astarita, G., Greco, G. Excess Pressure Drop in Laminar Flow Through Sudden Contraction. *Ind. Eng. Chem. Fundam.* v.7, n.1, pp.27-31, February 1968.
- Benson, L.H., Trogdon, S.A. An eigenfunction solution of entry flow in a semi-infinite pipe at low Reynolds numbers. *Applied Scientific Research*, v.42, pp.347-359, 1985.
- Bird, R.B., Stewart, W.E., Lightfoot, E.N. *Transport Phenomena*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1960.
- Burden, R.L, Faires, J.D. *Numerical Analysis*. Boston: PWS-KENT Publishing Company, 4th Edition, 1988.
- Chen, R.Y. Flow in the Entrance Region at Low Reynolds Numbers. *Journal of Fluids Engineering*, v.95, pp.153-158, March 1973.
- Crane Co, *Flow of Fluids through valves, fittings, and pipe*. technical paper No.410, USA, 1988.
- Draad, A.A., Kuiken, G.D.C., Nieuwstadt, F.T.M. Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluids. *J. Fluid Mech.*, vol.377, pp.267-312, 1998.
- Edwards, M.F., Jadallah, M.S.M., Smith, R. Head Losses in Pipe Fittings at Low Reynolds Numbers, *Chem. Eng. Res. Des.* v.63, pp.43-50, January 1985.

- Figueiredo, J.R. *Generalização e Aproximação do Esquema Discretizante de Allen para Equações de Transporte em Fluidos*. Campinas: Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia de Campinas, Universidade Estadual de Campinas, 1988. 479p. Tese (Doutorado).
- Fox, R.W., McDonald, A.T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: LTC – livros técnicos e científicos editora S.A., 1995.
- Henriques, A. *Investigação experimental da perda de carga em escoamentos assintoticamente laminares em dutos*. São Carlos: Engenharia Hidráulica e Saneamento, Universidade de São Paulo, 1988, 115p. Tese (Mestrado).
- Hornbeck, R.W. Laminar flow in the entrance region of a pipe. *Applied Scientific Research*, v.13, Section A, pp.224-232, 1964.
- Idelchick, I.E. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Boca Raton: CRC Press, 3rd ed., 1994.
- Idelchick, I.E. *Memento des Pertes de Charge*. Paris: Eyrolles, 1969.
- Leonard, B.P. A Stable and Accurate Convective Modelling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.19, pp.59-88, 1979.
- Llagostera, J., Figueiredo, J.R. Application of the UNIFAES Discretization Scheme to Mixed Convection in a Porous Layer With a Cavaty, Using the Darcy Model. *Journal of Porous Media*, v.3, n.2, pp.139-154, 2000.
- Ludwig, J.C. *TR326 PHOENICS-VR Reference Guide (Version 3.5)*, August 2002.

Maliska, C.R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional Fundamentos e Coordenadas Generalizadas*. Rio de Janeiro: LTC livros técnicos e científicos editora, 1995.

Morton, K.W., Mayers, D.F. *Numerical Solution of Partial Differential Equations An Introduction*. Cambridge: Cambridge University Press, 1994.

Moukalled, F., Darwish, M. A Unified Formulation of the Segregated Class of Algorithms for Fluid Flow at All Speeds. *Numerical Heat Transfer, Part B*, v.37, pp.103-139, 2000.

Naylor, D., Floryan, J.M., Tarasuk, J.D. A numerical Study of developing free convection between isothermal vertical plates. *Journal of Heat Transfer*, v.113, pp.620-626, August 1991.

Oliveira, P.J., Pinho, F.T, Schulte, A. A General Correlation for the Local Loss Coefficient in Newtonian Axisymmetric Sudden Expansions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. v. 19, pp.655-660, 1998.

Oliveira, P.J., Pinho, F.T. Pressure Drop Coefficient of Laminar Newtonian Flow in Axisymmetric Sudden Expansions. *Inter. J. Heat and Fluid Flow*, v.18, pp.518-529, 1997.

Patankar, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

Perry, R.H., Green, D.W., Maloney, J.O. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. New York: McGraw-Hill, 7th ed., 1997.

Phoenics Encyclopaedia, CHAM (Concentration Heat & Momentum Ltd), Phoenics versão 3.5.

Roberson, J.A., Crowe, C.T. *Engineering Fluid Mechanics*. Boston: Houghton Mifflin Company, 1975.

Ruggiero, M.A.G., Lopes, V.L.R. *Cálculo Numérico: Aspectos Teóricos e Computacionais*. São Paulo: McGraw-Hill, 1988.

Ryan, T.P. *Statistical Methods for Quality Improvement*. New York: John Willey & Sons, 1989.

Sadri, R.M., Floryan, J.M. Accurate Evaluation of the loss coefficient and the entrance length of the inlet region of a channel. *Journal of Fluids Engineering*, v.124, pp.685-693, September 2002.

Sadri, R.M., Floryan, J.M. Entry flow in a channel. *Computers & Fluids*, v.31, pp.133-137, 2002a.

Schiozer, D. *Mecânica dos Fluidos*. São Paulo: Editora Araguaia, 1990.

Schlichting, H. *Boundary-Layer Theory*. New York: McGraw-Hill Book Company, 1979.

Shah, R.K., London, A.L. *Laminar Flow Forced convection in Ducts*. New York: Academic Press, 1978, 477p.

Sisavath, S., Jing, X., Pain, C.C., Zimmerman, R.W. Creeping Flow Through an Axisymmetric Sudden Contraction or Expansion. *Journal of Fluids Engineering*, v.124, pp.273-278, March 2002.

Sparrow, E.W., Anderson, C.E. Effect of Upstream Flow Processes on Hydrodynamic Development in a Duct. *Journal of Fluids Engineering*, v.99, pp.556-560, September 1977.

Sylvester, N.D., Rosen, S.L. Laminar Flow in the Entrance Region of a Circular Tube. *AIChE Journal*. v.16, n.6, pp.964-971, November 1970.

Uribe, Eugenia Brunilda Opazo. *Avaliação de Esquemas Discretizantes na Solução das Equações de Navier-Stokes e Aplicação ao Problema do escoamento na Região de Entrada de Canais Planos*. Campinas: Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002, 193p. Tese (Doutorado).

Vennard, J.K., Street, R.L. *Elementos de Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 5^a ed., 1978.

Vrentas, J.S., Duda, J.L. Flow of a Newtonian Fluid Through a Sudden Contraction. *Appl. Sci. Res.*, v.28, pp.241-260, November 1973.

Apêndice A

Listagem do programa em Delphi utilizado para montar o arquivo Q1.

```

unit parte1;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, jpeg, ExtCtrls, Menus, parte2, Gauges, Spin;

type
  TForm1 = class(TForm)
    MainMenu1: TMainMenu;
    Principal1: TMenuItem;
    Panel1: TPanel;
    Image1: TImage;
    Edit1: TEdit;
    Edit2: TEdit;
    Edit3: TEdit;
    Edit4: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Label2: TLabel;
    Label3: TLabel;
    Label4: TLabel;
    Panel2: TPanel;
    RadioGroup1: TRadioGroup;
    Edit5: TEdit;
    Label5: TLabel;
    Button1: TButton;
    Memo1: TMemo;
    SpinEdit1: TSpinEdit;
    Memo2: TMemo;
    Sair1: TMenuItem;
    CheckBox1: TCheckBox;
    Opes1: TMenuItem;
    Reynolds1: TMenuItem;
    Adimensional1: TMenuItem;
    RadioGroup2: TRadioGroup;
    function fm(ai:double):string;
    procedure RadioGroup1Click(Sender: TObject);
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure montatxt;
    procedure montatxt2;
    procedure Sair1Click(Sender: TObject);
    procedure Reynolds1Click(Sender: TObject);
    procedure Adimensional1Click(Sender: TObject);
    procedure RadioGroup2Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  Form1: TForm1;
  de,ds,le,ls,a,re,rs : double;

implementation

{$R *.dfm}

{a function fm é utilizada para formatar os numeros para o formato requerido pelo Q1}
function TForm1.fm(ai:double):string;
begin

```

```

DecimalSeparator:='.';
fm:=floattostrf(ai,ffExponent,7,9);
end;

```

```

procedure TForm1.RadioGroup1Click(Sender: TObject);
begin
  if radiogroup1.ItemIndex=0 then
    begin
      label5.Caption:=radiogroup1.Items[0];
      edit5.Hint:='m3/s';
    end
  else
    begin
      label5.Caption:=radiogroup1.Items[1];
      edit5.Hint:='m/s';
    end;
end;

```

```

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var aux,reynolds :double;
begin
  DecimalSeparator:='.';

  if adimensional1.Checked=false then
    begin
      de:=strtofloat(edit1.text);
      re:=de/2;
      ds:=strtofloat(edit2.text);
      rs:=ds/2;
      le:=strtofloat(edit3.text);
      ls:=strtofloat(edit4.text);
    end
  else
    begin
      ds:=strtofloat(edit2.text);
      rs:=ds/2;
      de:=ds*strtofloat(edit1.text);
      re:=de/2;
      le:=ds*strtofloat(edit3.text);
      ls:=ds*strtofloat(edit4.text);
    end;

```

```

{separa entre o método 1 e o método 2}
if radiogroup2.ItemIndex=0 then
begin
  {ele separa se é para considerar o n. de Reynolds para calcular o "a" ou não}
  if reynolds1.Checked=false then
    begin
      aux:=strtofloat(edit5.text);
      if RadioGroup1.ItemIndex=0 then a:=3*aux/(4*Pi) else a:=aux/2;
    end
  else
    begin
      reynolds:=strtofloat(edit5.text);
      aux:=(reynolds*ds*Pi*0.000001)/(4);
      a:=3*aux/(4*Pi);
    end;
  montatxt;
end
else

```

```

begin
{ele separa se é para considerar o n. de Reynolds para calcular o "a" ou não}
{o "a" no modelo 2 é o fluxo}
if reynolds1.Checked=false then
begin
aux:=strtofloat(edit5.text);
if RadioGroup1.ItemIndex=0 then a:=aux;
end
else
begin
reynolds:=strtofloat(edit5.text);
aux:=(reynolds*ds*Pi*0.000001)/(4);
a:=aux;
end;
montatxt2;
end;

parte2.Form2.Memo1.Lines.Clear;
parte2.Form2.Memo1.Lines:=memo2.lines;
parte2.Form2.Memo1.Lines.AddStrings(memo1.Lines);
parte2.Form2.Show;
end;

procedure TForm1.montatxt;
var aux1,nd,b : integer;
ldiv,vr,r,z,d,velr,velz,teta1,rpg1 : double;
begin
memo1.Lines.Clear;

{Montagem das entradas}
nd:=SpinEdit1.value;

{Montagem do Grid de maneira a ter pelo menos uma face de célula por entrada}
memo1.lines.add('RSET(M,1,'+floattostr(nd)+'+',floattostr(round(nd*(1+((128/16)/de))))+''');
memo1.Lines.Add("");

{Montagem dos Patches que serão usados pelo INFORM}
memo1.Lines.Add('PATCH (ITLE ,NORTH ,1,1,NY-1,NY-1,1,NY,1,1)');
memo1.Lines.Add('PATCH (ITSU ,LOW ,1,1,1,NY-1,1,1,1)');
memo1.Lines.Add('PATCH (ITNO ,HIGH ,1,1,1,'+floattostr(round(nd*ds/de))+',NZ-1,NZ-1,1,1)');
memo1.Lines.Add("");

{Montagem das Linhas de Comando do INFORM}

memo1.Lines.Add(' inform19begin');
memo1.Lines.Add("");
memo1.lines.add('(MAKE YMU IS NY-1)');
memo1.lines.add('(MAKE ZMU IS NZ-1)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBLE IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBLE AT ITLE is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*V1*2*3.14159*'+floattostr(de/(2*nd))+'''+floattostr(nd-1)+'''+floattostr(le/nd)+'') with TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBSU IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBSU AT ITSU is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBNO IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBNO AT ITNO is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(initial zs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored zs at itno is ((zg+zg[&&+1])/2) with tstfin)');
memo1.Lines.add('(initial qs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored qs AT ITNO is SUM(RHO1*W1*AHIGH) WITH TSTFIN)');

```

```

memo1.Lines.add('(initial vs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored vs AT ITNO is (SUM(W1*AHIGH)'+floattostr(Pi*ds*ds/4)+' ) WITH TSTFIN)');
memo1.Lines.add('(inital ger is 0)');
memo1.Lines.add('(stored ger is ((TBLE[1,YMU,1]-
TBSU[1,1,1]+TBNO[1,1,ZMU])/(qs[1,1,ZMU]*vs[1,1,ZMU]*vs[1,1,ZMU]*0.5)) with tstfin)');
memo1.Lines.add('(inital k is 0)');
memo1.Lines.add('(stored k is (-ger-((64*(zs[1,1,ZMU]-'+floattostr(le)+')))/(''+floattostr(ds*ds)+'*vs[1,1,ZMU]*1e6)))
with tstfin)');
memo1.Lines.Add("");
memo1.Lines.Add(' inform19end');
memo1.Lines.Add("");

```

{Montagem do dominio}

```

memo1.Lines.add('>DOM, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(re)+' , '+fm(ls+le));
memo1.Lines.Add('>DOM, MONIT, 0.000000E+00, 0.000000E+00, '+fm(ls));
memo1.Lines.add('>DOM, SCALE, 1.000000E+00, 1.000000E+00, 1.000000E+00');
memo1.Lines.add('>DOM, SNAPSIZ, 1.000000E-02');
memo1.Lines.add('> GRID, RSET_Z_1, '+floattostr(nd)+' , 1.000000E+00');
rpg1:=exp( (128*ln(1.0224))/(nd*((128/16)/de)) );
memo1.Lines.Add('> GRID, RSET_Z_2, '+floattostr(round(nd*((128/16)/de)))+', '+fm(rpg1)+' ,G');
memo1.Lines.add("");

```

{Montagem da saida do fluido}

```

memo1.Lines.add('>OBJ, NAME, SAIDA');
memo1.Lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 0.000000E+00, '+fm(ls+le));
memo1.Lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(rs)+' , 0.000000');
memo1.Lines.add('>OBJ, CLIPART, polcubet');
memo1.Lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
memo1.Lines.add('>OBJ, TYPE, OUTLET');
memo1.Lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.Lines.add('>OBJ, COEFFICIENT, 1.000000E+12');
memo1.Lines.add("");

```

{Montagem do bloco}

```

memo1.Lines.add('>OBJ, NAME, BLOCO');
memo1.Lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm(rs)+' , '+fm(le));
memo1.Lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(re-rs)+' , '+fm(ls));
memo1.Lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu8');
memo1.Lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
memo1.Lines.add('>OBJ, TYPE, BLOCKAGE');
memo1.Lines.add('>OBJ, MATERIAL, 198');
memo1.Lines.add("");

```

{entradas na parte Sul}

ldiv:=re/nd;

{entradas localizadas no centro}

for b:=1 to nd do

begin

r:=((b-0.5)*ldiv);

z:= le;

d:= sqrt((r*r)+(z*z));

vr:= 2*a*(z*z)/(d*d*d*d);

teta1:= ArcTan(z/r);

velr:= -vr*cos(teta1) ;

velz:= vr*sin(teta1) ;

memo1.Lines.add('>OBJ, NAME, IN'+floattostr(b));

memo1.Lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm((b-1)*ldiv)+' , 0.000000E+00');

```

memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(ldiv)+' , 0.000000');
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu5t');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
if checkbox1.Checked=false then memo1.Lines.add('>OBJ, GRID, 2');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, INLET');
memo1.lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, '+fm(velr)+' , '+fm(velz));
memo1.Lines.Add(' vr: '+floattostr(vr));
memo1.lines.add("");
end;

```

```

{entradas localizadas na lateral(leste e oeste)}
ldiv:=le/nd;

```

```

for b:=1 to nd do
begin
r:=re;
z:=le-((b-0.5)*ldiv);
d:= sqrt( (r*r)+(z*z) );
vr:= 2*a*(z*z)/(d*d*d*d);

```

```

teta1:= ArcTan(z/r);
velr:= -vr*cos(teta1) ;
velz:= vr*sin(teta1) ;

```

```

memo1.lines.add('>OBJ, NAME, IN'+floattostr(nd+b));
memo1.lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm(r)+' , '+fm( (b-1)*ldiv ));
memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, '+fm(ldiv));
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu5t');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
if checkbox1.Checked=false then memo1.Lines.add('>OBJ, GRID, 2');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, INLET');
memo1.lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, '+fm(velr)+' , '+fm(velz));
memo1.Lines.Add(' vr: '+floattostr(vr));
memo1.Lines.add(' z: ' +floattostr(z));
memo1.lines.add("");
end;
memo1.Lines.add('STOP');

```

```

end;

```

```

{segundo modelo, com velocidade fixa}

```

```

procedure TForm1.montatxt2;
var aux1,nd,b : integer;
ldiv,vr,r,z,d,velr,velz,rpg1 : double;
begin
memo1.Lines.Clear;

```

```

{Montagem das entradas}
nd:=SpinEdit1.value;

```

```

{Montagem do Grid de maneira a ter pelo menos uma face de célula por entrada}
memo1.lines.add('RSET(M,1,'+floattostr(nd)+' ,'+floattostr(round(nd*(1+((128/16)/de))))+'');
memo1.Lines.Add("");

```

```

{Montagem dos Patches que serão usados pelo INFORM}
memo1.Lines.Add('PATCH (ITLE ,NORTH ,1,1,NY-1,NY-1,1,NY,1,1)');
memo1.Lines.Add('PATCH (ITSU ,LOW ,1,1,1,NY-1,1,1,1)');
memo1.Lines.Add('PATCH (ITNO ,HIGH ,1,1,1,'+floattostr(round(nd*ds/de))+' ,NZ-1,NZ-1,1,1)');
memo1.Lines.Add("");

```

{Montagem das Linhas de Comando do INFORM}

```
memo1.Lines.Add(' inform19begin');
memo1.Lines.Add("");
memo1.lines.add('(MAKE YMU IS NY-1)');
memo1.lines.add('(MAKE ZMU IS NZ-1)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBLE IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBLE AT ITLE is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) +
(P1/RHO1))*RHO1*V1*2*3.14159**+floattostr(de/(2*nd))+**'+floattostr(nd-1)+'**'+floattostr(le/nd)+' with TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBSU IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBSU AT ITSU is SUM((((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with
TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(INITIAL TBNO IS 0)');
memo1.Lines.Add('(STORED TBNO AT ITNO is SUM((((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with
TSTFIN)');
memo1.Lines.Add('(initial zs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored zs at itno is ((zg+zg[&&+1])/2) with tstfin)');
memo1.Lines.Add('(initial qs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored qs AT ITNO is SUM(RHO1*W1*AHIGH) WITH TSTFIN)');
memo1.Lines.add('(initial vs is 0)');
memo1.Lines.add('(stored vs AT ITNO is (SUM(W1*AHIGH)'+floattostr(Pi*ds*ds/4)+' with TSTFIN)');
memo1.Lines.add('(inital ger is 0)');
memo1.Lines.add('(stored ger is ((TBLE[1, YMU, 1]-
TBSU[1, 1, 1]+TBNO[1, 1, ZMU])/qs[1, 1, ZMU]*vs[1, 1, ZMU]*vs[1, 1, ZMU]*0.5) with tstfin)');
memo1.Lines.add('(inital k is 0)');
memo1.Lines.add('(stored k is (-ger-((64*(zs[1, 1, ZMU]-'+floattostr(le)+')))/(''+floattostr(ds*ds)+'*vs[1, 1, ZMU]*1e6)))
with tstfin)');
memo1.Lines.Add("");
memo1.Lines.Add(' inform19end');
memo1.Lines.Add("");
```

{Montagem do dominio}

```
memo1.lines.add('>DOM, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(re)+' , '+fm(ls+le));
memo1.Lines.Add('>DOM, MONIT, 0.000000E+00, 0.000000E+00, '+fm(ls));
memo1.lines.add('>DOM, SCALE, 1.000000E+00, 1.000000E+00, 1.000000E+00');
memo1.lines.add('>DOM, SNAPSIZ, 1.000000E-02');
memo1.Lines.add('> GRID, RSET_Z_1, '+floattostr(nd)+' , 1.000000E+00');
rpg1:=exp( (128*ln(1.0224))/(nd*((128/16)/de)) );
memo1.Lines.Add('> GRID, RSET_Z_2, '+floattostr(round(nd*((128/16)/de)))+', '+fm(rpg1)+' , G');
memo1.lines.add("");
```

{Montagem da saida do fluido}

```
memo1.lines.add('>OBJ, NAME, SAIDA');
memo1.lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 0.000000E+00, '+fm(ls+le));
memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(rs)+' , 0.000000');
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcubet');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, OUTLET');
memo1.lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, COEFFICIENT, 1.000000E+12');
memo1.lines.add("");
```

{Montagem do bloco}

```
memo1.lines.add('>OBJ, NAME, BLOCO');
memo1.lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm(rs)+' , '+fm(le));
memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(re-rs)+' , '+fm(ls));
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu8');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, BLOCKAGE');
memo1.lines.add('>OBJ, MATERIAL, 198');
```

```

memo1.lines.add("");

{Montagem das entradas}
nd:=SpinEdit1.value;

{entradas na parte Sul}
ldiv:=re/nd;

for b:=1 to nd do
begin
r:=(b-0.5)*ldiv;
z:= le;
{d é a distância entre o ponto e o centro}
d:= sqrt( (r*r)+(z*z) );
vr:= a/(2*Pi*d*d);
velr:= -( r/d)*vr );
velz:= (z/d)*vr ;

memo1.lines.add('>OBJ, NAME, IN'+floattostr(b));
memo1.lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm((b-1)*ldiv )+', 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, '+fm(ldiv)+', 0.000000');
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu5t');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
if checkbox1.Checked=false then memo1.Lines.add('>OBJ, GRID, 2');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, INLET');
memo1.lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, '+fm(velr)+', '+fm(velz));
memo1.Lines.Add(' vr: '+floattostr(vr));
memo1.lines.add("");
end;

{entradas localizadas na lateral(leste e oeste)}
ldiv:=le/nd;

for b:=1 to nd do
begin
r:=re;
z:=le-((b-0.5)*ldiv);
{d é a distância entre o ponto e o centro}
d:= sqrt( (r*r)+(z*z) );
vr:= a/(2*Pi*d*d);
velr:= -( r/d)*vr );
velz:= (z/d)*vr ;

memo1.lines.add('>OBJ, NAME, IN'+floattostr(nd+b));
memo1.lines.add('>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, '+fm(r)+', '+fm( (b-1)*ldiv ) );
memo1.lines.add('>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, '+fm(ldiv));
memo1.lines.add('>OBJ, CLIPART, polcu5t');
memo1.lines.add('>OBJ, ROTATION24, 1');
if checkbox1.Checked=false then memo1.Lines.add('>OBJ, GRID, 2');
memo1.lines.add('>OBJ, TYPE, INLET');
memo1.lines.add('>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00');
memo1.lines.add('>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, '+fm(velr)+', '+fm(velz));
memo1.Lines.Add(' vr: '+floattostr(vr));
memo1.lines.add("");
end;
memo1.Lines.add('STOP');

end;

procedure TForm1.Sair1Click(Sender: TObject);

```

```

begin
  form1.Close;
end;

procedure TForm1.Reynolds1Click(Sender: TObject);
begin
  if Reynolds1.Checked=false then
  begin
    reynolds1.Checked:=true;
    radiogroup1.Visible:=false;
    label5.Caption:='Reynolds';
    edit5.Hint:='Número de Reynolds no Tubo de Saida,  $Re=(\rho * V * D) / \mu$ '
  end
  else
  begin
    reynolds1.Checked:=false;
    radiogroup1.Visible:=true;
    RadioGroup1Click(Sender);
  end;
end;

procedure TForm1.Adimensional1Click(Sender: TObject);
begin
  if adimensional1.Checked=false then
  begin
    adimensional1.Checked:=true;
    edit1.Hint:='Valor adimensional de "de", referenciado a "ds"';
    edit3.Hint:='Valor adimensional de "le", referenciado a "ds"';
    edit4.Hint:='Valor adimensional de "ls", referenciado a "ds"';
  end
  else
  begin
    adimensional1.Checked:=false;
    edit1.Hint:='medida em metros';
    edit3.Hint:='medida em metros';
    edit4.Hint:='medida em metros';
  end;
end;

procedure TForm1.RadioGroup2Click(Sender: TObject);
begin
  if radiogroup2.ItemIndex=1 then
  begin
    radiogroup1.ItemIndex:=0;
    radiogroup1click(sender);
  end;
end;

end.

```

Apêndice B

Listagem de um arquivo Q1 exemplo obito através do programa em Delphi.

TALK=T;RUN(1, 1)

```
*****
Q1 created by VDI menu, Version 3.5, Date 08/10/02
CPVNAM=VDI;SPPNAM=Core
*****
IRUNN = 1 ;LIBREF = 0
*****
Group 1. Run Title
TEXT(TUBO1 )
*****
Group 2. Transience
STEADY = T
*****
Groups 3, 4, 5 Grid Information
* Overall number of cells, RSET(M,NX,NY,NZ,tolerance)
* Cylindrical-polar grid
CARTES=F
*****
Group 6. Body-Fitted coordinates
*****
Group 7. Variables: STOREd,SOLVEd,NAMED
ONEPHS = T
* Solved variables list
SOLVE(P1 ,V1 ,W1 )
* Additional solver options
SOLUTN(P1 ,Y,Y,Y,N,N,Y)
*****
Group 8. Terms & Devices
*****
Group 9. Properties
PRESS0 = 1.000000E+05 ;TEMP0 = 2.730000E+02
SETPRPS(1, 67)
RHO1 = 1.000000E+03
ENUL = 1.000000E-06
ENUT = 0.000000E+00
DVO1DT = 3.410000E-03
*****
Group 10. Inter-Phase Transfer Processes
*****
Group 11. Initialise Var/Porosity Fields
No PATCHes used for this Group

INIADD = F
*****
Group 12. Convection and diffusion adjustments
No PATCHes used for this Group
*****
Group 13. Boundary & Special Sources
No PATCHes used for this Group

EGWF = T
*****
Group 14. Downstream Pressure For PARAB
*****
Group 15. Terminate Sweeps
LSWEEP = 3000
RESFAC = 1.000000E-03
*****
Group 16. Terminate Iterations
*****
```

```

Group 17. Relaxation
RELAX(P1 ,LINRLX, 1.000000E+00)
RELAX(V1 ,FALSDT, 1.000000E+02)
RELAX(W1 ,FALSDT, 1.000000E+02)
*****

Group 18. Limits
VARMAX(V1 ) = 1.000000E+06 ;VARMIN(V1 ) = -1.000000E+06
VARMAX(W1 ) = 1.000000E+06 ;VARMIN(W1 ) = -1.000000E+06
*****

Group 19. EARTH Calls To GROUND Station
USEGRD = T ;USEGRX = T
ASAP = T
*****

Group 20. Preliminary Printout
ECHO = T
*****

Group 21. Print-out of Variables
*****

Group 22. Monitor Print-Out
IXMON = 1 ;YMON = 23 ;IZMON = 14
NPRMON = 100000
NPRMNT = 1
TSTSWP = -1
*****

Group 23. Field Print-Out & Plot Control
NPRINT = 100000
ISWPRF = 1 ;ISWPRL = 100000
No PATCHes used for this Group
*****

Group 24. Dumps For Restarts

GVIEW(P,-9.914582E-01,-1.304237E-01,0.000000E+00)
GVIEW(UP,0.000000E+00,0.000000E+00,1.000000E+00)
RSET(M,1,10,12)

PATCH (ITLE ,NORTH ,1,1,NY-1,NY-1,1,NY,1,1)
PATCH (ITSU ,LOW ,1,1,1,NY-1,1,1,1,1)
PATCH (ITNO ,HIGH ,1,1,1,2,NZ-1,NZ-1,1,1)

inform19begin

(MAKE YMU IS NY-1)
(MAKE ZMU IS NZ-1)
(INITIAL TBLE IS 0)
(STORED TBLE AT ITLE is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*V1^2*3.14159*1*9*1) with TSTFIN)
(INITIAL TBSU IS 0)
(STORED TBSU AT ITSU is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with TSTFIN)
(INITIAL TBNO IS 0)
(STORED TBNO AT ITNO is SUM( (((v1^2 + W1^2)/2) + (P1/RHO1))*RHO1*W1*AHIGH ) with TSTFIN)
(initial zs is 0)
(stored zs at itno is ((zg+zg[&&+1])/2) with tstfin)
(initial qs is 0)
(stored qs AT ITNO is SUM(RHO1*W1*AHIGH) WITH TSTFIN)
(initial vs is 0)
(stored vs AT ITNO is (SUM(W1*AHIGH)/12.5663706143592) WITH TSTFIN)
(initial ger is 0)
(stored ger is ((TBLE[1, YMU, 1]-TBSU[1, 1, 1]+TBNO[1, 1, ZMU])/(qs[1, 1, ZMU]*vs[1, 1, ZMU]*vs[1, 1, ZMU]*0.5)) with
tstfin)
(initial k is 0)
(stored k is (-ger-((64*(zs[1, 1, ZMU]-10))/(16*vs[1, 1, ZMU]*1e6))) with tstfin)

inform19end

```

>DOM, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+1, 1.800000E+1
>DOM, MONIT, 0.000000E+00, 0.000000E+00, 8.000000E+0
>DOM, SCALE, 1.000000E+00, 1.000000E+00, 1.000000E+00
>DOM, SNAPSIZE, 1.000000E-02
> GRID, RSET_Z_1,10, 1.000000E+00
> GRID, RSET_Z_2,2, 1.000000E+0,G

>OBJ, NAME, SAIDA
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 0.000000E+00, 1.800000E+1
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 2.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcubet
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, TYPE, OUTLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, COEFFICIENT, 1.000000E+12

>OBJ, NAME, BLOCO
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 2.000000E+0, 1.000000E+1
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 8.000000E+0, 8.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu8
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, TYPE, BLOCKAGE
>OBJ, MATERIAL, 198

>OBJ, NAME, IN1
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 0.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -3.726665E-9, 7.453329E-8
vr: 7.46264015771046E-8

>OBJ, NAME, IN2
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.064129E-8, 7.094193E-8
vr: 7.17355826423802E-8

>OBJ, NAME, IN3
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 2.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.611309E-8, 6.445237E-8
vr: 6.64359861591696E-8

>OBJ, NAME, IN4
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 3.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t

>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.966362E-8, 5.618177E-8
vr: 5.95235142682824E-8

>OBJ, NAME, IN5
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 4.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -2.128438E-8, 4.729863E-8
vr: 5.18669957339396E-8

>OBJ, NAME, IN6
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 5.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -2.130491E-8, 3.873619E-8
vr: 4.42085020317491E-8

>OBJ, NAME, IN7
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 6.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -2.019965E-8, 3.107639E-8
vr: 3.70643777354283E-8

>OBJ, NAME, IN8
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 7.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.843200E-8, 2.457600E-8
vr: 3.072E-8

>OBJ, NAME, IN9
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 8.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.637126E-8, 1.926031E-8
vr: 2.52780053968542E-8

>OBJ, NAME, IN10
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 9.000000E+0, 0.000000E+00
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 1.000000E+0, 0.000000
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.427162E-8, 1.502276E-8
vr: 2.07210582935172E-8

>OBJ, NAME, IN11
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 0.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.355804E-8, 1.288014E-8
vr: 1.87007551098993E-8
z: 9.5

>OBJ, NAME, IN12
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 1.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.391557E-8, 1.182824E-8
vr: 1.82633588992271E-8
z: 8.5

>OBJ, NAME, IN13
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 2.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.382400E-8, 1.036800E-8
vr: 1.728E-8
z: 7.5

>OBJ, NAME, IN14
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 3.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.312978E-8, 8.534354E-9
vr: 1.56596995932185E-8
z: 6.5

>OBJ, NAME, IN15
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 4.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0

>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.171770E-8, 6.444734E-9
vr: 1.33730718646041E-8
z: 5.5

>OBJ, NAME, IN16
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 5.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -9.577972E-9, 4.310088E-9
vr: 1.05030666361228E-8
z: 4.5

>OBJ, NAME, IN17
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 6.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -6.882266E-9, 2.408793E-9
vr: 7.29163049786459E-9
z: 3.5

>OBJ, NAME, IN18
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 7.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -4.028273E-9, 1.007068E-9
vr: 4.1522491349481E-9
z: 2.5

>OBJ, NAME, IN19
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 8.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1
>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.596193E-9, 2.394290E-10
vr: 1.61405060945355E-9
z: 1.5

>OBJ, NAME, IN20
>OBJ, POSITION, 0.000000E+00, 1.000000E+1, 9.000000E+0
>OBJ, SIZE, 6.280000E+00, 0.000000, 1.000000E+0
>OBJ, CLIPART, polcu5t
>OBJ, ROTATION24, 1

>OBJ, GRID, 2
>OBJ, TYPE, INLET
>OBJ, PRESSURE, 0.000000E+00
>OBJ, VELOCITY, 0.000000E+00, -1.863332E-10, 9.316662E-12
vr: 1.86566003942762E-10
z: 0.5

STOP