UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

PERDA DE CARGA PROVOCADA POR ENGATE RÁPIDO EM TUBULAÇÕES DE AÇO ZINCADO

Autora: Tânia Regina Inácio Rodrigues

Campinas

1998

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

	Rodrigues, Tânia Regina Inácio
R618p	Perda de carga provocada por engate rápido em tubulações de aço zincado. / Tânia Regina Inácio Rodrigues.--Campinas, SP: [s.n.], 1998.
	Orientador: Ana Inés Borri Genovez.
	Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil.
	1. Tubulações. 2. Aço galvanizado. 3. Irrigação por aspersores. 4. Acoplamentos. I. Genovez, Ana Inés Borri. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

PERDA DE CARGA PROVOCADA POR ENGATE RÁPIDO EM TUBULAÇÕES DE AÇO ZINCADO

Autora: Tânia Regina Inácio Rodrigues
Orientadora: Prof.a Dr.a Ana Inés Borri Genovez

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Civil da UNICAMP, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil. **Área de concentração** em Recursos Hídricos

Campinas
1998

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

PERDA DE CARGA PROVOCADA POR ENGATE RÁPIDO EM TUBULAÇÕES DE AÇO ZINCADO

Autora: Tânia Regina Inácio Rodrigues

Dissertação de Mestrado aprovada pela banca examinadora constituída por:

Prof.a Dr.a Ana Inés Borri Genovez
Presidente e Orientadora- UNICAMP

Prof. Dr. Júlio Satto
FEAGRI – UNICAMP

Prof. Dr. Evaldo Miranda Coiado
FEC – UNICAMP

CAMPINAS
1998

Aos meus pais,
Antônio e Iracema

OFEREÇO

Ao meu esposo Ricardo Antonio, aos meus filhos Renan Augusto, Renata Alessandra, Ruan Alessandro e Lucca Alexsânder.

DEDICO

AGRADECIMENTOS

A "DEUS" pela minha existência.

À minha "FAMÍLIA" que em todos momentos foram tolerantes e compreensivos.

À minha sogra Jeanette por ter me acolhido e apoiado em todos os momentos.

À Prof.a Dr.a Ana Inés Borri Genovez, como reconhecimento de sua orientação sincera e objetiva.

Às empresas: IRRIGA BEM (PENÁPOLIS-SP), ASPERBRÁS (PENÁPOLIS-SP) e KREBSFER S/A (VALINHOS-SP), que forneceram os tubos de aço zincado com engate rápido utilizados em sistemas de irrigação.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo apoio financeiro, contribuindo para realização desta pesquisa.

Ao Prof. Dr. Evaldo Miranda Coiado, pelas sugestões e apreciações feitas e pelo interesse demonstrado no transcurso de todo o experimento.

Ao Prof. Flávio de Oliveira Costa, pela solidariedade, amizade e apoio nos momentos difícieis.

Aos técnicos Carlos, Marcelo, Tiago e Roney do Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos que me ajudaram na montagem do banco de ensaio.

Aos funcionários Paulerman, Benigna, Rosângela , Carlos , Ivaldo, Dulcinéia, Airton, Tânia, Wagner, Márcio e Edmilson por toda a atenção recebida.

Aos colegas Fernando Sérgio Amaral Coelho, Marcelo Silva Rocha, Naylson Moreira Maciel, Lars Bekel, Sebastião Carlos e Raimundo Sérgio Soares pelos esclarecimentos e idéias fornecidas no decorrer da digitação deste.

A todos os docentes, funcionários e colegas do curso de pós-graduação que ajudaram direta ou indiretamente com idéias e principalmente companherismo.

Às amigas Márcia, Rita, Tereza, Angela, Sílvia, Renatinha, Cássia e Elcy pelo apoio e carinho recebido.

Aos amigos de Ilha Solteira- SP pelo estímulo e apoio recebidos.

Aos funcionários da BAE - Biblioteca da Área da Engenharia, pelo Auxílio durante a fase de levantamento bibliográfico.

Ao Prof. Dr. João Batista Aparecido por ter acreditado em mim nos momentos difícieis de minha vida profissional.

Finalmente, ao Prof. Dr. Laurence Duarte Colvara e Prof. Dr. Orivaldo Arf pelo apoio e estímulo dados para a conclusão deste.

"Na ciência, existem questões ingênuas e questões apresentadas de modo inadequado. Mas cada questão é um grito para entender o mundo. Não existe pergunta estúpida".

(Carl Sagan)

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FOTOS

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

A seguir serão apresentados os símbolos e abreviaturas utilizados neste trabalho:

A	Área da seção molhada (m^2)
A	Relação adimensional da EQUAÇÃO (2.40)
A	Constante das EQUAÇÕES (2.55),(2.59),(2.62), (2.64), (2.65) e (2.67)
a	Constante das EQUAÇÕES (2.29), (2.30), (2.43) e (2.63)
B	Constante das EQUAÇÕES (2.55), (2.62), (2.64), (2.65) e (2.67)
b	Coeficiente da EQUAÇÃO (2.14)
b	Constante das EQUAÇÕES (2.29), (2.51) e (2.63)
C	Constante da EQUAÇÃO (2.64)
c	Constante das EQUAÇÃO (251) e (2.63)
D	Diâmetro (m)
D_h	Diâmetro hidraúlico (m)
dG/G	Erro relativo do resultado final da grandeza física G= G(x, y, z, ...)
$d\nabla$	Variação de volume
dx/x	Erro relativo da grandeza x
dy/y	Erro relativo da grandeza Z
dz/z	Erro relativo da grandeza z
E	Função adimensional da EQUAÇÃO (2.68)
f	Coeficiente de atrito ou fator de atrito (adimensional)
f_L	Fator de atrito do escoamento laminar
f_T	Fator de atrito do escoamento turbulento
f_{tb}	Fator de atrito para Re= 1,0 x 10^5 (adimensional)
G	Função adimensional da EQUAÇÃO (2.68)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)

H	Carga total (m)
h	Altura da tubulação entre as placas de acrílico (m)
hf	Perda de carga total (m)
hf_{c_i}	Perda de carga contínua ou distribuída no trecho (m)
hf_{l_i}	Perda de carga localizada no trecho (m)
J	Perda de carga unitária (m/m)
K	Coeficiente. de perda de carga localizada (m)
K	Constante da EQUAÇÃO (2.63)
k	Rugosidade absoluta da tubulação (m)
k/D	Rugosidade relativa (m/m)
L	Comprimento da tubulação (m)
L_{eq}	Comprimento equivalente (m)
m	Coeficiente angular da reta
N	Propriedade extensiva arbitrária do sistema
N	Cota geométrica da superfície livre (m)
n	Comprimento virtual em número de diâmetros (m)
n	Constante da EQUAÇÃO ((2.29), (2.30), (2.51) e (2.61)
P(L)	Probabilidade de escoamento laminar
P(T)	Probabilidade de escoamento turbulento
p_i	Pressão medida no piezômetro *"i"* (kg/m^2), (kg/cm^2)
Q	Vazão (m^3/s), (l/s)
R	Raio do conduto (m)
R_H	Raio hidraúlico (m)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
Re_{cr}	Número de Reynolds crítico (adimensional)
S	Seção do conduto (m)
V	Velocidade média da seção (m/s)
v	Volume do fluido (m^3)
X	Perímetro molhado do conduto (m)
X	Constante da EQUAÇÃO (2.58)
x	Coordenada cartesiana
Y	Fator de intermitência

Y	Constante da EQUAÇÃO (2.56)
y_i	Cota piezométrica (m.c.a.)
y	Coordenada cartesiana
Z	Constante da EQUAÇÃO (2.56)
Z	Uma variável da EQUAÇÃO (2.76)
$z_i = h$	Cota geométrica (m)
z	Coordenada cartesiana
α	Ângulo
δ	Espessura da subcamada laminar (m)
γ	Peso específico (kgf/m^3)
η	Propriedade intensiva correspondente a "N"
λ	Fator de atrito da equação de Darcy-Weisbach (adimensional)
μ	Viscosidade dinâmica do líquido (kg/m.s)
υ	Viscosidade cinemática do líquido (m^2/s)$\Rightarrow$ sendo $\upsilon_{água}$= 1,01 x 10^{-6} m^2/s à 20^{0}C
π	Constante igual a 3,141592 (adimensional)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
σ	Desvio médio
$\varphi(V)$	Função da velocidade
ΔH	Perda de carga medida no Venturi (mm de água)
ΔM	Variação de massa no interior do volume de controle
α, β, γ	Fatores empíricos
$\sum F_x$	Somatória das forças no eixo x
C-W	Colebrook White
D-W	Darcy-Weisbach
H-W	Hazen Willians

RESUMO

RODRIGUES, T. R. I. **Perda de carga provocada por engate rápido em tubulações de aço zincado.** Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas, 1998. 143pp. Dissertação (Mestrado)

Amplamente utilizados em conjuntos portáteis de irrigação, os tubos de aço zincado com engate rápido proporcionam facilidade na operação e manuseio destes sistemas. Uma dificuldade frenquentemente encontrada pelos projetistas para o dimensionamento hidráulico dessas tubulações, refere-se a avaliação da perda de carga provocada pelo engate, por não dispor do valor do coeficiente de perda de carga. O presente estudo tem como objetivo determinar os coeficientes de perda de carga *"K"*, para as condições dos tubos existentes no mercado nacional. Um estudo experimental foi conduzido no Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos da Faculdade de Engenharia Civil (FEC) da Universidade Estadual de Campinas, considerando tubos em aço zincado com engate rápido de diâmetros entre 0,050 a 0,150 m de três fabricantes diferentes. Como resultado desta pesquisa foram determinados valores dos coeficientes variando de 0,780 a 0,088 influenciados pelo diâmetro da tubulação e o fabricante, que serão portanto indicados para os projetistas deste sistema.

Palavras chave: Tubulações, aço zincado (galvanizado), irrigação por aspersão, engate rápido e perda de carga.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

A irrigação é o fornecimento artificial de água para as plantas, na quantidade certa e no momento certo, visando garantir o aumento e/ou melhoria da produção.

A irrigação existe há milênios de anos e tudo começou por uma questão de sobrevivência. Saindo de um meio de vida nômade, o homem passou a fixar-se à terra, aprendendo a tirar dela a sua subsistência através do plantio, desenvolvendo a irrigação a fim de garantir a colheita. Nas terras onde hoje está o Egito, tudo era deserto, apenas uma pequena faixa de terra servia para produzir alimentos. No meio do deserto corria o Rio Nilo, e graças às águas utilizadas para irrigar culturas, ali floresceu uma das mais importantes civilizações. Daí por diante, em outras partes do mundo, desenvolveu-se a técnica de irrigar, e grandes obras de irrigação e drenagem com canais e aquedutos surgiram em países como a China, a Turquia, o Irã, os Estados Unidos, Israel, entre outros.

Conforme DAKER (1984), com crescimento demográfico contínuo, o homem se viu diante da necessidade de usar os recursos da irrigação, não só para completar as chuvas nas regiões úmidas, como também tornarem produtivas as zonas áridas e semi-áridas que constituem cerca de 55% da área total do globo terrestre. Entretanto, sabe-se que os sistemas de irrigação nas regiões úmidas diferem daqueles nas zonas áridas e semi-áridas, porém é certo que ambos têm em comum um importante impacto no desenvolvimento da agricultura. Em regiões áridas e semi-áridas de países em desenvolvimento, bem como em regiões de clima mediterrâneo, estima-se que a área abrangida por irrigação chegue a 70 milhões de hectares, o que representa aproximadamente 5% do total de área irrigada no mundo. Segundo ainda este mesmo autor, em 1800, havia no mundo aproximadamente 8 milhões de hectares de área irrigada, passando para 40 milhões em 1900, para 100 milhões em 1950 e 200 milhões em 1970.

TSUTSUI (1992) cita que a área bruta irrigada alcançou 253 milhões de hectares em 1986. Nessa época, a expectativa de crescimento de áreas irrigadas, segundo a Organização para Alimentação e Agricultura (FAO), era a de se atingir, em 1990, 273 milhões de hectares. Atualmente estima-se que 17% da área cultivada no mundo é irrigada, contribuindo com um terço da produção total de alimentos (ALMEIDA, 1995).

Os diferentes métodos de irrigação desenvolveram-se em épocas em que se acreditava, que os recursos hídricos disponíveis eram plenamente satisfatórios, em função dos recursos energéticos serem considerados de baixo custo. Assim, não se envidaram esforços para aumentar a eficiência de utilização de água e de energia disponíveis.

No passado, a irrigação era praticada por tentativa e erro. Para evitar os erros do passado, o homem foi estudando o clima, o solo, a planta e a água, chegando à conclusão de que a implantação de um sistema de irrigação bem sucedido exige a combinação criteriosa dos conhecimentos acumulados em muitos campos profissionais, incluindo a engenharia, a ciência da água, solo e planta, a economia e outras ciências sociais. De acordo com SCALOPPI e COLOMBO (1988), foi nesta integração de conhecimentos que surgiram as expressivas inovações e técnicas para os diferentes métodos de irrigar a terra, umas mais simples, outras mais sofisticadas, capazes de assegurar níveis de desempenho cada vez mais elevados dos sistemas nas mais diferentes e adversas condições.

Segundo VIEIRA, GENOVEZ e ALMEIDA (1993), com o crescimento das áreas irrigadas e com os novos equipamentos lançados pelas indústrias, as técnicas de irrigação tiveram um grande desenvolvimento. Todavia, sabe-se que muitos dos sistemas de irrigação estão em condições irregulares, sofrendo a falta de manutenção e a falta de pessoal especializado, necessitando, a maioria deles, de aperfeiçoamento para se equiparar ao ambiente sócio econômico atual. Uma vez constatada essa precariedade dos sistemas de irrigação, muitos países têm alterado as prioridades para melhorar o uso das terras irrigadas.

TSUTSUI (1995) cita que houve uma desaceleração nos investimentos em irrigação, com um declínio de 3% por ano no período de 1970 a 1979, para um crescimento de 1% ao ano de 1980 a 1990. Em termos mundiais, muitos dos investimentos feitos pelas agências financiadoras envolvem mais a reabilitação e a manutenção do que a expansão de equipamentos para irrigação.

A falta de tradição em irrigação no Brasil deve-se à ausência de um clima completamente árido e zonas facilmente irrigáveis, pois na região mais seca, o Polígono das Secas no nordeste brasileiro, os agricultores sempre contam com as chuvas que, apesar de irregulares, lhes permitem algumas colheitas.

PEREIRA, SILVA e ARAÚJO (1992) ressaltam que a irrigação no Brasil atinge somente 5% das terras potencialmente irrigáveis. Isto ocorre principalmente devido ao baixo poder aquisitivo de agricultores, especialmente os pequenos, que ocupam áreas menores do que 50 ha e que alcançam 80% do total das propriedades agrícolas nacionais.

1.2 Racionalização do uso da água

A iminência da escassez de água em condições de uso tornou-se uma preocupação geral entre as nações. É importante ressaltar que os conflitos gerados no Oriente médio e na Ásia podem se generalizar se não houver uma mobilização geral entre os governos, empresas e pessoas do mundo inteiro.

Mesmo no Brasil com sua natureza pródiga, fala-se em lei das águas, que tende a se preocupar com os mananciais de água de qualidade crescentemente ameaçada. Com a lei das águas o líquido que é considerado cada vez mais escasso passará a ser cobrado até na captação. A tendência do governo é tentar, com ações políticas de vários segmentos da sociedade, fazer com que realmente as normas relacionadas ao uso da água sejam desenvolvidas no seu conteúdo a favor da coletividade.

Apesar desta medida chegar ao Brasil com um atraso de 30 anos em relação a países com legislação avançada nesta área, acredita-se que haverá alguns efeitos imediatos entre a população. A exemplo disso, podemos citar os agricultores que utilizam sistemas de irrigação que consomem água em grande escala. Estes apressam os investimentos em sistemas que garantem maior economia com água e consequentemente com energia, garantindo a sua maior rentabilidade.

Na agricultura o uso das águas para irrigação e atividades decorrentes, por pessoas físicas ou jurídicas, dependerá da prévia concessão ou autorização. As concessões e autorizações estão sujeitas ao cumprimento das seguintes condições: observância das prioridades de uso da água asseguradas pela legislação em vigor; comprovação de que o uso da água não causará poluição ou desperdício dos recursos naturais.

A cada dia aumenta a conscientização do agricultor brasileiro, na busca nem sempre fácil do chamado precioso líquido, ao capturar sua fonte deve usá-la com sabedoria, especialmente quando se destina a irrigação.

No Brasil o índice de desperdício da água é estimado em cerca de 40%. As medidas até agora tomadas tem apenas o efeito de evitar o agravamento do problema, desestimulando o uso indiscriminado.

Com as previsões que assombram o mundo sobre a escassez da água e o alto custo de energia, vários setores da sociedade estão se mobilizando em busca de soluções viáveis e eficazes que possam solucionar ou contornar este problema.

A sociedade científica voltada para a agricultura irrigada, procura, através de pesquisas, que os diferentes sistemas de irrigação lançados no mercado, tenham maior lucratividade em sua implantação, criando assim uma maior competitividade entre eles.

Deste modo, na escolha do sistema de irrigação mais conveniente e adequado, é necessário um rigoroso planejamento, incluindo todos os aspectos referentes à localização geográfica, topografia, recursos hídricos, dados meteorológicos, características do solo, cultura a ser irrigada, dimensionamento do sistema de irrigação, análise econômica, manejo da água e disponibilidade de água.

1.3 Irrigação por aspersão

Dos principais sistemas de irrigação (por superfície, por aspersão e localizada), a irrigação por aspersão caracteriza-se pela aplicação de água no solo em forma de chuva artificial, através de fracionamento do jato de água em estruturas denominadas bocais de aspersores ou tubos perfurados. A água é conduzida e aplicada às áreas, por meio de equipamentos, normalmente compreendendo motor bomba, tubulações, aspersores e peças acessórias, das mais diversas capacidades e de diferentes características de fabricação. De acordo com VIEIRA (1989) este método, mantendo o mesmo princípio de aplicação dividi-se nos seguintes tipos: aspersão convencional; montagem direta; lateral rolante; autopropelido; pivô central. Fatores importantes para o sucesso deste método são: em primeiro lugar, o dimensionamento correto e, em segundo, o manejo eficiente do sistema projetado.

Este método foi implantado no início do século na Europa e nos Estados Unidos. Sua evolução tomou certo impulso após a década de 1930, quando surgiram os tubos leves de aço, providos de juntas de engate rápido, permitindo o uso de conjunto portátil de irrigação.

No Brasil, ele surgiu por volta de 1950, tendo se desenvolvido inicialmente para as lavouras de café em São Paulo e, ultimamente, para várias outras culturas. Com o incentivo de programas governamentais este método apresentou um crescimento histórico a partir da década de 1980. No contexto atual, podemos considerá-lo de grande relevância para a agricultura nacional, cobrindo um grande percentual de terras irrigadas no sudeste e nordeste brasileiro. Ele é o que melhor adapta-se para a maioria das culturas e para praticamente todos os tipos de solo irrigáveis. A flexibilidade do equipamento de aspersão e a sua eficiência no controle de aplicação de água fazem este método exequível na maioria das condições topográficas encontradas, sujeitando-se tão somente às limitações de capacidade de uso da terra e de custo. As restrições de uso deste, podem ser somente em regiões de temperatura elevada ou ventos fortes, apresentando dificuldades de aplicação de água uniformemente e/ou onde a água de irrigação contenha grandes quantidades de sais dissolvidos.

Devido ao alto custo inicial na aquisição dos equipamentos, este método mostra-se viável de aplicação em produções agrícolas de larga escala.

O bom desempenho dos equipamentos que compõem o sistema é uma preocupação constante. Até há pouco os equipamentos eram importados, mas hoje já são fabricados no país, por um grande número de empresas.

Com informações precisas sobre as perdas de energia inerentes a esses equipamentos, o projetista tem condições de minimizar os custos dos projetos, escolhendo uma tubulação mais adequada e um conjunto motor bomba mais eficiente.

1.4 Objetivos

Um sistema de irrigação por aspersão convencional é composto de tubulações e peças especiais. As tubulações são compostas por um grande número de tubos, estes são fabricados com engate do tipo ponta/bolsa especial denominado de engate rápido. A determinação da perda de carga localizada no engate rápido é de suma importância no dimensionamento hidráulico deste sistema.

Observa-se nos manuais de hidráulica que para peças especiais empregadas nas instalações hidráulicas comuns existem coeficientes para o cálculo de perda de carga localizada. Por outro lado, para peças especiais como o engate rápido, existentes em tubulações de irrigação por aspersão, pouco é encontrado na literatura. Isto se deve, em grande parte, ao fato de que estes tubos e peças especiais tem sido muito pouco estudados para as condições brasileiras de fabricação.

Normalmente no dimensionamento hidráulico de instalações de irrigação por aspersão convencional , os efeitos dos engates rápidos são totalmente desprezados ou são levados em consideração adicionando-se no final do projeto uma perda adicional, o que, na maioria das vezes pode não ser o valor real.

Numa agricultura irrigada mais racional tal procedimento é inaceitável, conforme foi dito anteriormente com as previsões que assombram o mundo sobre a escassez de água, elevação do custo de energia e a tendência dos consumidores de exigir a certificação dos parâmetros de desempenho dos sistemas, torna-se evidente a necessidade de dados sobre a perda de carga nos engates, pois através da racionalização do projeto será possível minimizar os custos na aquisição de um conjunto motor bomba de menor potência, o que se traduzirá em economia.

Esse trabalho tem como objetivo determinar experimentalmente o coeficiente de perda de carga devido ao engate.

1.5 Ordenação do trabalho

No CAPÍTULO 1 é feita a introdução apresentando um breve histórico sobre a irrigação e seu desenvolvimento, racionalização do uso da água , a irrigação por aspersão e os objetivos da pesquisa.

No CAPÍTULO 2 é apresentada a revisão bibliográfica com apresentação das equações básicas do escoamento em condutos forçados, principais pesquisas sobre equações implícitas e explícitas para o cálculo do coeficiente de atrito e, por fim, a avaliação de perda de carga distribuída e localizada nas uniões.

No CAPÍTULO 3 é apresentada a descrição do banco de ensaio e a metodologia utilizada no desenvolvimento da pesquisa.

No CAPÍTULO 4 é feita a análise e discussão dos resultados.

E finalmente, no CAPÍTULO 5 são apresentadas as conclusões e recomendações do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica referente a avaliação das perdas de carga distribuída na tubulação e localizada no engate. Tentar-se-á atingir esta meta através de três caminhos: apresentação das equações básicas do escoamento em condutos forçados; apresentação e análise da fórmula de Darcy-Weisbach para o cálculo de perda de carga distribuída, por via numérica e/ou através do uso de diagramas ou tabelas especialmente confeccionadas para este fim; apresentação e análise da fórmula utilizada para o cálculo de perda de carga localizada. Pretende-se também mostrar a determinação do fator de atrito através das equações implícitas e explícitas.

2.2 Equações básicas

No estudo dos fluidos em movimento, as equações básicas de interesse para este trabalho, foram desenvolvidas primeiramente em sua forma integral para aplicação aos volumes de controle, pois, normalmente interessa-se pelo efeito do movimento do fluido em algum aparelho ou em alguma estrutura, e não no movimento da massa fluida em si.

No desenvolvimento da formulação para o volume de controle, em cada uma das leis básicas da formulação para o sistema, foi usado o símbolo *"N"*, para designar qualquer propriedade extensiva do sistema. A propriedade intensiva correspondente (propriedade extensiva por unidade de massa) foi designada por " η " da seguinte forma:

$$N = \int_{massa(sistema)} \eta dm = \int_{\forall(sistema)} \rho \eta d\forall \rightarrow \text{Propriedade extensiva associada} \qquad (2.1)$$

$\eta \rightarrow$ Propriedade intensiva

Segundo FOX e McDONALD (1988) a maior dificuldade ao passar do sistema à formulação das leis básicas para o volume de controle é expressar a taxa de variação de uma propriedade extensiva e arbitrária *"N"*, do sistema, em termos da variação desta propriedade, com o tempo, estando a mesma associada ao volume de controle. Como a massa atravessa os limites do volume de controle, as variações, com o tempo, da propriedade *"N"*, associada a volume de controle, envolve o fluxo de massa e das propriedades que o fluxo transporta. Um meio conveniente de avaliar o fluxo de massa é usar um processo limitativo compreendendo o sistema e o volume de controle coincidentes em dado instante. A quantidade de fluxo de massa em regiões superpostas e regiões circundantes do volume de controle são então aproximadamente formuladas e o processo limitativo aplicado fornece resultados exatos. A equação final relaciona a taxa de variação da propriedade *"N"*, extensiva e arbitrária do sistema e as variações desta propriedade associada ao volume de controle.

O sistema e o volume de controle usados na dedução da equação final estão mostrados na FIGURA 2.1. O campo de escoamento $\vec{V}(x,y,z,t)$ é arbitrário em relação às coordenadas x, y, z. O volume de controle é fixo no espaço. Por definição, o sistema deve conter sempre as mesmas partículas fluidas e, consequentemente, deve mover-se com o campo de escoamento. Os limites do sistema são mostrados em dois instantes "t_0" e "$t_0+\Delta t$". No instante "t_0" os limites do sistema e os do volume de controle coincidem. No instante "$t_0 + \Delta t$", o sistema ocupa as regiões II e III. O sistema foi escolhido de modo que a massa da região I penetra no volume de controle durante o intervalo de tempo *"Δt"* e a massa da região III deixa o volume de controle.

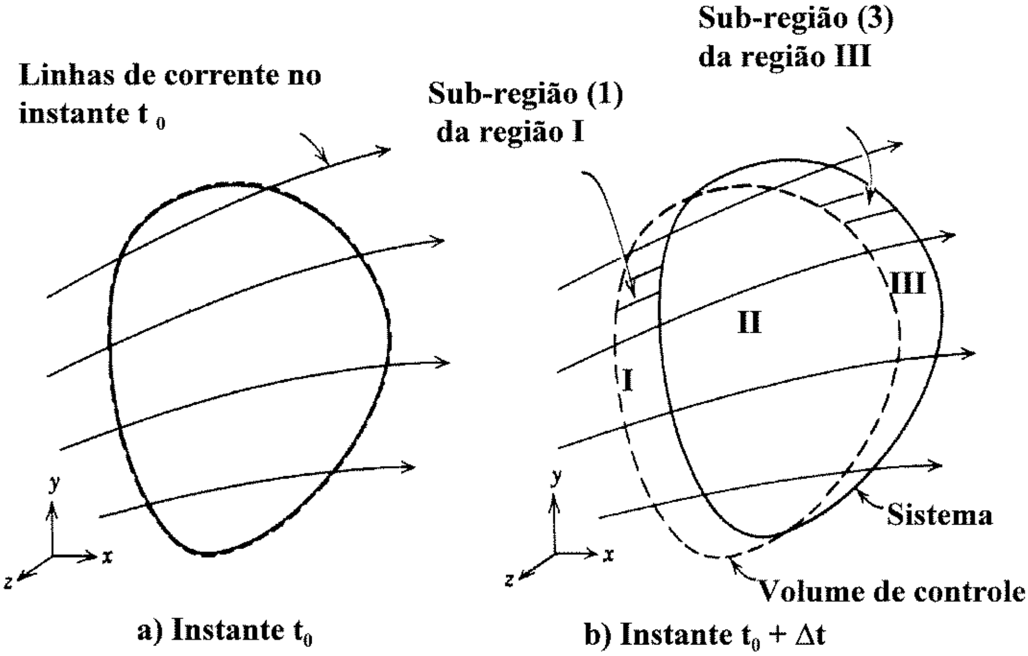

FIGURA 2.1 - Configuração do sistema e do volume de controle

FONTE: FOX e McDONALD (1988)

O objetivo consiste em relacionar a taxa de variação de qualquer propriedade *"N"* do sistema, com as variações relativas ao tempo desta propriedade, associada ao volume de controle.

$$\frac{dN}{dt}\Big|_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{vc}\rho\eta d\forall + \int_{sc}\rho\eta\vec{V}d\vec{A} \text{ (Teorema de Reynolds)} \qquad (2.2)$$

sendo:

$\frac{dN}{dt}\Big|_{sitema}$ é a taxa de variação total de qualquer propriedade extensiva, arbitrária do sistema;

$\frac{\partial}{\partial t}\int_{vc}\eta\rho d\forall$ é a taxa de variação, com o tempo, da propriedade *"N"*, no interior do volume de controle arbitrariamente escolhido;

: η é a propriedade intensiva correspondente a *"N"*; η=*N* por unidade de massa;

: $\rho d\forall$ é um elemento de massa no interior do volume de controle;

: $\int_{vc}\eta\rho d\forall$ é a quantidade total da propriedade extensiva *"N"*, no interior do volume de controle;

$\int_{sc}\eta\rho\vec{V}d\vec{A}$: é o fluxo total, para fora, da propriedade extensiva *"N"*, através da superfície de controle;

: $\rho\vec{V}d\vec{A}$ é a taxa de efluxo de massa de fluido que escoa através do elemento $d\vec{A}$ na unidade de tempo (o produto indicado é escalar). O sinal de $\rho\vec{V}d\vec{A}$ depende do sentido do vetor velocidade, $\vec{V}$, relativo ao vetor representativo da área $d\vec{A}$;

: $\eta\rho\vec{V}d\vec{A}$ é a taxa de efluxo do escoamento da propriedade extensiva *"N"* através da área $d\vec{A}$.

A razão para chegar na EQUAÇÃO (2.2) é reduzir o algebrismo exigido a fim de obter as formulações das equações básicas do volume de controle.

2.2.1. Equação da continuidade

A equação da continuidade traduz o princípio de conservação da massa. Conservação de massa quer dizer simplesmente que a massa de um sistema é constante.

$$\left.\frac{dM}{dt}\right)_{sistema} = 0 \tag{2.3}$$

ou seja:

$$\left.\frac{dN}{dt}\right|_{sistema} = \frac{dM}{dt} = 0 \tag{2.4}$$

Para deduzir a formulação do volume de controle para a conservação de massa, tem-se:

N = M (massa do sistema)

η = 1 (massa por unidade de massa)

Do teorema de Reynolds, resulta:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \rho d\forall + \int_{sc} \rho \vec{V} d\vec{A} = 0 \tag{2.5}$$

sendo que:

$\frac{\partial}{\partial t}\int_{vc} \rho d\forall$ é a taxa de variação da massa no interior do volume de controle;

$\int_{sc} \rho \vec{V} d\vec{A}$ taxa de efluxo de massa através da superfície de controle.

O princípio da conservação de massa diz que a soma da variação da quantidade de massa para dentro do volume de controle com a quantidade de massa que dele sai, através da superfície de controle, é nula.

Se for considerado o exemplo da FIGURA 2.2, o princípio da conservação de massa diz que a variação de massa no interior do volume de controle será igual à diferença entre a vazão em massa que entra e a que sai desse volume (NEVES, 1977).

$$\Delta M = \rho \Delta V = \int_{A_1} \rho_1 V_1 dA_1 - \int_{A_2} \rho_2 V_2 dA_2 \tag{2.6}$$

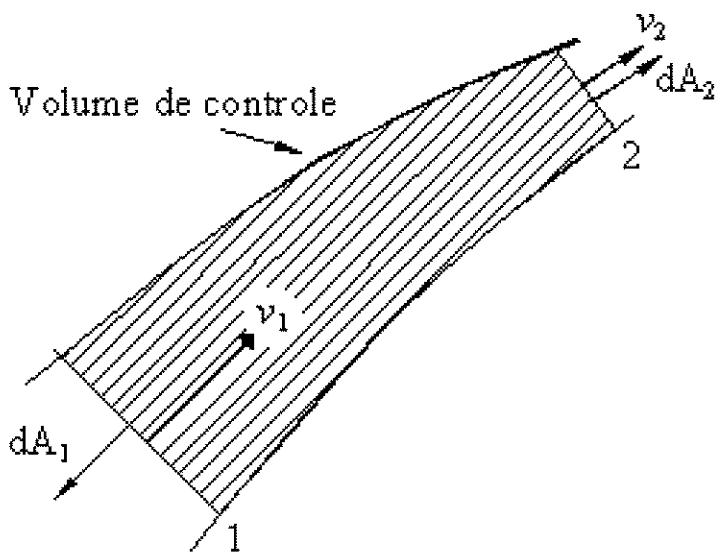

FIGURA 2.2- Equação da continuidade

FONTE: NEVES (1977)

Se o escoamento dos líquidos em tubulações for incompressível e o escoamento ocorrer em regime permanente, então a massa específica será constante e não haverá variação de massa do fluido no interior do volume de controle, o que permite escrever:

$$A_1V_1 = A_2V_2 \tag{2.7}$$

ou seja:

$$Q = AV \qquad (2.8)$$

sendo que:

Q = vazão (m^3/s);

A = área da seção (m^2);

V = velocidade média do escoamento de fluido na seção (m/s);

2.2.2 Equação de Bernoulli

AZEVEDO NETTO e ALVAREZ (1986) citam que, em 1738, Daniel Bernoulli, baseado no teorema das forças vivas, estabeleceu importante relação entre as formas de energias presentes numa partícula de líquido animada de velocidade *"V"*, sujeita a uma pressão *"p"* e colocada a uma cota *"z"* acima de um plano horizontal de referência, conforme esquema da FIGURA 2.3.

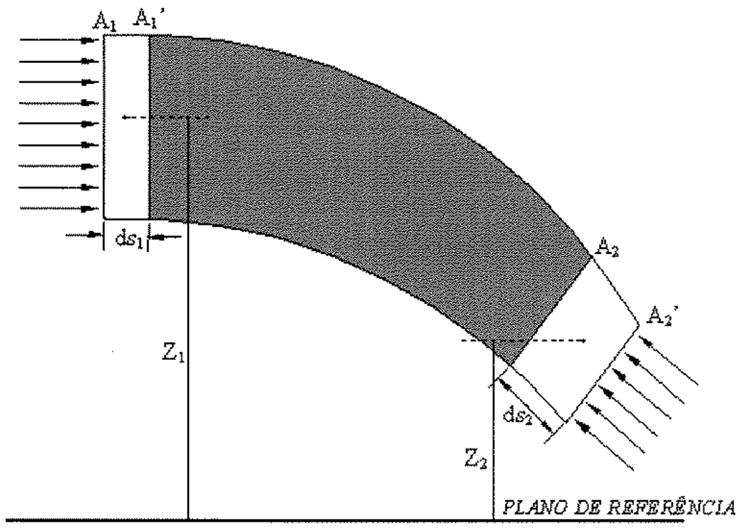

FIGURA 2.3- Representação gráfica do teorema de Bernoulli

FONTE: AZEVEDO NETTO e ALVAREZ (1986)

Geometricamente, o teorema pode ser representado por:

$$\frac{V_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\gamma}+z_1=\frac{V_2^2}{2g}+\frac{p_2}{\gamma}+z_2=H\,(\text{constante}) \tag{2.9}$$

tal que:

$\frac{V_1^2}{2g} e \frac{V_2^2}{2g}$ = energia cinética

$\frac{p_1}{\gamma} e \frac{p_2}{\gamma}$ = energia de pressão

z_1 e z_2 = energia de posição

H = carga total

Na dedução do teorema de Bernoulli foram feitas várias hipóteses: o escoamento do líquido se faz sem atrito; não foi considerada a influência da viscosidade; o movimento é permanente; o escoamento se dá ao longo de um tubo de corrente (de dimensões infinitesimais); o líquido é incompressível.

A experiência todavia, não confirma rigorosamente o teorema de Bernoulli, pois na sua dedução, está implícito que o líquido é perfeito. Nos fluidos reais, com movimento uniforme, a constância da velocidade deveria acarretar a constância da pressão, mas isto não ocorre, mesmo sendo o diâmetro do tubo e a velocidade da água constantes, observa-se uma queda de pressão. Esta queda de pressão é tanto mais pronunciada quanto maior a distância entre as duas seções consideradas, quanto menor o diâmetro do tubo e quanto maior a velocidade da água. Concluiu-se que, uma parte da energia, além da que foi transformada em velocidade, consumiu-se em vencer diferentes espécies de resistências. Dentre essas espécies de resistências, a viscosidade e o atrito externo são os principais responsáveis pela perda de energia ou perda de carga no escoamento. Por isso houve a necessidade da introdução de um termo equivalente à energia perdida para vencer as resistências ao escoamento *"hf"*, modificando a fórmula inicial:

$$\frac{V_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\gamma}+z_1=\frac{V_2^2}{2g}+\frac{p_2}{\gamma}+z_2+hf \qquad (2.10)$$

sendo que:

"hf" denominado perda de carga ou perda de energia, representa a energia perdida pelo líquido por unidade de peso entre dois pontos considerados para vencer as resistências ao movimento.

Na FIGURA 2.4 encontra-se a representação gráfica do teorema de Bernoulli para fluidos reais, acrescida do termo corretivo *"hf"*.

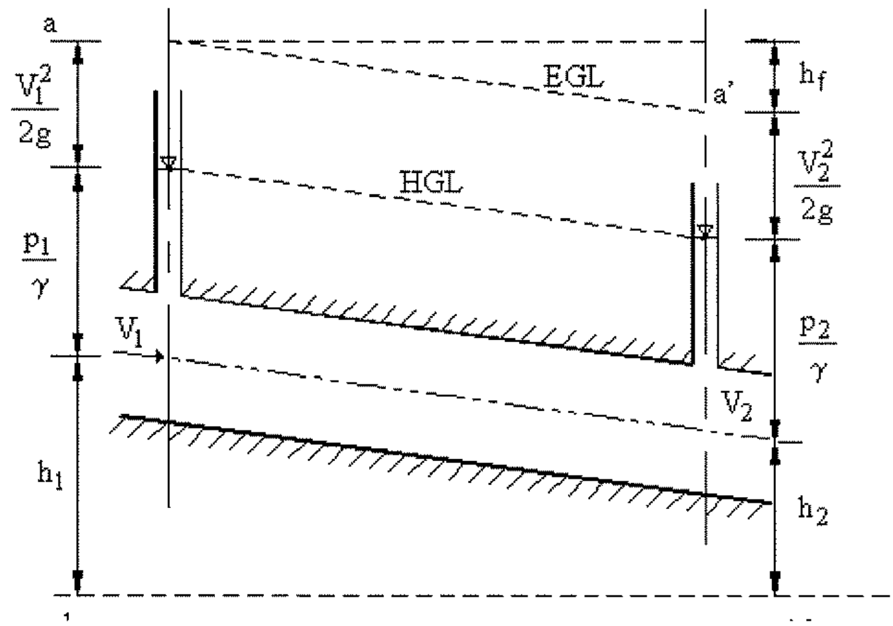

FIGURA 2.4- Representação gráfica do teorema de Bernoulli para fluidos reais acrescida do termo corretivo "hf"

FONTE: HWANG (1984)

2.3 Perda de carga

NEVES (1977) comenta que a perda de carga é uma função complexa de diversos elementos, tais como a rugosidade do conduto, a viscosidade, a massa específica do líquido, a velocidade do escoamento, o grau de turbulência do movimento e o comprimento percorrido.

Sendo *"hf"* a parcela de energia absorvida pelas resistências no escoamento entre duas seções transversais, a equação de Bernoulli fornece:

$$hf = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) \qquad (2.11)$$

Se considerarmos o movimento uniforme, $V_1 = V_2$, a expressão acima pode ser escrita sob a forma:

$$hf = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) \qquad (2.12)$$

Os termos desta equação representam a energia por unidade de peso da água e traduzem a igualdade entre os trabalhos motor e resistente no transporte de um quilo do líquido da seção (1) à seção (2) distantes de *"L"* metros, conforme esquema representado na FIGURA 2.4, (SILVESTRE, 1979).

Segundo o mesmo autor, pelo fato de se associarem através da equação de Bernoulli, as noções de energia e de altura de carga, a perda de energia *"hf"* é conhecida em hidráulica sob o nome de perda de carga distribuída ou contínua.

Na prática, quando se fala em perda de carga em fluidos, está se referindo as perdas inerentes ao sistema hidráulico. Por motivos práticos estas perdas se dividem em dois tipos: (i) perda de carga contínua ou distribuída *"hf_c"* devidas ao atrito nos escoamentos inteiramente desenvolvidos em tubos de seção constante; (ii) perda de carga localizada *"hf_l"* devido às entradas, acessórios, mudanças de seção etc. A somatória dessas duas perdas dará a perda total *"hf_t"* inerente ao sistema hidráulico.

2.3.1 Equação geral para perda de carga

Em NEVES (1977), encontra-se que a equação geral de perda de carga pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\mathrm{hf} = \frac{\mathrm{X}}{\mathrm{A}}\,\varphi(V)L \tag{2.13}$$

Observa-se que a perda de carga na equação acima é:

- dependente do perímetro molhado do conduto, (*X*);
- proporcional ao comprimento do conduto, (*L*);
- inversamente proporcional à área da seção, (*A*);
- proporcional a uma função da velocidade *"$\varphi(V)$"*, na qual estão incluídas a natureza do do líquido e a influência das paredes.

2.3.2 Equação de Darcy-Weisbach (D-W)

Na prática, foi constatado que *"$\varphi(V)$"* da EQUAÇÃO (2.13), era proporcional ao quadrado da velocidade e a um coeficiente *"b"*, representativo da rugosidade da parede e da natureza do líquido.

$$hf = bV^2 \frac{X}{A} L \tag{2.14}$$

sendo o raio hidráulico do conduto igual ao quociente entre a área da seção e o respectivo perímetro

$$R_H = \frac{A}{X} \tag{2.15}$$

logo, a EQUAÇÃO(2.14) pode ser escrita da seguinte forma:

$$hf = \frac{bV^2}{R} L \tag{2.16}$$

Para seção circular, onde $R_H = D/4$ e $b = f/8g$, podemos escrever que:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \tag{2.17}$$

tal que:

hf = perda de carga total (m);

f = coeficiente de atrito ou fator de atrito (adimensional);

L = comprimento da seção (m);

D = diâmetro da seção (m);

V = velocidade média da seção (m/s);

g = aceleração da gravidade (m^2/s);

A EQUAÇÃO (2.17) é conhecida por equação Darcy-Weisbach (D-W) ou fórmula universal para perda de carga em tubos. Ela também pode ser expressa em relação à perda de carga unitária:

$$J = \frac{hf}{L} \tag{2.18}$$

ou

$$J = \frac{f}{D}\frac{V^2}{2g} \tag{2.19}$$

sendo que:

J= perda de carga unitária (m/m);

Considerações sobre a equação de Darcy-Weisbach (D-W)

Muitos estudos e pesquisas realizadas no século passado por vários pesquisadores mostraram que a equação de Darcy-Weisbach (D-W) ou fórmula universal de perda de carga em tubos, veiculando um fluido incompressível com movimento permanente uniforme também poderia ser expressa através da análise dimensional, relacionando-a às seguintes grandezas: resistência da parede sólida a passagem do fluido "R_1"; viscosidade do fluido "μ"; massa específica "ρ" ; velocidade relativa entre o fluido e a superfície sólida "V"; diâmetro médio da superfície sólida "D"; rugosidade da superfície sólida (altura das asperezas) "k".

A equação de Darcy-Weisbach (D-W) aplica-se perfeitamente tanto para escoamentos laminares como para escoamentos turbulentos, sendo os valores de "f" função do número de Reynolds "Re" e da rugosidade relativa "k/D", tendo em vista o regime de escoamento. Apesar desta equação ser considerada a mais complexa para o cálculo de perda de carga, é também a mais aceita universalmente.

De acordo com VON BERNUTH (1990), alguns engenheiros ainda hesitam em usar a equação de Darcy-Weisbach (D-W) e preferem equações simples, empíricas, que não requeiram calcular o número de Reynolds e a referência para a tabela dos valores de viscosidade. Assim, as falhas para corrigir as diferenças de viscosidade podem levar a erros significantes. Podemos citar novamente o exemplo dado por McENROE (1989), onde uma troca de 30°C para 10°C na temperatura poderia levar a um erro de 13% na perda por atrito se as trocas de viscosidade forem ignoradas.

2.4 Coeficiente de atrito

A solução para os problemas de fluxo em tubos encontrados nas práticas de engenharia requer um passo intermediário na computação do coeficiente de atrito.

Segundo CRANE CO (1972), a aplicação dos métodos de similaridade e da análise dimensional permite um tratamento geral para o problema de atrito em tubos indicando as variáveis que influenciam o coeficiente de atrito.

Pelos métodos da análise dimensional ficou demonstrado que os valores do coeficiente de atrito são determinados em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa, tendo em vista o regime de escoamento.

$$f = \phi\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{D}\right) \tag{2.20}$$

Pelo princípio da similaridade, os coeficientes de atrito de tubos serão iguais quando os campos de escoamentos forem geometricamente e dinamicamente similares em todos os seus detalhes.

A EQUAÇÃO (2.20) indica as combinações relevantes entre as variáveis e justifica os métodos aceitos hoje em dia para apresentação de resultados experimentais de testes de atrito em tubo.

Na determinação da perda de carga em regime de escoamento plenamente desenvolvido sob condições desconhecidas, o número de Reynolds é o primeiro a ser avaliado.

PIMENTA (1981) cita que por volta de 1839, Hagen e Poiseuille, estudando o movimento dos líquidos em tubos de pequeno diâmetro, observaram, simultaneamente e independentemente, que para pequenas velocidades a pressão ao longo do escoamento diminuía linearmente com o valor da velocidade. Observaram ainda que essa lei deixava de ser verdadeira para velocidades maiores e que ela dependia também da temperatura do líquido e do diâmetro do tubo. Anos mais tarde, em 1883, coube a Osborn Reynolds através de um célebre experimento, explicar o que ocorria nos tubos de pequenos diâmetros, mostrando a existência de dois regimes de escoamentos: o regime laminar ou tranquilo e o regime turbulento agitado.

Experiência de Reynolds

De acordo com HWANG (1984), com um dispositivo semelhante a FIGURA 2.5 abaixo, Reynolds demonstrou o seu experimento de escoamentos em tubos.

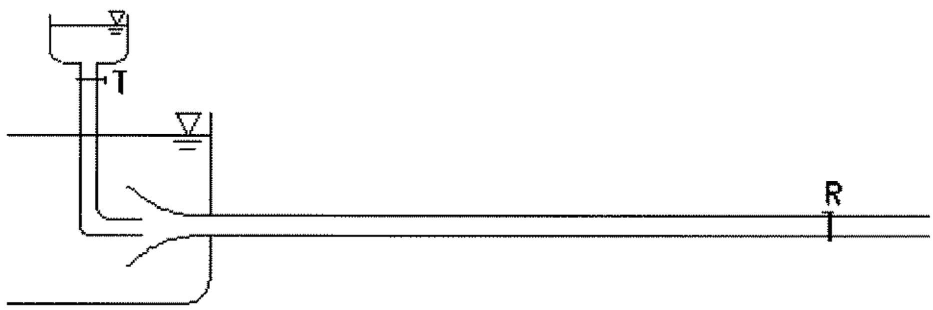

FIGURA 2.5- Aparelhamento da experiência de Reynolds

FONTE: HWANG (1984)

Um tubo de vidro longo, retilíneo, de diâmetro pequeno e com abertura em forma de sino, foi conectado dentro de um tanque grande com paredes de vidro. O escoamento foi controlado por um registro "*R*" colocado próximo a saída do tubo. Um outro tubo fino proveniente de um pequeno recipiente cheio de água colorida com um registro no gargalo foi colocado na entrada do tubo de vidro, para introduzir um filete de água colorida na entrada do tubo de vidro, tão logo iniciasse o experimento.

Após a água do reservatório ter sido colocada em repouso por várias horas, para que todas as suas partículas ficassem totalmente em repouso, iniciou-se o experimento abrindo gradativamente o registro do tubo, permitindo somente um lento escoamento com baixas velocidades. Nessas condições, a água colorida apareceu como uma linha reta estendendo-se até a extremidade do tubo indicando estar ocorrendo escoamento laminar. À medida que abriu-se mais o registro aumentando a descarga e a velocidade, observou-se que o filete colorido foi interrompido e misturou-se com a água que escoava no tubo, demonstrando a turbulência do movimento. Reynolds deduziu de sua experiência que, o escoamento laminar ocorria em velocidades baixas, onde as partículas fluidas se movimentavam em camadas paralelas, ou em lâminas, não se misturando entre si; já o escoamento turbulento ocorria em velocidades altas, onde o filamento do corante se difundia através do tubo, tornando-se aparente o movimento caótico das partículas fluidas, (FIGURA 2.6).

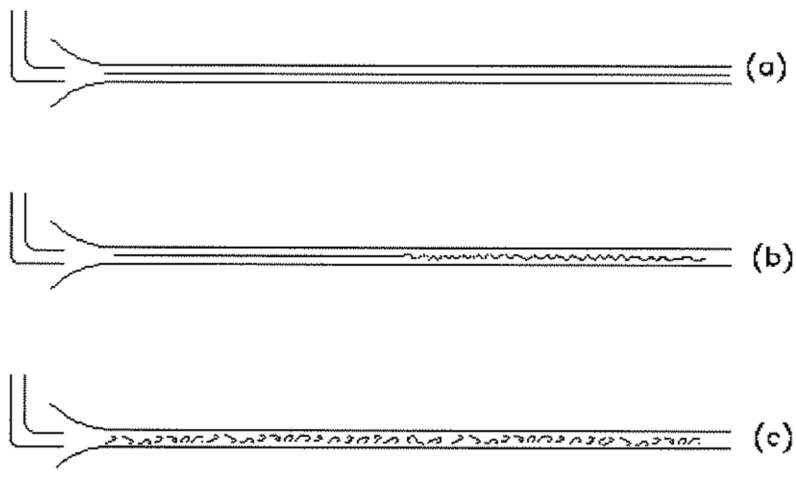

FIGURA 2.6- Configuração do filete de corante conforme a direção da trajetória: (a) Regime laminar; (b) Regime de transição; (c) Regime turbulento.

FONTE: HWANG (1984)

Com este mesmo experimento, Reynolds concluiu que a passagem do escoamento laminar para o turbulento em um tubo não depende apenas da velocidade média *"V"* da corrente líquida, mas também da viscosidade "υ"do líquido e diâmetro *"D"* do tubo. A dependência pode ser expressa pela razão entre a força de inércia e a força viscosa do fluido no tubo. Essa razão é conhecida como número de Reynolds, *"Re"* e é dado pela fórmula:

$$\mathrm{Re} = \frac{VD}{\upsilon} \tag{2.21}$$

sendo:

Re = Número de Reynolds (adimensional);

V = Velocidade média do escoamento de fluido na seção (m/s);

D = Diâmetro da seção (m);

υ = Viscosidade cinemática do fluido (m^2/s);

Várias experiências demonstram que o conceito de número de Reynolds crítico que delineia o limite entre o escoamento laminar e o turbulento é de grande utilidade para generalizar certos fenômenos relativos a escoamentos. A zona de transição do escoamento laminar para o turbulento varia de uma experiência à outra devido as variações ocorridas nas condições da experimentação. Segundo vários manuais de hidráulica, o engenheiro pode considerar como limite superior do escoamento laminar a faixa de $Re<2000$ e o limite inferior para o escoamento turbulento a faixa de $Re>4000$. Para números de Reynolds entre 2000 e 4000 existe uma região de transição, para a qual o engenheiro tem que selecionar cuidadosamente as variáveis que dependem do número de Reynolds.

A rugosidade da parede é caracterizada pelo tamanho das asperezas da parede que se projetam para o interior do conduto. O grau de rugosidade é definido como rugosidade relativa *"k/D"*, que é a razão entre a altura média *"k"* das irregularidades e o diâmetro *"D"* do tubo.

De acordo com IRWIN (1984), o conhecimento da rugosidade das paredes de um tubo é de fundamental importância para se minimizarem os custos no dimensionamento de um sistema de tubulações.

Experiência de J.Nikuradse

Para determinação da função $f = \varphi\ (Re,\ k/D)$, NIKURADSE (1933) fez experiências em condutos longos de seção circular, cujas paredes eram recobertas com papel no qual fazia aderir grãos de areia formando uma camada uniforme de grãos justapostos, de mesma espessura. Usando tubos de diversos diâmetros e fazendo variar o tamanho do grão, ele conseguiu obter variações de *"k/D"* de 0,000986 até 0,0333. Esses resultados são apresentados na FIGURA 2.7, designada por Harpa de Nikuradse.

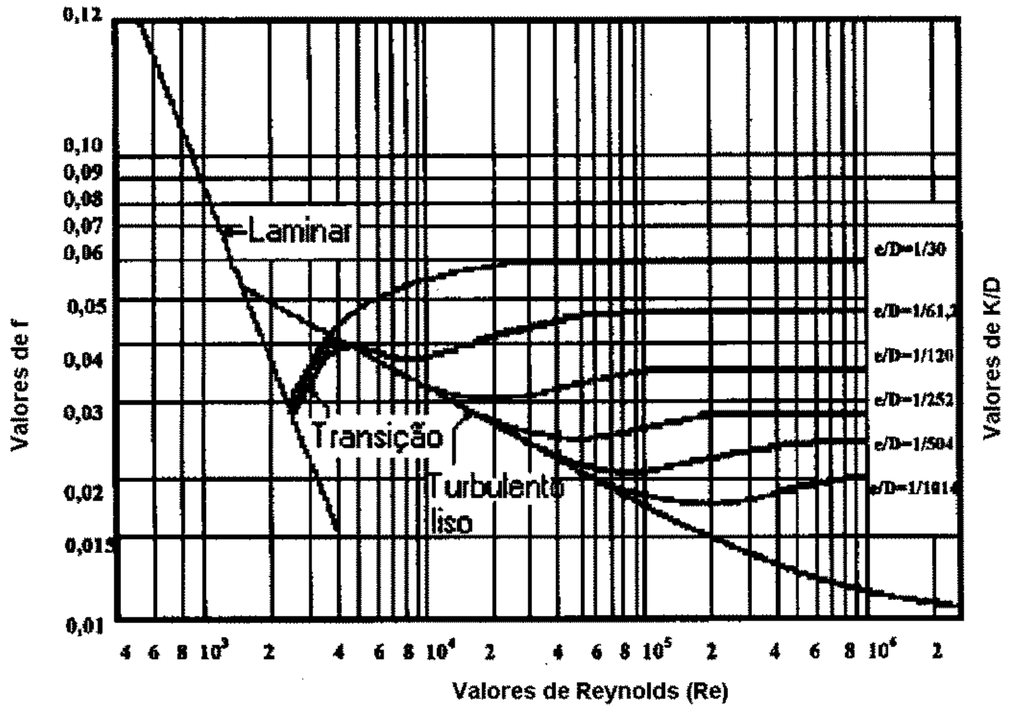

FIGURA 2.7 - Harpa de Nikuradse

FONTE:NIKURADSE, J. (1933)

COLEBROOK (1939) observou que nos condutos comerciais, a rugosidade não é uniforme e as asperezas não estão uniformemente distribuídas, entretanto ao realizar as mesmas experiências de J. Nikuradse, ele verificou que o comportamento dos condutos comerciais era análogo ao dos condutos utilizados por este último.

MOODY (1944) baseado nas experiências de J.Nikuradse, na análise matemática de Prandtl e de Kárman, nas observações de Colebrook e em grande número de experiências em condutos comerciais, estabeleceu um diagrama logarítmico em que *"f"* é dado em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa, (FIGURA.2.8).

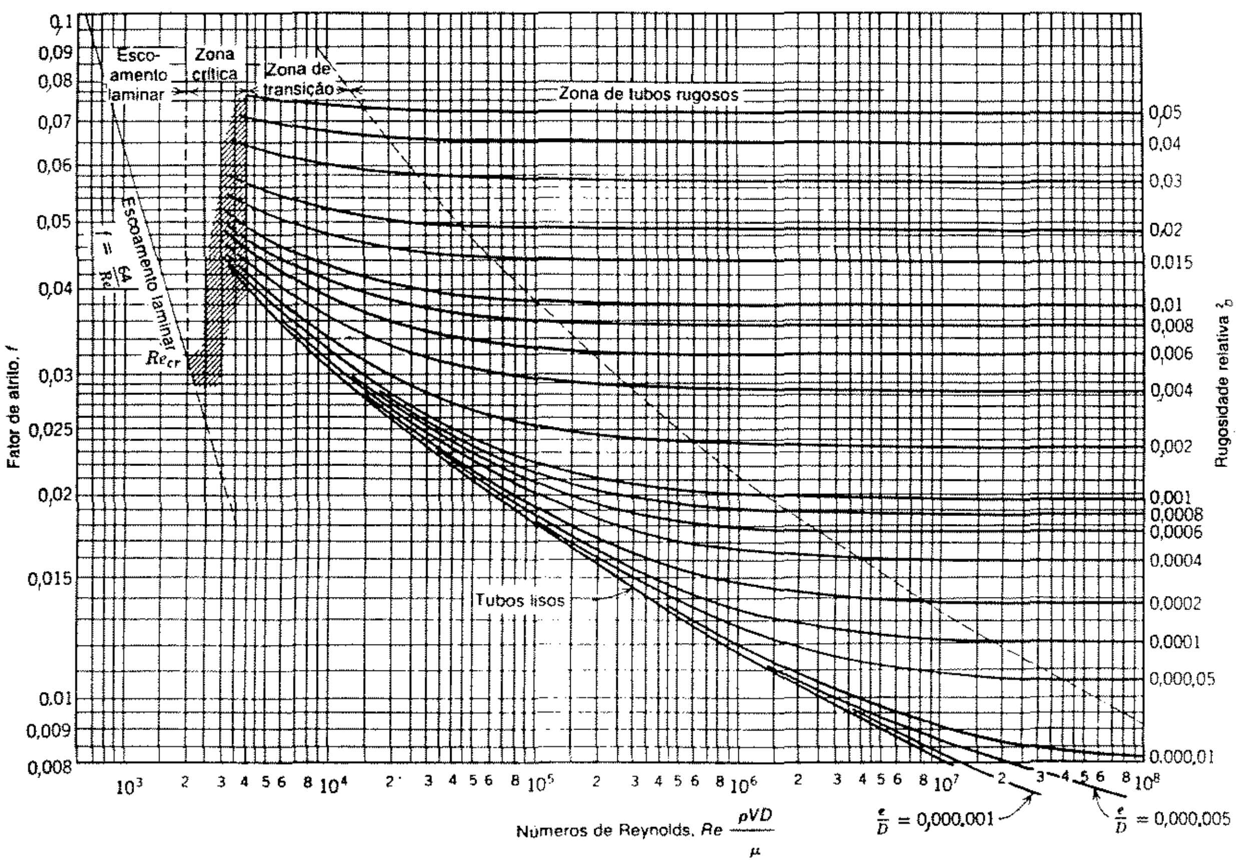

FIGURA 2.8 - Fatores de atrito (perda de carga) em escoamentos completamente desenvolvidos em tubos de seção circular(Diagrama de Moody)

FONTE: MOODY,L.F. (1944)

No diagrama de Moody curvaturas de *"f" versus "Re"* são esquematizadas para escalas logarítmicas de vários valores constantes de rugosidade relativa *"k/D"*; e para permitir a seleção de *"k/D"* acompanha neste diagrama um gráfico, no qual pode-se achar a rugosidade relativa para várias superfícies, (FIGURA 2.9).

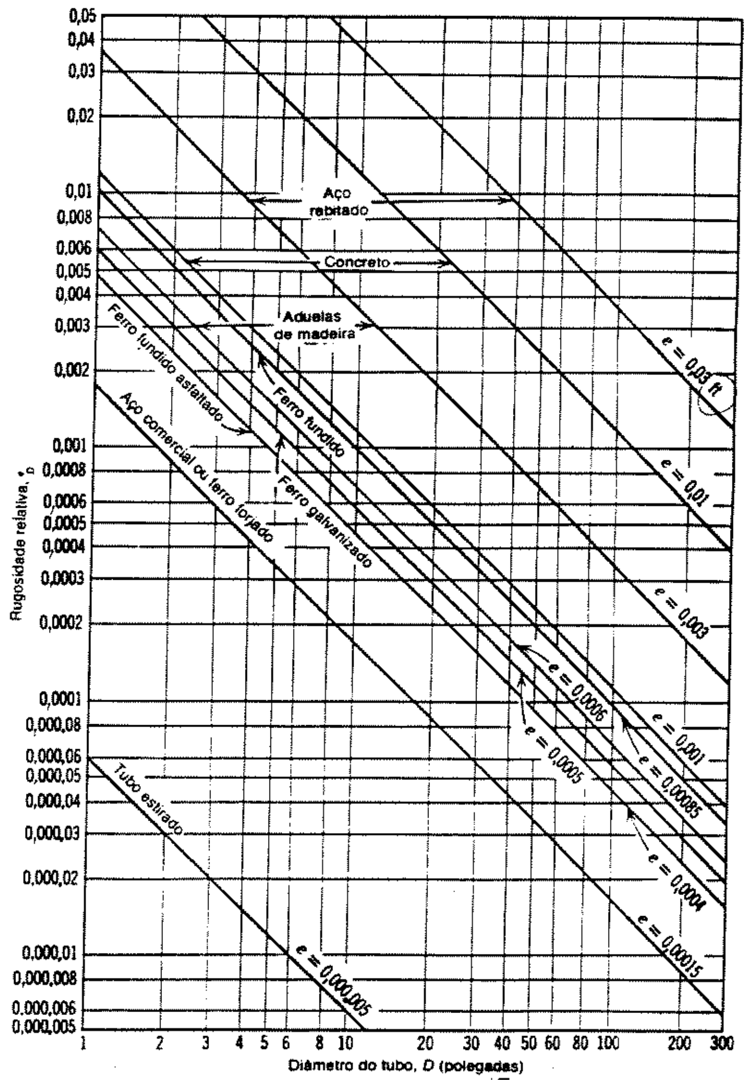

FIGURA 2.9 - Valores da rugosidade relativa para tubos fabricados com materiais usados na Engenharia

FONTE; MOODY,L.F. (1944)

Torna-se aparente, pelo gráfico da rugosidade relativa, que o valor de *"k/D"* é aproximado. Isto depende das condições de fabricação, tempo de operação etc.

Existem vários gráficos que fornecem a rugosidade relativa para diferentes materiais, entretanto, na maioria destes gráficos os materiais originam-se dos países onde foram feitos os experimentos. Muitos engenheiros não se sentem seguros em usar esses gráficos, devido a falta de conhecimento a respeito da variação dos valores dos coeficientes de rugosidades nas tubulações sujeitas à tuberculização ou incrustações internas.

De acordo com TESTEZLAF (1982), com o tempo de uso dos condutos, pode-se esperar um aumento na rugosidade, devido a formação de elementos corrosivos e abrasivos em sua superfície interior.

Segundo SISSON e PITTS (1988), embora as experiências de J.Nikuradse sejam sem dúvida, muito precisas, elas não são diretamente relacionadas com o escoamento em condutos comerciais, podendo ser utilizado apenas para condutos geometricamente semelhante aos ensaiados.

Conforme os autores anteriormente citados, os cálculos de perda de carga, usando a EQUAÇÃO (2.17), com o coeficiente de atrito proveniente do diagrama de Moody, a possibilidade de erros é da ordem de 10%.

ECHÁVEZ (1997) apresentou um estudo do aumento do coeficiente de perda de carga com a idade em tubos de pequeno diâmetro, devido a elementos corrosivos e abrasivos. Os tubos estudados por ele foram de aço galvanizado e cobre com diâmetro de 2" (50,8 mm) e idade entre 15 a 50 anos. O resultado encontrado foi que, para os tubos de aço galvanizado, o diâmetro diminuía com a idade e, ambos a rugosidade e o coeficiente de perda de carga, aumentavam. Para tubos de cobre não há apreciáveis mudanças dessas variáveis com a idade.

O estudo da evolução desses elementos corrosivos e abrasivos bem como suas composições químicas é recomendado, para que haja condições de desenvolver medidas preventivas para estimar o quanto estas influenciam a vida útil dos tubos.

2.4.1 Regime de escoamento laminar

A lei de atrito laminar para fluxo em tubos é conhecida por mais de 150 anos das soluções de Hagen e Poiseuille. Segundo DAKER (1954), Blasius verificou, experimentalmente, ser verdadeira a lei de Hagen Poiseuille.

A equação da lei de Hagen-Poiseuille é expressa da seguinte maneira:

$$Q = \frac{\gamma\pi}{128\mu} jD^4 \tag{2.22}$$

lembrando que: $\mu = \upsilon\rho$, $\gamma = \rho g$ e $j = \frac{hf}{L}$, de onde resulta:

$$hf = \frac{128}{\pi g} L \frac{Q}{D^4} \upsilon \qquad \text{(Hagen-Poiseuille)} \tag{2.23}$$

Para o regime laminar, o fator de atrito *"f"* pode ser determinado comparando-se as EQUAÇÕES (2.23) e (2.17), portanto têm-se:

$$\frac{128}{\pi g} \frac{Q}{D^4} L\upsilon = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \tag{2.24}$$

Pela equação da continuidade, $Q{=}\pi D^2/4V$, substituindo na expressão anterior:

$$f = \frac{64\upsilon}{DV} \tag{2.25}$$

sabendo que:

$$\frac{\upsilon}{DV} = \frac{1}{\text{Re}} \tag{2.26}$$

logo

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \tag{2.27}$$

A EQUAÇÃO (2.27) indica que, para o escoamento laminar, existe uma relação exponencial entre o coeficiente de atrito *"f"*, e o número de Reynolds *"Re"*.

Na prática, o regime de escoamento laminar raramente ocorre, mas, segundo HATHOOT et al (1994), o escoamento nas linhas laterais de irrigação são turbulentos a montante do final da lateral e laminares a jusante, onde as velocidades são baixas.

2.4.2 Regime de escoamento turbulento

Neste tipo de regime de escoamento não há uma fórmula simples para o coeficiente de atrito *"f"*. Seus valores são obtidos em fórmulas específicas, em tabelas ou em ábacos.

Conforme NEVES (1977), para estabelecer o coeficiente de atrito *"f"* no regime de escoamento turbulento, devemos fazer a distinção entre condutos lisos e condutos rugosos. A rugosidade é medida pela magnitude das asperezas da parede projetada para o interior do tubo, e devendo ser considerada a hipótese de Prandtl, onde a experiência mostrou que junto à parede do tubo, existe uma tênue camada de fluido se deslocando em regime laminar, mesmo quando o corpo principal da massa fluida está em regime turbulento (FIGURA 2.10).

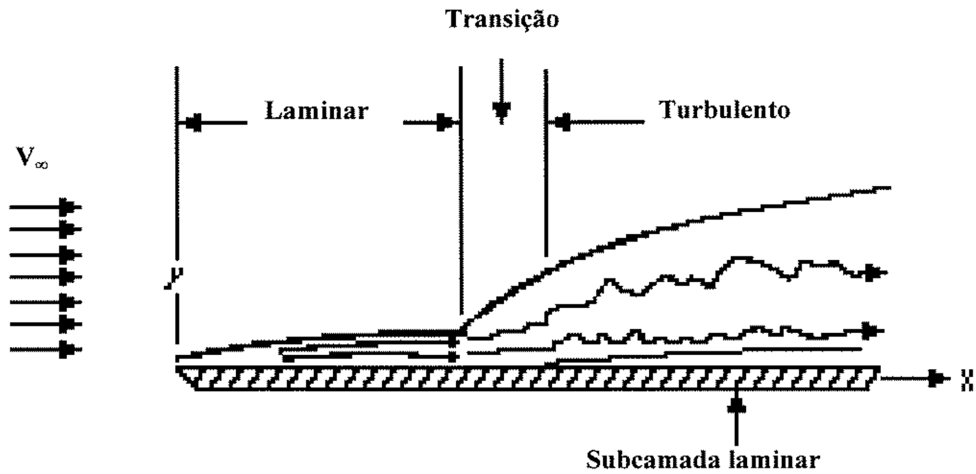

FIGURA 2.10- Desenvolvimento da camada limite turbulenta sobre uma placa larga

FONTE: FOX e McDONALD (1988)

Em um conduto circular a espessura dessa subcamada laminar (filme laminar) é dada por:

$$\delta = \frac{32{,}5D}{\mathrm{Re}\sqrt{f}} \tag{2.28}$$

no qual:

δ = espessura da subcamada laminar (m);

D = diâmetro da seção (m);

Re = número de Reynolds (adimensional);

f = coeficiente de atrito (adimensional);

Observa-se, pela EQUAÇÃO (2.28), que *"δ"* é inversamente proporcional a *"Re"*, isto é, que *"δ"* diminui com o aumento do número de Reynolds.

Dependendo da magnitude relativa da altura de aspereza da parede do tubo e a espessura da subcamada laminar, podemos considerar um modelo de escoamento turbulento em um tubo, conforme o indicado na FIGURA 2.11 e classificar três regimes de rugosidades para o escoamento: (i) regime de escoamento com tubo hidraulicamente liso; (ii) regime de transição entre o hidraulicamente liso e totalmente rugoso; e, (iii) regime de escoamento com tubo totalmente rugoso (NEVES, 1977).

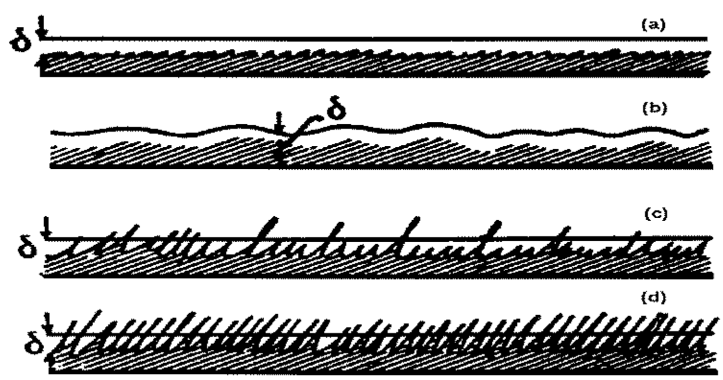

FIGURA 2.11 - Regimes de escoamento: (a) Hidraulicamente liso; (b) e (c) Transição entre o hidraulicamente liso e totalmente rugoso; (d) Totalmente rugoso.

FONTE: NEVES (1977)

a) Regime de escoamento com tubo hidraulicamente liso

Estabelecido o conceito da subcamada laminar, sempre que as asperezas da parede são menores que a espessura dessa camada, a natureza dessas asperezas não influi na turbulência e diz-se que o escoamento se dá em tubo liso.

DAKER (1954) cita que praticamente todas as equações que representam o valor do fator de atrito *"f"* são apresentadas de acordo com a expressão abaixo:

$$f = a + b\,\mathrm{Re}^n \tag{2.29}$$

sendo:

a , b e n = constantes determinadas empiricamente;

f = coeficiente de atrito;

Re = número de Reynolds.

Segundo TECHO, TICKNER e JAMES (1965), no cálculo de perda de carga em fluxos turbulentos através de tubos lisos, algumas equações têm sido dadas para a determinação do coeficiente de atrito *"f"* como função do número de Reynolds. A maioria delas, dentro de certos limites do número de Reynolds, dá valores bem próximos aos da realidade.

Equação de Blasius

Citado por STREETER e WYLIE (1980), Blasius em 1913, foi o primeiro a correlacionar as experiências com tubos lisos em escoamentos turbulentos, apresentando uma equação que é função somente do número de Reynolds e é dada por:

$$f = 0{,}316(\mathrm{Re})^{-0{,}25} \Rightarrow f = a\,\mathrm{Re}^n \tag{2.30}$$

a qual é válida para $3000 \leq Re \leq 100.000$ em escoamento turbulento.

VON BERNUTH e WILSON (1989) mostraram que a EQUAÇÃO (2.30) aplica-se bem para tubos de plástico de pequeno diâmetro, quando o número de Reynolds for menor que 100.000.

Schlichting (1968), citado por VON BERNUTH (1990), estabeleceu que a EQUAÇÃO (2.30) é muito exata para tubos lisos com o número de Reynolds menor que 100.000.

Equação de Von Kármán/Prandtl

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2\log\left(\mathrm{Re}\sqrt{f}\right) - 0{,}8 = -2\log\left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right) \qquad (2.31)$$

Citada por TECHO, TICKNER e JAMES (1965), a EQUAÇÃO (2.31) também conhecida como equação de Von Kármán modificada por Prandtl é válida para $10 \leq Re \leq 3,4x10^6$ e $Re\sqrt{f} > 800$. Em comparação com a EQUAÇÃO (2.30), esta equação se adapta melhor aos resultados experimentais e melhor satisfaz os dados de Nikuradse, o seu único inconveniente é o coeficiente *"f"* que aparece implicitamente nos dois lados da equação, conduzindo a cálculos por aproximações sucessivas, (JAIN, 1976).

TERZIDIS (1990), diz que a EQUAÇÃO (2.31) mantém um bom ajuste para altos valores do número de Reynolds, enquanto a EQUAÇÃO (2.30) desvia-se progressivamente, tendendo para um valor numérico igual a zero, quando na realidade o fator de atrito atinge valores pequenos.

Equação aproximada de Prandtl

TECHO, TICKNER e JAMES (1965) apresentaram uma equação aproximada de Prandtl não menos exata de que menos de 1% para $10^4 = Re = 2,5x10^8$.

$$f = \left[0{,}86859 \ln\left(\frac{\mathrm{Re}}{1{,}964 \ln(\mathrm{Re}) - 3{,}8215} \right) \right]^{-2} \tag{2.32}$$

Na TABELA 2.1 o autor mostra os valores de *"f"*, calculados pelas EQUAÇÕES (2.31) e (2.32) para vários números de Reynolds.

TABELA 2.1

Relação entre o coeficiente de atrito e o número de Reynolds para equação de Prandtl e equação de Prandtl aproximada

NÚMERO DE REYNOLDS	EQUAÇÃO DE PRANDTL	EQUAÇÃO DE PRANDTL APROXIMDA
10,000	0,03089	0,03087
20,000	0,02589	0,02590
50,000	0,02090	0,02091
100,000	0,01799	0,01801
200,000	0,01564	0,01565
500,000	0,01316	0,01317
1,000,000	0,01165	0,01165
2,000,000	0,01037	0,01038
5,000,000	0,00898	0,00898
10,000,000	0,00810	0,00810

FONTE: TECHO,TICKNER e JAMES (1965).

Equação de Jain

JAIN (1976) propôs uma equação explícita para tubos lisos usando a equação de Von Kármán/Prandtl

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1{,}8 \log \mathrm{Re} - 1{,}5146 \qquad (2.33)$$

A equação de Jain elimina as tentativas envolvidas na determinação do coeficiente de atrito e facilita o uso direto de *"f"* para tubos lisos.

Os valores do coeficiente de atrito desta equação, comparados com os da EQUAÇÃO (2.31), apresentaram um erro de ±1% para $5x10^3 \leq Re \leq 10^8$.

OLUJI'C" (1981) apresenta algumas equações que traduzem o valor de *"f"* para tubos lisos:

-Equação de Colebrook

$$f = \left[1{,}8 \log\left(\frac{\mathrm{Re}}{7}\right)\right]^{-2} \qquad (2.34)$$

Segundo HAALAND (1983) esta é uma equação explícita aproximada da EQUAÇÃO (2.31) e foi dada por Colebrook há mais de 40 anos. Segundo o autor ela tem sido pouco utilizada pelos autores de livros, entretanto ele a considera simples e muito mais exata do que outras fórmulas dadas na literatura. Sua precisão comparada com a EQUAÇÃO (2.31) é de ±1%, para $5x10^3 = Re = 5x10^7$; a diferença para $Re = 10^8$ é de 1,3%.

-Equação de Konakov

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{5,62}{\mathrm{Re}^{0,9}}\right) \qquad (2.35)$$

A EQUAÇÃO (2.35) também se escreve sob a forma:

$$f = \left(1,8\log \mathrm{Re} - 1,5\right)^{-2} \qquad (2.36)$$

A equação de Konakov nas suas duas formas tem a vantagem de ter o coeficiente *"f"* de modo explícito, o que facilita em muito os cálculos. De acordo com o autor, a EQUAÇÃO (2.36) é quase idêntica a EQUAÇÃO (2.34).

-Equação de Filonenko

$$f = \left[1,82\log(\mathrm{Re}) - 1,64\right]^{-2} \qquad (2.37)$$

-Equação de Altshul

$$f = \left[1,82\log\left(\frac{\mathrm{Re}}{100}\right) + 2\right]^{-2} \qquad (2.38)$$

Na TABELA (2.2), variando o número de Reynolds, o autor fez uma comparação entre os valores de *"f"*, calculados pela equação de Von Kármán/Prandtl e as equações de Colebrook, de Filonenko/Altshul e de Konakov:

TABELA 2.2

Coeficientes de atrito para escoamento turbulento em tubos hidraulicamente liso, calculados pelas equações Prandtl, Colebrook, Filonenko/Altshul e Konakov

NÚMERO DE REYNOLDS	EQUAÇÃO DE PRANDTL	EQUAÇÃO DE COLEBROOK	EQUAÇÃO DE FILONENKO/ ALTSHUL	EQUAÇÃO DE KONAKOV
4,000	0,0399	0,0406	0,0414	0,0403
10^4	0,0309	0,0310	0,0314	0,0308
5.10^4	0,0209	0,0208	0,0209	0,0207
10^5	0,0180	0,0179	0,0180	0,0178
2.10^5	0,0156	0,0155	0,0156	0,0155
5.10^5	0,0132	0,0131	0,0131	0,0130
10^6	0,0116	0,0116	0,0116	0,0116
2.10^6	0,0104	0,0104	0,0104	0,0103
5.10^6	0,0090	0,0090	0,0090	0,0090
10^7	0,0081	0,0081	0,0081	0,0081
10^8	0,0059	0,0060	0,0060	0,0060

FONTE: OLUJI´C¨(1981)

Equação de Souza

SOUZA (1986) desenvolveu uma fórmula para o cálculo explícito do fator de atrito em tubulações retilíneas, para as condições de turbulento liso utilizando da EQUAÇÃO (2.17), e apresentando o fator de atrito em função de adimensionais.

$$f = \phi\left(\frac{k}{D}, \mathrm{Re}\, f^{0,5}\right) \tag{2.39}$$

Para a determinação da vazão *"Q"*, isolou-se o número de Reynolds da EQUAÇÃO (2.31) e o fator de atrito na forma adimensional apresentada acima, obtendo-se o fator de atrito *"f"* de modo explícito, para o seguinte intervalo da relação adimensional:

$$A = \left(\frac{\mathrm{Re}\sqrt{f}}{\frac{D}{k}}\right) \leq 14 \tag{2.40}$$

Para obter o termo incógnita $\mathrm{Re}\sqrt{f}$, isolou-se a EQUAÇÃO (2.17), do seguinte modo:

$$\mathrm{Re}\sqrt{f} = \frac{D}{\upsilon}\sqrt{2gD\frac{hf}{L}} \tag{2.41}$$

Satisfazendo o intervalo do adimensional *"A"*, o fator de atrito *"f"* poderá ser obtido pela EQUAÇÃO (2.31) ou equação similar, para escoamentos turbulentos lisos.

Equação de Nikuradse

$$f = 0{,}0032 + 0{,}221(\mathrm{Re})^{-0{,}237} \tag{2.42}$$

BASTOS (1987) comenta que esta equação pode ser colocada na fórmula logarítmica e, em comparação com a EQUAÇÃO (2.31), apresenta resultados experimentais semelhantes.

Equação de Terzidis

TERZIDIS (1990), considerando que o coeficiente *"a"* da EQUAÇÃO (2.30) depende algebricamente da rugosidade relativa e usando procedimentos adequados derivou a seguinte expressão:

$$f = 0{,}315\left(1 + 2{,}1\sqrt{\frac{k}{D}}\right)\mathrm{Re}^{-0{,}25} = a\,\mathrm{Re}^{-0{,}25} \qquad (2.43)$$

Essa equação é válida para $4.000 = Re = Re_{cr}$ e $0 = k/D = 0{,}04$. O limite acima do número de Reynolds *"Re_{cr}"* depende do valor da rugosidade relativa *"k/D"* e deverá ser determinado experimentalmente. Para tubos lisos onde $k/D=0$ e $Re_{cr}=100.000$ a EQUAÇÃO (2.43) é reduzida à EQUAÇÃO (2.30).

O número de Reynolds crítico pode ser estimado pela relação:

$$\mathrm{Re}_{cr} = \left(\frac{0{,}316}{f_{tb}}\right)^{4} \qquad (2.44)$$

tal que:

f_{tb} = o valor do fator de atrito *"f"* avaliado para $Re=100.000$ da seguinte equação explícita:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1{,}793\log\left[\left(\frac{k}{3{,}7D}\right)^{1{,}114} + \frac{6{,}925}{\mathrm{Re}}\right] \qquad (2.45)$$

A EQUAÇÃO (2.45) aproxima-se explicitamente da equação de Colebrook/White (C-W) com um erro médio absoluto significativo de 0,28% e um erro máximo absoluto de 0,89% para $Re=10^4$ e $10^{-6}=k/D=0,05$.

b) Regime de escoamento com tubo totalmente rugoso

Quando as asperezas da parede ultrapassam a espessura da subcamada laminar *"δ"*, entrando na zona turbulenta do movimento, a turbulência aumenta, o que resulta numa perda mais elevada para o escoamento. Este é considerado como ocorrendo num conduto totalmente rugoso (LENCASTRE, 1972).

Normalmente, neste regime de escoamento, quando o número de Reynolds ultrapassa determinados limites, a resistência ao escoamento é condicionada unicamente pela turbulência e o coeficiente de atrito é então independente do número de Reynolds e passa ser calculado somente em função da rugosidade relativa *"k/D"*:

$$f = \phi\left(\frac{k}{D}\right) \tag{2.46}$$

J. Nikuradse, citado por AVEZEDO NETTO e ALVAREZ (1986), estabeleceu uma equação teórica, relacionando os valores de *"f"* e de *"k"* para tubos rugosos funcionando na zona de turbulência completa:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1{,}74 + 2\log\frac{D}{2k} \tag{2.47}$$

Pode-se observar que na EQUAÇÃO (2.47), o coeficiente de atrito depende apenas da rugosidade.

Apoiados nas experiências de J.Nikuradse e com base em considerações teóricas, Von Kármán /Prandtl apresentaram a seguinte equação para o regime turbulento rugoso (BASTOS, 1987):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2\log\frac{3{,}7D}{k} = 1{,}14 - 2\log\frac{D}{k} \tag{2.48}$$

c) Regime de transição entre tubo totalmente rugoso e hidraulicamente liso

Entre o conduto hidraulicamente liso e totalmente rugoso existe o regime de transição. Neste caso, as asperezas da parede se estendem parcialmente para a zona turbulenta do escoamento, aumentando a resistência ao escoamento devido ao arraste que existe sobre estas saliências.

Para a região compreendida entre as condições precedentes, o fator de atrito para tubos comerciais é descrita pela equação semi-empírica desenvolvida por Colebrook em colaboração com White (COLEBROOK, 1939):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{k}{3{,}7D} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right) \tag{2.49}$$

Observa-se que o fator de atrito da equação de Colebrook/White (C-W) na região de transição reduz-se à EQUAÇÃO (2.31) para tubos lisos, quando a rugosidade relativa aproxima-se de zero, e à EQUAÇÃO (2.48) para tubos completamente rugosos, para valores altos do número de Reynolds.

Esta é uma equação extensivamente usada em análise de fluxo do tubo para se computar o coeficiente de atrito. De acordo com JAIN (1976), ela apresenta um relacionamento implícito em *"f"*, sua determinação é dada pela rugosidade relativa *"k/D"* e o número de Reynolds *"Re"*, envolvendo um procedimento de soluções iterativas.

Segundo MATTHEW (1990) por mais de cinquenta anos a equação de Colebrook/White (C-W) mostrou-se ser uma das mais citadas e praticadas na vasta literatura de atrito de tubos.

Esta equação por ser de natureza implícita, requer soluções por procedimentos iterativos ou pode-se achar *"f"* a partir do gráfico de Moody. Como estes processos não eram considerados simples, foram surgindo as várias equações explícitas, buscando soluções razoavelmente precisas comparadas com a equação de Colebrook/White.(C-W).

Por vários anos, autores como MOODY (1947), WOOD (1966), CHURCHILL (1973), JAIN (1976), SWAMME e JAIN (1976), CHURCHILL (1977), CHEN (1979), SHACHAM (1980), ZIGRANG e SYLVESTER (1982), HAALAND (1983), CHEN (1984), SERGHIDES (1984), CHUE (1984), CHEN (1985), PEREIRA e ALMEIDA (1986), SOUZA (1986) e CHEN e ACKLAND (1990), vêm tentando solucionar o problema computacional do cálculo implícito da equação de Colebrook/White, propondo fórmulas explícitas aproximadas ou simplificadas:

MOODY (1947)

MOODY (1947), sugeriu substituir a EQUAÇÃO (2.49) pela seguinte equação:

$$f = 0{,}0055\left\{1+\left[2x10^4\left(\frac{k}{D}\right)+\frac{10^6}{\mathrm{Re}}\right]^{1/3}\right\} \qquad (2.50)$$

Esta equação difere da EQUAÇÃO (2.49) de -16% a +13% em média no intervalo de $4x10^3 \leq Re \leq 10^8$ e $0<(k/D)<5x10^{-2}$ e elimina dois problemas: (i) o *"f"* do lado direito da equação, dando assim a solução direta para *"f"*; (ii) a fórmula logarítmica é substituída por uma única exponencial simples. Esta fórmula pode ser usada para os objetivos práticos de engenharia, podendo oferecer valores confiáveis para *"f"* tanto quanto a EQUAÇÃO (2.49) e os diagramas.

ZIGRANG e SYLVESTER (1982), mostraram que a EQUAÇÃO (2.50) tem uma média de erro de 4,3% para seus testes, não podendo ser considerada como uma avaliação ampla.

WOOD (1966)

Reconhecendo a necessidade de uma equação explícita para substituir a EQUAÇÃO (2.49), WOOD (1966) propôs a seguinte equação:

$$f = a + b\,\mathrm{Re}^{-c} \tag{2.51}$$

sendo:

$a = 0{,}094(k/D)^{0{,}025} + 0{,}53(k/D)$

$b = 88{,}0(k/D)^{0{,}44}$

$c = 1{,}62(k/D)^{0{,}134}$

Como *a, b,* e c são funções da rugosidade relativa, é óbvio que a EQUAÇÃO (2.51) não é aplicável para fluxos turbulentos lisos. Isso porque, neste caso, temos que $k/D=0$, o que resulta em $a= b =c$ e fator de fricção igual a zero. Esta equação, portanto, só pode ser válida para valores de rugosidade relativa entre $10^{-5} \leq k/D 4x10^{-2}$ e $Re>10^{4}$.

Para verificar a exatidão da EQUAÇÃO (2.51), esta foi comparada à EQUAÇÃO (2.49) e foi encontrado taxas de erro de -4% a +5%.

CHURCHILL (1973)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[\left(\frac{7}{\mathrm{Re}}\right)^{0,9} + \frac{k}{3{,}7D}\right] \tag{2.52}$$

Podemos notar que esta equação é uma combinação da equação de Nikuradse com a equação de Von Kárman/Prandtl, sendo explícita em *"f"*. PEREIRA e ALMEIDA (1986) afirmam que esta equação é o resultado de uma modificação no argumento da função logaritmo da EQUAÇÃO (2.49) e conduz a valores dos desvios, em módulo, relativo médio de 0,58% a relativo máximo de 3,10%.

JAIN (1976)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1{,}14 - 2\log\left(\frac{k}{D} + \frac{21{,}25}{\mathrm{Re}^{0,9}}\right) \tag{2.53}$$

Esta equação é o resultado de uma conveniente combinação entre a EQUAÇÃO (2.31) e a EQUAÇÃO (2.51), podendo também ser aplicada da mesma maneira que a EQUAÇÃO (2.49), para as três zonas de fluxo turbulento: turbulência lisa, transição entre turbulência lisa e rugosa, e turbulência rugosa.

A sua exatidão foi revista em comparação com a EQUAÇÃO (2.49), para o intervalo de rugosidade relativa de $10^{-6} \leq k/D \leq 10^{-2}$ e o número de Reynolds de $5x10^{3} \leq Re \leq 10^{8}$, e foi encontrado erros de cálculo de *"f"* de ±1,0%. Para variações mais praticáveis como dado no intervalo de $10^{-5} \leq k/D \leq 10^{-3}$ e $10^{4} \leq Re \leq 10^{7}$, o erro foi de aproximadamente ±0,5%.

O autor concluiu que a equação proposta por ele é de fácil manejo e elimina as tentativas envolvidas na EQUAÇÃO (2.49).

SWAMME e JAIN (1976)

SWAMME e JAIN (1976), propuseram a seguinte equação:

$$f = \frac{0{,}25}{\left[\log\left(\frac{k}{3{,}7D}\right) + \frac{5{,}74}{\mathrm{Re}^{0{,}9}}\right]^2} \tag{2.54}$$

Esta equação tem um erro relativo médio em relação a EQUAÇÃO (2.49) de 1% dentro do seguinte intervalo: $10^{-6} \leq k/D \leq 10^{-2}$ e $5{,}0x10^3 \leq Re \leq 10^8$.

CHURCHILL (1977)

CHURCHILL (1977) propôs uma equação explícita de tipo universal que considera ambos os regimes laminar e transitório:

$$f = 8\left[\left(\frac{8}{\mathrm{Re}}\right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}}\right]^{1/12} \tag{2.55}$$

em que:

$A = (2{,}457 ln(1/(7/Re)^{0,9} + 0{,}27k/D))^{16}$

$B = (37{,}530/Re)^{16}$

Esta equação é válida para todos os valores de *"R_e"* e *"k/D"*.

CHEN, N.H.(1979)

$$f = \left[-2\log\left(\frac{k}{3{,}7065D} - Y \right) \right]^{-2} \tag{2.56}$$

tal que:

$$Y = \frac{5{,}0452}{\text{Re}} \log\left(\frac{1}{2{,}8257} \left(\frac{k}{D} \right)^{1{,}1098} + Z \right)$$

$$Z = \frac{5{,}8506}{\text{Re}^{0{,}8981}}$$

Segundo ZIGRANG e SYLVESTER (1985), a EQUAÇÃO (2.56) é uma equação com um alto índice de complexidade, sendo considerada uma equação de precisão intermediária quando comparada a EQUAÇÃO (2.49).

SHACHAM (1980)

Substituindo-se *f= 0,03* no lado direito da EQUAÇÃO (2.49), e aplicando-se duas vezes a substituição sucessiva, SHACHAM (1980) derivou-se a seguinte equação:

$$f = \left\{ -2\log\left[\frac{k}{3{,}7D} - \frac{5{,}02}{\text{Re}} \log\left(\frac{k}{3{,}7D} + \frac{14{,}5}{\text{Re}} \right) \right] \right\}^{-2} \tag{2.57}$$

Esta equação é semelhante à EQUAÇÃO (2.56), porém a sua resolução é muito mais simples.

O autor procurando simplificar ainda mais a EQUAÇÃO (2.57), propôs a seguinte expressão:

$$f = \left[\frac{X(1 - \ln X) - \dfrac{k}{3{,}7D}}{1{,}15129X + \dfrac{2{,}51}{\mathrm{Re}}} \right]^{-2} \tag{2.58}$$

sendo:

$$X = \left\{ -2\log\left[\frac{k}{3{,}7D} - \frac{5{,}02}{\mathrm{Re}} \log\left(\frac{k}{3{,}7D} + \frac{14{,}5}{\mathrm{Re}} \right) \right] \right\}^{-2}$$

A EQUAÇÃO (2.58) é mais precisa do que a EQUAÇÃO (2.57) e produz valores para o coeficiente de atrito dentro de ±1% daqueles obtidos pela EQUAÇÃO (2.49).

ZIGRANG e SYLVESTER (1982)

ZIGRANG e SYLVESTER (1982) apresentaram equações abaixo, as quais são válidas para $4{,}000 < R_e < 10^8$ e $0{,}00004 < k/D < 0{,}05$:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2{,}0\log\left(\frac{k}{3{,}7D} - \frac{5{,}02}{\mathrm{Re}} A \right) \tag{2.59}$$

sendo:

$$A = \log\left[\frac{K}{3{,}7D} - \frac{5{,}02}{\mathrm{Re}} \log\left(\frac{K}{3{,}7D} + \frac{13}{\mathrm{Re}} \right) \right]$$

HAALAND (1983)

HAALAND (1983) apresentou uma equação explícita para o cálculo do fator de atrito que é uma combinação da EQUAÇÃO (2.34) com a EQUAÇÃO (2.48):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1{,}8\log\left[\left(\frac{k}{3{,}7D}\right)^{1{,}11} + \frac{6{,}9}{\mathrm{Re}}\right] \qquad (2.60)$$

O cálculo do coeficiente de atrito desta equação difere do coeficiente de atrito da EQUAÇÃO (2.49) em ±1,5%, num intervalo de $4x10^3 \leq R_e \leq 10^8$ e $0 \leq k/D \leq 5x10^2$.

O autor generalizou esta relação para:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -\frac{1{,}8}{n}\log\left[\left(\frac{6{,}9}{\mathrm{Re}}\right)^{n} + \left(\frac{k}{3{,}75D}\right)^{1{,}11n}\right] \qquad (2.61)$$

Para n= 1, a EQUAÇÃO (2.61) torna-se a EQUAÇÃO (2.60). O autor sugeriu que para n=3, a EQUAÇÃO (2.61) produzirá fatores de atrito em consonância com àqueles recomendados para o uso nas tubulações de gás.

CHUE (1984)

CHUE (1984) propôs uma fórmula explícita da lei de atrito unificada, baseado em valores experimentais para a zona crítica ou de transição laminar turbulenta:

$$\frac{1}{\lambda} = -2\log\left[(1-\gamma)10^{-\left(\sqrt{\mathrm{Re}}/16\right)} + \gamma\left(\frac{5{,}7622}{\mathrm{Re}^{0{,}9}} + \frac{k}{3{,}7D}\right)\right] \qquad (2.62)$$

em que:

"λ" denota o fator de atrito de Darcy-Weisbach;

"γ" um parâmetro designado por fator de intermitência que é definido por:

$$\gamma = \left[1 + \exp\left(-\frac{\mathrm{Re} - A}{B}\right)\right]^{-1}$$

na qual:

$A = 3057{,}2516$

$B = 227{,}52765$

A fórmula explícita da lei de atrito universal permite uma avaliação direta dos fatores de atrito sem tédio interativo, e é superior aos procedimentos da forma da curva desenvolvidos no passado.

CHEN (1984)

A equação explícita proposta por CHEN (1984) tem uma precisão razoável, o que propicia sua aceitação para a maioria das práticas de engenharia:

$$f = c\left[\frac{1}{\mathrm{Re}^{a}} + K\left(\frac{k}{D}\right)^{b}\right]^{0,3} \tag{2.63}$$

A EQUAÇÃO (2.63) pode reduzir a EQUAÇÃO (2.30) em caso de fluxo turbulento liso, fazendo $c=0,3164$, $a=0,83$ e k/D=0. Para um simples caso, onde $b=1,0$ e $k=0,11$, esses valores darão a melhor previsão do fator de atrito para região turbulenta rugosa e regiões de transição rugosa.

SERGHIDES(1984)

SERGHIDES (1984) propôs duas novas equações baseadas na solução numérica da EQUAÇÃO (2.49), ambas parecem ser mais precisa do que qualquer outra aproximação já publicada:

$$f = \left[A - (B - A)^2 / C - 2B + A\right]^{-2} \tag{2.64}$$

sendo:

$$A = -2{,}0\log\left(\frac{K}{3{,}7D} + \frac{12}{\mathrm{Re}}\right)$$

$$B = -2{,}0\log\left(\frac{K}{3{,}7D} + 2{,}51\frac{A}{\mathrm{Re}}\right)$$

$$C = -2{,}0\log\left(\frac{K}{3{,}7D} + 2{,}51\frac{B}{\mathrm{Re}}\right)$$

As constantes *A, B* e *C* são aproximações da EQUAÇÃO (2.49), obtidas por três iterações do método de substituição direta.

A versão simples da EQUAÇÃO (2.64) é quase precisa, sendo também obtida pelo método de Steffenson's para uma solução numérica da EQUAÇÃO (2.49):

$$f = \left[4{,}781 - \frac{(A - 4{,}781)^2}{B - 2A + 4{,}781}\right]^{-2} \tag{2.65}$$

em que:

$$A = -2{,}0\log\left(\frac{K}{3{,}7D} + \frac{12}{\mathrm{Re}}\right)$$

$$B = -2{,}0\log\left(\frac{K}{3{,}7D} + 2{,}51\frac{A}{\mathrm{Re}}\right)$$

As EQUAÇÕES (2.64) e (2.65) são válidas para R_e>*2100* e qualquer valor de *"k/D"*.

CHEN (1985)

A equação apresentada por CHEN (1985) é uma variante do tipo da EQUAÇÃO (2.52) e conduz a valores dos desvios, em módulo, relativo médio de 0,30% e relativo máximo de 2,60%:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[\frac{k}{3{,}7D} + \frac{4{,}52}{\mathrm{Re}}\log\left(\frac{\mathrm{Re}}{7}\right)\right] \tag{2.66}$$

PEREIRA e ALMEIDA (1986)

PEREIRA e ALMEIDA (1986) propuseram uma equação explícita do tipo universal para obtenção do coeficiente de atrito, aplicável em regime laminar, de transição e turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left[(1-Y)10^{-\sqrt{\mathrm{Re}}/16} + Y\left[\frac{6{,}9}{\mathrm{Re}} + \left(\frac{k}{3{,}7D}\right)^{1{,}11}\right]^{0{,}9}\right] \tag{2.67}$$

sendo *"Y"* um parâmetro designado por fator de intermitência que é obtido por:

$$Y = \left[1 + \exp\left(-\frac{\mathrm{Re} - A}{B}\right)\right]^{-1}$$

sendo:

$A = 3075,1098$

$B = 255,4556$

SOUZA (1986)

SOUZA (1986) apresentou uma nova formulação para o cálculo explícito do coeficiente de atrito da fórmula universal de perda de carga distribuída em tubulação retilínea, sendo aplicável aos vários tipos de escoamento: laminar, turbulento liso, turbulento de transição e turbulento rugoso.

Nesta formulação o coeficiente de atrito é expresso em função de dois adimensionais, que independem do diâmetro do tubo:

$$f = \phi_4\left[V\frac{k}{\upsilon}, \left(\frac{\mathrm{Re}}{f}\right)^{1/2}\right] \tag{2.68}$$

no qual:

$$G = V\frac{k}{\upsilon}$$

$$E = \left(\frac{\mathrm{Re}}{f}\right)^{1/2} = \left[\frac{V^3 L}{(2g\Delta H\upsilon)}\right]^{1/2}$$

Segundo o autor se *"V, L, g, ΔH, k, e υ"* são dados de um problema de escoamento e *"D"* é grandeza incógnita, a rugosidade *"k/D"* não pode permanecer na formulação sob pena de torná-la implícita. A influência da rugosidade deve então ser levada em conta através do adimensional "$G = V\frac{k}{\upsilon}$" que tem a estrutura de um número de Reynolds, só que calculado com a rugosidade *"k"* no lugar do diâmetro *"D"*.

Para o regime laminar, o autor obteve a expressão para *"f"* em função de *"E"*, partindo-se de *"f=64/Re"*, logo:

$$f = \frac{64}{E^2 f} \qquad (2.69)$$

ou

$$f^2 = \frac{64}{E^2} \qquad (2.70)$$

ou

$$f = \frac{8}{E} \qquad (2.71)$$

No escoamento turbulento de transição, o coeficiente de atrito que é dado pela EQUAÇÃO (2.49), é transformado em:

$$\frac{1}{f} = -2\log\left[\frac{G}{(3{,}71\,\mathrm{Re})} + 2{,}51\frac{E}{\mathrm{Re}^{3/2}}\right] \qquad (2.72)$$

Onde o autor encontrou para as parcelas dentro dos argumentos das funções *"log"* as seguintes relações: $Re=0{,}260953E^{5/3}$ e $Re^{3/2}=0{,}133304E^{5/2}$. Substituindo-se estas relações na EQUAÇÃO (2.72), obteve-se uma expressão de *"f"* em termos dos adimensionais *"E"* e *"G"*, aplicável ao caso de regime de escoamento turbulento de transição.

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2\log\left(1{,}03\frac{G}{E^{5/3}} + \frac{18{,}83}{E^{3/2}}\right) \tag{2.73}$$

Tendo-se em conta que na EQUAÇÃO (2.73), a primeira parcela presente no argumento da função *"log"* leva em consideração o efeito da rugosidade da parede e, que a segunda parcela retrata o efeito viscoso no escoamento turbulento, pode-se evidenciar diretamente as fórmulas:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2\log\left(1{,}03\frac{G}{E^{5/3}}\right) \tag{2.74}$$

válida para regime de escoamento turbulento rugoso, e

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2\log\left(\frac{18{,}83}{E^{3/2}}\right) \tag{2.75}$$

válida para escoamento turbulento liso.

Os limites de aplicação das EQUAÇÕES (2.71), (2.73), (2.74) e (2.75), foram obtidos por transformações dos limites clássicos conhecidos:

-Laminar	: $Re \leq 2500 \rightarrow E \leq 312$
-Turbulento	: $Re \geq 4000 \rightarrow E \geq 315$
liso	: $Ref^{1/2}/(D/k) \leq 14 \rightarrow G/E^{1/6}$
rugoso	: $Ref^{1/2}/(D/k) \geq 200 \rightarrow G/E^{1/6} \geq 27$
transição	: $14 < Ref^{1/2}/(D/k) < 200 \rightarrow 27 < G/E^{1/6} < 393$

CHEN e ACKLAND (1990)

Os autores encontraram uma forma conveniente para representar o fator de atrito em todos os regimes de fluxo. Os procedimentos utilizados por eles estão apresentados abaixo:

$$f = fL * P(L) + fT * P(T) \tag{2.76}$$

em que:

$P(T) = \phi(Z)$;

$\phi(Z) \cong (1/2)(1 + tanhZ)$;

$Z = (Re - \mu)/\sigma$

$fL = 8/R_e$;

$fT = [2,457 ln 1/(7/Re)^{0,9} + 0,27k/D]$

$P(L) + P(T) = 1,0$

Na determinação da função $f = \varphi(\mathrm{Re}, k/d)$, viu-se várias fórmulas específicas para o cálculo de *"f"* para os diferentes regimes de escoamento. Muitas dessas equações tem apresentado um grau de precisão desejáveis, entretanto existe uma polêmica com relação ao uso dessas em substituição as já consagradas equações de Von Kármán para tubos lisos, Nikuradse para tubos rugosos e C-W para regime de transição entre tubos lisos e rugosos.

A EQUAÇÃO (2.49) gerou muitas discussões em relação ao seu grau de precisão. Autores como HAALAND (1983) e CHEN(1984) concordam que antes que a simplicidade das equações explícitas sejam sacrificadas em busca de maiores exatidões, deve-se levar em conta que a EQUAÇÃO (2.49) contém erros significativos comparados com os dados experimentais. HAALAND (1983) chegou a atribuir um erro de 3-5%, se não mais, na EQUAÇÃO (2.49) comparados com os dados experimentais.

ZIGRANG e SYLVESTER (1985), baseados na revisão feita por eles, concordam com a pouca exatidão da EQUAÇÃO (2.49), mesmo assim chegaram as seguintes conclusões: i) a EQUAÇÃO (2.49) deve continuar como padrão; ii) as equações de atrito explícito não são necessárias; iii) as soluções numéricas para os fatores de atrito baseados na EQUAÇÃO (2.49) podem ser obtidas pela interação para qualquer grau de precisão desejável.

HEERMANN (1983) e CHEN (1985) comentam sobre as facilidades do uso das calculadoras e computadores na resolução da EQUAÇÃO (2.49), dando exemplos práticos de aplicação.

Como pode ser visto, as opiniões de alguns autores divergem entre si. Alguns deles sugerem o uso das equações explícitas e outros acham que com a utilização das calculadoras e/ou dos microcomputadores a EQUAÇÃO (2.49) pode ser perfeitamente utilizada, não existindo mais a necessidade do uso dessas equações.

2.5 Perda de carga contínua ou distribuída ao longo da canalização

Ocasionada pelo movimento da água na própria tubulação, a perda de carga contínua ou distribuída representa a energia mecânica convertida (pelos efeitos do atrito) em energia térmica. Em outras palavras, o movimento da água se processa com certa dissipação de energia causada pelas resistências que se manifestam em oposição ao movimento.

FOX e McDONALD (1988) afirmam que as perdas de cargas contínuas podem ser expressas pela queda de pressão para escoamentos completamentes desenvolvidos através de tubos horizontais de seção constante, e estas dependem das características do escoamento através do duto.

$$hf = \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma}\right) \tag{2.77}$$

No estudo dos escoamentos em tubos, muitas fórmulas empíricas têm sido utilizadas. ASSY (1977) diz que estas fórmulas foram recomendadas por seus autores para aplicação em domínios restritos de diâmetros e nelas figuram coeficientes numéricos que dependem da rugosidade do conduto e não dependem, pelo menos explicitamente, do tipo de escoamento que se estabelece no conduto. Normalmente, estas fórmulas práticas determinam as perdas dentro das condições e limites das experiências realizadas, por exemplo: válida para um único fluido; à temperatura ambiente e para tubos de seções transversais especificadas e determinados materiais.

Conforme esse mesmo autor, o emprego indiscriminado destas fórmulas levam o engenheiro de projeto a dois erros grosseiros: (i) a escolha inadequada do coeficiente numérico que nem sempre corresponde ao material de que são feitos os tubos e demais parâmetros envolvidos; (ii) os coeficientes numéricos nem sempre são compatíveis com o regime de escoamento que está se estabelecendo no conduto.

Segundo autores como HEERMANN (1983) e KAMAND (1988) das várias equações existentes, para determinar a diminuição da taxa de fluxo, ou seja, a perda de carga contínua ou distribuída ao longo da canalização, as mais comuns utilizadas nos projetos de irrigação são: equação de D-W, equação de Manning , equação de Scobey e equação de Hazen-Williams.

Apesar de suas limitações teóricas , as equações de Hazen-Williams e Manning para o cálculo de perda de carga em tubos permaneceram populares por serem resolvidas sem a interação ou interpolação gráfica, favorecendo seus fatores de atrito que podem ser considerados constantes, (McENROE 1989).

Para HEERMANN (1983), as indústrias de irrigação por aspersão muitas vezes usam para o cálculo de perda de carga as equações de Scobey ou de Hazen-Williams, visto que essas equações usam um fator constante para cada material do tubo. Segundo os autores, para que a equação de D-W fosse utilizada por essas indústrias, foi necessário confeccionar tabelas com valores de rugosidades para vários materiais de tubo para determinar o coeficiente de atrito da equação. Neste caso quando a equação é devidamente usada com a rugosidade correta para o material, qualquer variação no diâmetro do tubo não introduz nenhum erro quando comparada com as outras equações comumente utilizadas.

Observa-se que das equações citadas, a mais aceita nos projetos de irrigação é a equação de D-W. Apesar de ser uma equação complexa, ela serve para todos os diâmetros e para qualquer material, podendo ser utilizada para qualquer fluido incompressível, desde que o coeficiente *"f"* seja determinado corretamente.

Autores como TESTEZLAF (1982), VON BERNUTH e WILSON (1989), TERZIDIS (1990), ajustaram equações para o cálculo de perda de carga, tendo como origem a equação de D-W.

2.6 Perdas de carga localizadas ou singulares

As perdas de carga localizadas são resultantes das turbulências introduzidas no escoamento ocasionadas pela mudança de seção ou de direção da corrente, enfim, de uma quebra de uniformidade do conduto. Podendo considerar também que, além desses fatores, existem outros de mais difícil definição e muito diversificados.

Segundo DAKER (1954) quando a velocidade de escoamento de um fluido é alterada, seja em direção ou em magnitude, tal alteração determina a criação de turbilhonamentos adicionais, que são conjugados com a turbulência normal do próprio escoamento, acarretando uma perda de energia além da perda normal. Tal perda de energia ocorre em pontos bem definidos, onde a linha piezométrica sofre abaixamentos que podem ser considerados verticais.

Em projetos que envolvam sistemas de tubulações, usualmente incluem-se acessórios, curvas, válvulas, engates, etc, que pela forma e disposição, elevam a turbulência, provocam atritos e causam choques de partículas, dando origem a perdas de cargas localizadas ou singulares. Apesar da denominação de perda de carga localizada, em realidade ela se verifica em um trecho mais ou menos longo de um lado ou de outro da singularidade que a provoca

Conforme FINKEL (1982) essas perdas podem aumentar de 2 para 20% a perda de carga total e consequentemente nem sempre podem ser negligenciáveis.

2.6.1 Teorema de Borda

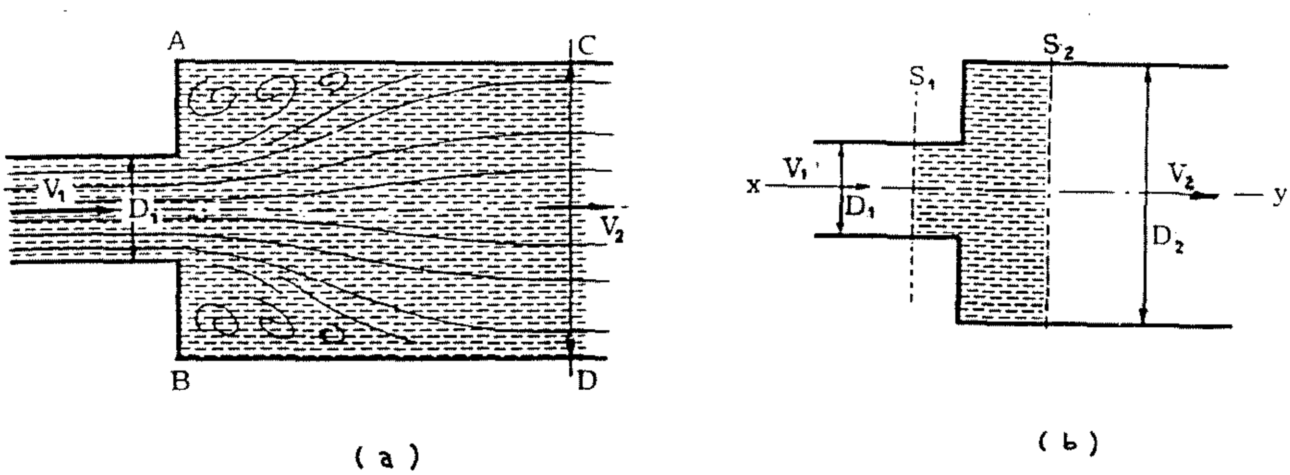

FIGURA 2.12 - Alargamento brusco de seção em uma corrente fluida horizontal

FONTE: PIMENTA (1981)

Na FIGURA 2.12 a, observa-se os filetes que a montante da singularidade eram paralelos, atingindo a seção do alargamento brusco, passam a divergir até uma seção *"CD"*, na qual se estabelece novamente o paralelismo dos filetes. Na zona em que se verifica a divergência dos filetes, há diminuição de velocidade, o que traz em conseqüência choques entre as partículas e dissipação de energia. A medida dessa perda de energia pode ser obtida teoricamente seja pela teoria dos choques de partículas inelásticas seja pela aplicação do teorema da quantidade de movimento.

Teorema da quantidade de movimento aplicada ao V.C.

Sejam duas seções (1) e (2), referentes à FIGURA 2.12 b, suficientemente próximas para que se possa desprezar entre elas a perda de carga por atrito ao longo do conduto, seções essas que contenham entre si a seção do alargamento brusco, sede do fenômeno de dissipação de energia. Aplicado ao tronco da corrente (1)______(2) o teorema da quantidade de movimento projetada no eixo x y do conduto suposto horizontal, chega-se a:

$$\rho Q|V_2 - V_1| = \sum F_x \qquad (2.78)$$

em que " ρQ " é a massa do fluido que atravessa uma seção qualquer "S" na unidade de tempo e " $\sum F_x$ " a projeção sobre x y, da resultante das forças externas.

As forças externas($\sum F_x$) que atuam no tronco de corrente são:

-Empuxo na seção de montante = $p_1 . A_1$

-Empuxo na seção de jusante= $p_2 . A_2$

-Reação das paredes $p_1(A_2 - A_1)$

A EQUAÇÃO (2.78) pode ser escrita, substituindo-se os valores acima,

$$p_1 . A_1 - p_2 A_2 + p_1(A_2 - A_1) = A_2(p_1 - p_2) = \rho Q(V_2 - V_1) \qquad (2.79)$$

Aplicando a EQUAÇÃO (2.10) às seções (1) e (2), temos:

$$\frac{V_1}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + hf \;\therefore\; z_1 = z_2 \text{ e } hf = hf_l \qquad (2.80)$$

A perda de carga por atrito foi neglicenciada, devido à proximidade entre as seções (1) e (2), logo:

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{V_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{V_2^2}{2g}+hf_l \Rightarrow hf_l=\frac{p_1}{\gamma}-\frac{p_2}{\gamma_1}+\frac{V_1}{2g}-\frac{V_2}{2g} \qquad (2.81)$$

Da EQUAÇÃO(2.79) tira-se:

$$\frac{p_1\text{-}p_2}{\gamma}=\frac{1}{g}\frac{Q}{A_2}\left[V_2-V_1\right]=\frac{1}{2g}2V_2\left(V_2-V_1\right) \qquad (2.82)$$

que substituindo na EQUAÇÃO (2.81) dá o valor de *hfl*

$$\frac{2V_2}{2g}(V_2-V_1)+\frac{V_1^2}{2g}-\frac{V_2^2}{2g}=hf_l \qquad (2.83)$$

$$\frac{2V_2^2-2.V_1.V_2+V_1^2-V_2^2}{2g}=hf_l \qquad (2.84)$$

$$hf_l=\left(\frac{V_1-V_2}{2g}\right)^2 \Rightarrow \textbf{\textit{TEOREMA DE BORDA}} \qquad (2.85)$$

que representa da perda de carga localizada, medida pela altura cinética correspondente à velocidade perdida em um alargamento brusco de seção em uma corrente fluida horizontal, (PIMENTA, 1981).

2.6.2 Expressão geral das perdas localizadas

De modo geral, é comum exprimir-se a perda de carga localizada em função da velocidade a jusante do alargamento. Pela EQUAÇÃO (2.7), tem-se:

$$V_1 = \frac{A_2}{A_1} V_2 \tag{2.86}$$

$$hf_L = \frac{\left(\frac{A_2}{A_1} V_2 - V_2\right)^2}{2g} \tag{2.87}$$

$$hf_L = \left| \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 2\frac{A_2}{A_1} + 1 \right| \frac{V_2^2}{2g} \qquad \therefore \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 2\frac{A_2}{A_1} + 1 = K \tag{2.88}$$

logo:

$$hf_L = K\frac{V^2}{2g} \tag{2.89}$$

sendo que:

hf_l= perda de carga localizada (m);

K = coeficiente de perda de carga localizada (adimensional);

V = velocidade média a montante ou a jusante do conduto (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

Da EQUAÇÃO (2.89), obtém-se o coeficiente de perda de carga localizada *"K"*:

$$K = \frac{hf_l .2g}{V^2} \tag{2.90}$$

O coeficiente *"K"* é função das características geométricas, da rugosidade e do número de Reynolds.

Os valores do coeficiente *"K"* para diversos acessórios são dados em vários manuais, e não especifica o tipo de escoamento, podendo ser considerado constante para determinada singularidade desde que o escoamento seja turbulento, independentemente do diâmetro da tubulação, da velocidade e da natureza do fluido.

É de grande interesse obter maiores conhecimentos em singularidades, principalmente aquelas utilizadas em sistemas de irrigação por aspersão convencional.

Há alguns anos, os trabalhos experimentais para obtenção do coeficiente *"K"* em diferentes singularidades vêm sendo realizados por diferentes autores tais como: GRAY, LEVINE e BOGEMA (1954); ITO (1960); MILLER (1971); TOWNSEND, KHODABAKHSH e IDEM (1987); TESTEZLAF (1982), VIEIRA, GENOVEZ e ALMEIDA (1993); LAURIA e LAURIA (1990); ALMEIDA (1995); RAMAMURTHY, ZHU e CARBALLADA (1996).

2.6.3 Comprimento equivalente

Segundo AZEVEDO NETTO e ALVAREZ (1986) uma canalização que possui ao longo de sua extensão diversas peças especiais e outras singularidades, equivale, sob o ponto de vista de perdas de carga, a um encanamento retilíneo de comprimento maior sem singularidades, ou seja, consiste em adicionar à extensão da canalização, para efeito de cálculo, comprimentos tais que correspondem à mesma perda de carga que causariam as peças existentes na canalização, para a mesma velocidade.

Esta mesma perda em um conduto reto pode ser expressa pela EQUAÇÃO (2.17):

$$hf = \left(f \frac{L_{eq}}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \tag{2.91}$$

Da EQUAÇÃO (2.91) temos que $K = f \dfrac{L_{eq}}{D}$, logo:

$$L_{eq} = K\frac{D}{f} \tag{2.92}$$

no qual:

L_{eq} = comprimento equivalente em tubulações retas (m);

K = coeficiente de perda de carga localizada (adimensional);

D = diâmetro interno da tubulação (m);

f = coeficiente de atrito do tubo (adimensional);

De acordo com FINKEL (1982) este método é de grande utilidade na prática para a consideração das perdas locais.

2.6.4 Perda de carga em engates

Os sistemas de tubulações para irrigação contam com um número grande de engates, tornando-se necessário avaliar as resistências ao fluxo do líquido provocadas nesse local.

HEERMANN (1983) classifica os engates para as tubulações portáteis como: (i) conexão autovedante (Self-Sealing); (ii) vedação manual-mecânica (Mechanical-Sealing).

O engate do tipo autovedante divide-se em dois tipos, fecho-automático (Self-locking) e fecho-manual (Hand-locking).

A conexão de fecho automático é geralmente disposta em gancho ou rosca, mantida próxima da parede do tubo pela ação combinada da pressão da água e da elasticidade interna da vedação.

Os engates além da facilidade de operação de acoplamento, devem proporcionar alta flexibilidade no alinhamento da canalização para permitir um perfeito ajuste às condições topográficas; possibilitar uma drenagem rápida da água por ocasião do desligamento da bomba a fim de se efetuar uma mudança mais rápida de posição.

GRAY, LEVINE e BOGEMA (1954) estudaram os coeficientes *"K"* para 14 tipos diferentes de engates rápidos utilizados em tubos de irrigação com 3" (0,075 m) de diâmetro, encontrando valores de *"K"* variando entre 0,15 e 0,70. Eles atribuíram essa variação aos diferentes modelos e métodos de fabricação.

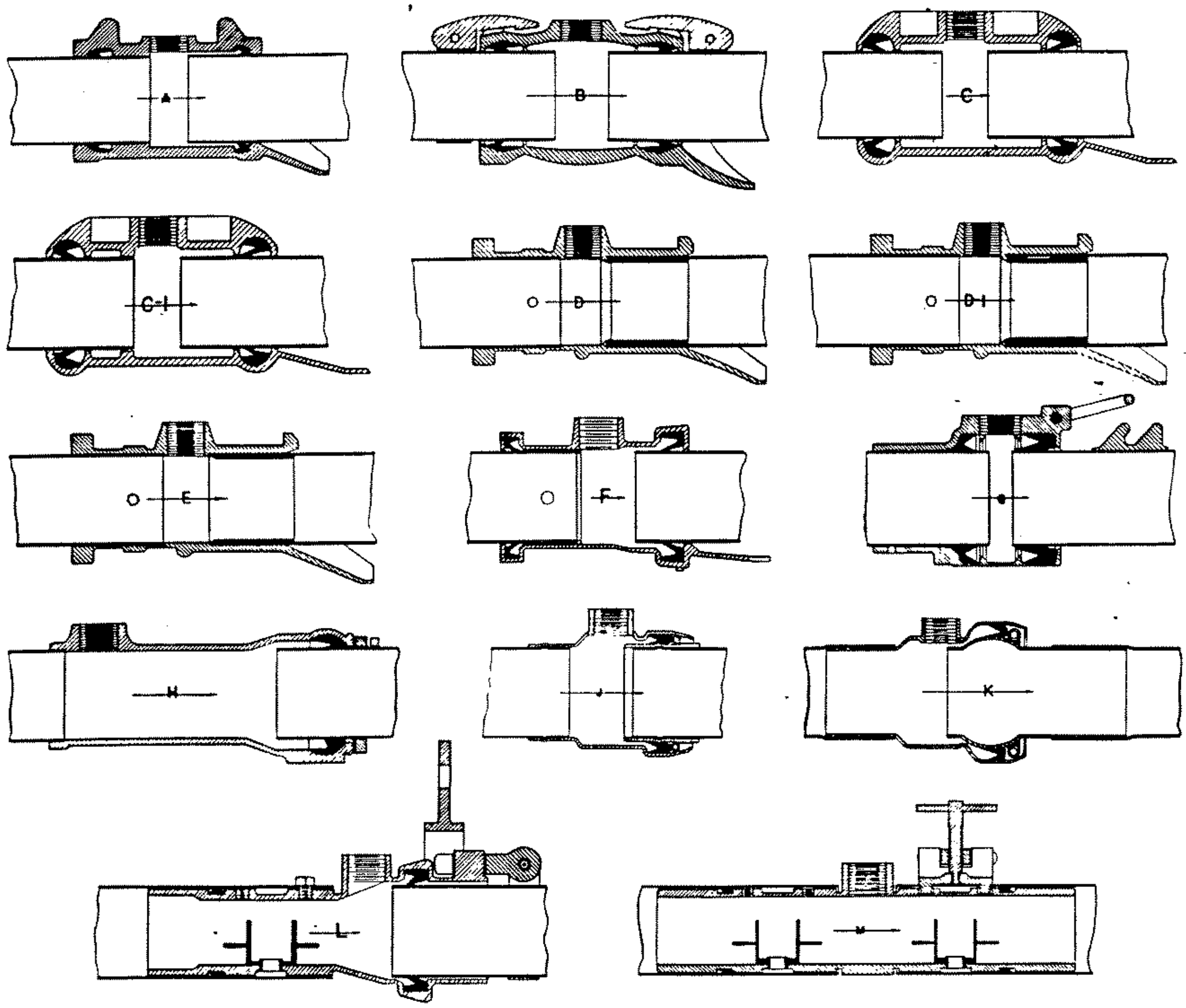

FIGURA 2.13 -Seção transversal dos engates rápidos usados na linha de irrigação, por GRAY, LAVINE e BOGEMA (1954)

Ao instalar um sistema de irrigação por aspersão no campo, dificilmente consegue-se uma conexão perfeita entre as juntas de ação rápida. Sabendo-se disto, DAKER(1954) trabalhando com tubos novos de alumínio de 6" (0,150 m) de diâmetro, propôs em seu experimento determinar: (i) a equação geral de perda de carga devido ao atrito ao longo da canalização; (ii) as equações de perda de carga nas juntas de ação rápida; (iii) as equações do coeficiente de atrito *"K"* para juntas. Para isso o seu experimento foi dividido em duas partes:

a) Determinação da perda de carga devido ao atrito ao longo da canalização e da perda de carga em juntas de ação rápida dispostas no alinhamento da tubulação e com ligações perfeitas; determinação do coeficiente *"K"* em juntas também dispostas no alinhamento da tubulação e com ligações perfeitas;

b) Determinação da perda de carga em juntas com ligações defeituosas, segundo as seguintes características:

Posição 1: Juntas no alinhamento da tubulação, mas com as pontas caídas dentro das bolsas.

Posição 2:Juntas com pontas caídas dentro das bolsas e ainda com uma deflexão horizontal, para a esquerda, de 3° sobre a direção dos tubos.

Posição 3: Semelhante a posição 2, sendo que a deflexão horizontal para a esquerda fora aumentada para 6°, o máximo de deflexão admitido pelas juntas.

Os resultados obtidos pelo autor, encontram-se abaixo relacionados:

- Equação geral da perda de carga distribuída em tubos novos de alumínio com 6" (0,150 m) de diâmetro:

$$hf = 0{,}000685 \frac{L}{D^{1{,}14}} V^{1.862} \tag{2.93}$$

sendo:

hf= perda de carga distribuída (m)

- Equações da perda de carga em juntas representada em m/m da tubulação ou a perda de carga em cada junta em m/junta (só há uma junta em cada 6,14 m):

Juntas bem adaptadas $J = 1{,}053\,Q^{1{,}90}$ (m/m) ou $J = 6{,}468\,Q^{1{,}90}$ (2.94)

Juntas mal adaptadas (Posição 1) $J = 2{,}336\,Q^{1{,}90}$ ou $J = 14{,}343\,Q^{1{,}90}$ (2.95)

Juntas mal adaptadas (Posição 2) $J = 4{,}002\,Q^{1{,}90}$ ou $J = 24{,}573\,Q^{1{,}90}$ (2.96)

Juntas mal adaptadas (Posição 3) $J = 4{,}440\,Q^{1{,}90}$ ou $J = 27{,}262\,Q^{1{,}90}$ (2.97)

no qual::

J= perda de carga em juntas (m/m) e/ou perda de carga em cada junta (m/junta)

- Equações do coeficiente de perda de carga para juntas:

Juntas bem adaptadas $K = 0{,}03886\,Q^{-0{,}10}$ (2.98)

Juntas mal adaptadas (Posição 1) $K = 0{,}08618\,Q^{-0{,}10}$ (2.99)

Juntas mal adaptadas (Posição 2) $K = 0{,}14764\,Q^{-0{,}10}$ (2.100)

Juntas mal adaptadas (Posição 3) $K = 0{,}16380\,Q^{-0{,}10}$ (2.101)

em que:

K= coeficiente de perda de carga (adimensional)

O autor apresenta em tabela resultados do coeficiente de resistência para as juntas de ação rápida de tubos de alumínio de 6" (0,150 m) de diâmetro para as fórmulas acima citadas, usando diferentes vazões.

FERREIRA (1972), trabalhando com tubos novos de aço zincados, providos de juntas de engate rápido, do tipo ponta e bolsa, com diâmetros externo de 50,70 e 89 mm e 6 m de comprimento, obteve as seguintes equações ajustadas para determinação da perda de carga:

$$J = 0{,}0005214V^{1{,}836}/D^{1{,}331} \text{ (tubos sem juntas)} \quad (2.102)$$

$$J = 0{,}0009218V^{1{,}836}/\,(\cos\alpha)^{9{,}204}\,D^{1{,}155} \text{ (tubos mais juntas)} \quad (2.103)$$

no qual:

J= perda de carga em tubos sem juntas (m/m) e perda de carga em tubos com juntas (m/m)

α= angulosidade das junções entre 0° e 11°.

No trabalho, levou em consideração o efeito da angulosidade sobre a perda de carga, tendo em vista que nem sempre os conjuntos de irrigação são projetados para terrenos planos. As equações de perda de carga em tubos foram ajustadas de duas maneiras: excluindo-se as juntas; em tubos mais juntas quando conectados em posição retilínea e quando formando ângulo com a horizontal de 6° e 11°.

Pelos resultados obtidos, as conclusões tiradas pelo autor foram: (i) os tubos não se comportam de maneira homogênea quanto à perda de carga; (ii) em caso de tubulações montadas sobre superfícies irregulares, deve-se considerar no cálculo de perda de carga da canalização a angulosidade das junções, sendo que em tubulações pouco extensas e velocidades (médias) baixas esse efeito é bem pequeno; (iii) as equações ajustadas para os diferentes diâmetros coincidem, aproximadamente, com as equações apresentadas na literatura para tubos similares.

Finalizando, o autor sugere que outras pesquisas sejam feitas, utilizando este mesmo tipo de tubo, com diâmetros maiores, para verificar o alcance das equações ajustadas.

Buhr (1950), Olson(1950) e Willardson(1959), citados por TESTEZLAF (1982), realizaram um estudo de perda de carga em 3 tipos de engates através da EQUAÇÃO (2.90), e concluíram que estas perdas variam com o diâmetro do tubo. Para Buhr e Olson, não foi encontrada uma grande variação no total de perda de carga entre os 3 tipos de engates. Já Willardson estudando o efeito do diâmetro das tubulações sobre os coeficiente de perda de carga de 3 tipos de engates, encontrou variações no valor *"K"* que vão de 0,016 a 0,11.

TESTEZLAF (1982) ensaiou tubulações com diâmetros de 100mm acopladas com engates do tipo rápido. O material das tubulações era de aço zincado e alumínio de diferentes fabricantes. Foram encontrados os seguintes coeficientes de perda de carga *"K"* e comprimento equivalente "L_{eq}" (TABELA 2.3):

TABELA 2.3

Coeficientes de perda de carga "*k*" e comprimento equivalente "l_{eq}"

FABRICANTE	DIÂMETRO (m)	COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA "*K*"(adimensional)	COMPRIMENTO EQUIVALENTE "L_{eq}" (m)
A (aço zincado)	0,100	0,03	0,170
B (alumínio)	0,100	0,15	0,71
C (alumínio)	0,100	0,10	0,61

O autor considera que valores dos coeficientes de perda de carga para os engates estão situados dentro dos intervalos citados na literatura. As diferenças encontradas se devem principalmente à não similaridade geométrica entre os três tipos de engates.

HERMANN (1983) comenta que as perdas de carga em tubos de alumínio com engate rápido podem ser determinadas conforme o espaçamento entre os engates. Segundo o autor, com espaçamento de 12 m, o coeficiente de atrito da equação de D-W pode ser aumentado em até 8%. Diminuindo-se o espaçamento para 9 m, o coeficiente de atrito aumenta em até 11% e, mudando-se este espaçamento para 6 m, o coeficiente aumenta para 17%. Lytle et al (1962) citado pelo autor, basearam-se nessas perdas como o limite superior para o estudo de vários tipos de engates.

ALMEIDA (1995) determinou coeficientes de resistência para tubos com engates rápidos utilizados em sistemas de irrigação por aspersão convencional. Os tubos utilizados eram de aço zincados, de apenas um fabricante e tinham diferentes diâmetros. Os resultados encontram-se na TABELA 2.4:

TABELA 2.4

Coeficiente de perda de carga *"k"* e comprimento equivalente *"l_{eq}"*

DIÂMETRO NOMINAL (m)	COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA *"K"*(adimensional)	COMPRIMENTO EQUIVALENTE *"L_{eq}"* (m)
0,100	0,68	4,7
0,125	0,24	2,0

Os coeficientes encontrados foram colocados em função do número de Reynolds, sendo recomendado o seu uso somente dentro do intervalo por ele ensaiado.

O Manual de Engineering Hydraulic Institute's - HI (1990), citado por HEGBERG (1995) apresentou um gráfico em papel bilog do coeficiente de perda de carga *"K"* em função do diâmetro *"D"* para engates e uniões em tubos de aço comercial. Com diâmetros de 0,025 m, 0,050 m e 0,100 m os valores obtidos para o coeficiente de perda de carga podem ser observados na TABELA 2.5:

TABELA 2.5

Coeficientes de perda de carga *"k"*

DIÂMETRO (m)	**COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA *"K"* (adimensional)**
0,025	0,097
0,050	0,058
0,100	0,036

2.7 Conclusão

Em sistemas de irrigação por aspersão convencional, os tubos de aço zincados são bastantes utilizados. O cálculo das perdas de carga localizadas ocorridas nas tubulações com engate rápido permitem otimizar os projetos. Entretanto, foi constatado pela revisão bibliográfica que, tanto na literatura internacional como na literatura nacional, existem poucos trabalhos relacionados à essas perdas.

Dos trabalhos nacionais encontrados, algumas observações foram feitas e vale a pena enumerá-las :

DAKER (1954) chamou a atenção para o fato de que equipamentos fabricados no Brasil para sistema de irrigação por aspersão, estavam sendo lançados no mercado sem nenhum estudo específico sobre suas características hidráulicas.

FERREIRA (1972) comentou que, para o dimensionamento de um sistema de irrigação por aspersão, os tubos de aço zincado com engate rápido gozam de boa aceitação no mercado. Entretanto, foi ressaltado pelo autor que, no país, estes tubos não têm ainda determinado de maneira total as suas características hidráulicas, constituindo, desta forma, em material de pesquisa.

TESTEZLAF (1982) observou que o fator contribuinte para o crescimento da indústria de equipamentos para irrigação por aspersão no Brasil, foi devido a aplicação do aço zincado e do alumínio na produção de tais equipamentos. O autor também concorda com DAKER (1954) e FERREIRA (1972) a respeito da necessidade de maiores estudos sobre dados de projeto na hidráulica desses sistemas.

ALMEIDA (1995) ressalta que o projetista de irrigação usualmente não dispõe dos coeficientes de perda de carga nas peças especiais com engate rápido, utilizando desta maneira os coeficientes das tubulações comuns, acarretando erros no dimensionamento hidráulico.

Dos trabalhos nacionais vistos, apenas os trabalhos feitos por TESTEZLAF (1982) e ALMEIDA (1995) tiveram em comum a determinação do coeficiente de perda de carga no engate rápido em tubos de aço zincado, porém os resultados encontrados por eles diferiram em função do tipo de material e tipo de engate.

Tendo em vista as observações feitas acima, não existem resultados conclusivos quanto aos coeficientes de perda de carga no engate rápido, a serem adotados para as tubulações de aço zincado.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Introdução

No presente capítulo, será feita a descrição do banco de ensaio utilizado, bem como a metodologia utilizada para determinação das perdas de carga no engate dos tubos de aço zincado, comumente usados em sistemas de irrigação por aspersão no Brasil.

3.2 Banco de ensaio

O banco de ensaio foi montado no Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos da Faculdade de Engenharia Civil (FEC) da Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP.

Nas FIGURAS (3.1) e (3.2) podem ser visualizadas as principais características da instalação de ensaio.

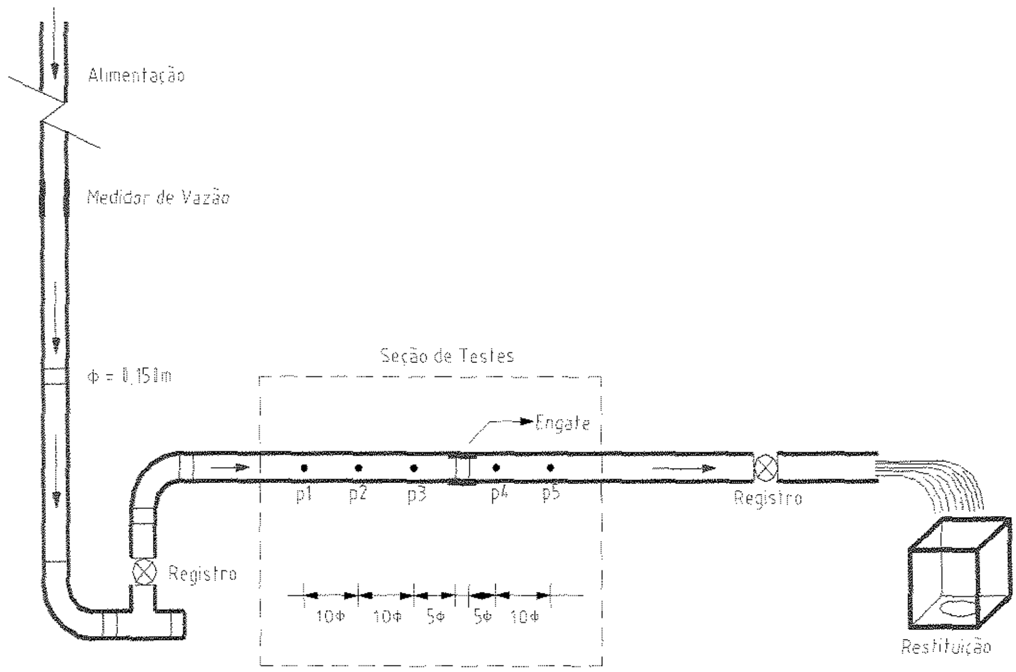

FIGURA (3.1) - Esquema do Banco de Ensaio

Laboratório de Hidráulica e Mecânica dos Fluidos (FEC)

(Sem escala)

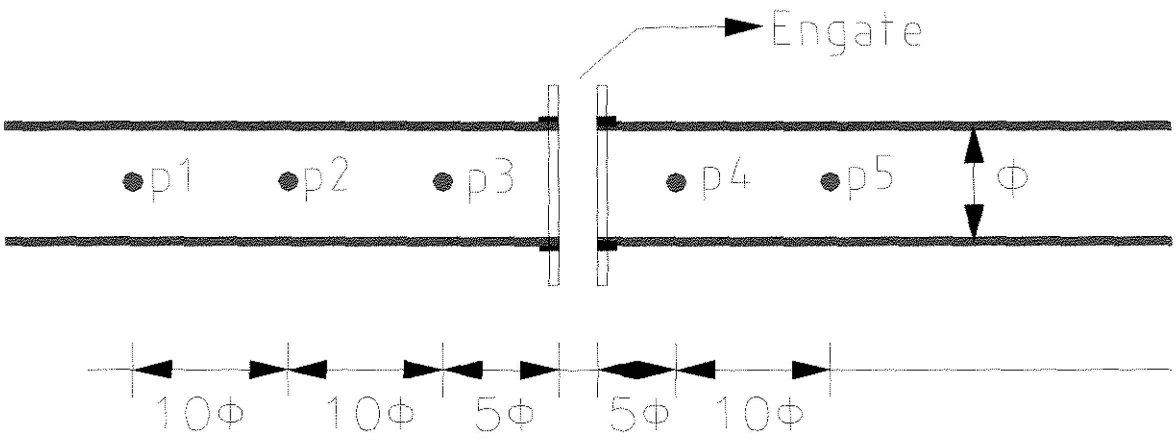

FIGURA (3.2) - Detalhe da localização das tomadas de pressão na seção de medida

Para o desenvolvimento da pesquisa foram utilizados os tubos de aço zincados, providos de juntas de engate rápido. Esses tubos normalmente encontrados no mercado nacional são feitos com chapa de aço de 1,2 a 2,5 mm de espessura, 6 m de comprimento, soldados em espiral e zincados a quente.

Os diâmetros dos tubos de aço zincados ensaiados, foram de 50 mm, 75 mm, 100 mm, 125 mm e 150 mm, fornecidos por três fabricantes nacionais de tubulações e peças de sistema de irrigação por aspersão.

As principais características dos tubos ensaiados estão apresentados na TABELA 3.1.

TABELA 3.1

Diâmetro externo e diâmetro interno dos tubos com engate rápido dos diferentes fabricantes

FABRICANTE	DIÂMETRO EXTERNO (m)	DIÂMETRO INTERNO (m)	ESPESSURA (m)
A	0,051	0,049	0,001
	0,077	0,075	0,001
	0,101	0,099	0,001
B	0,076	0,074	0,001
	0,102	0,099	0,0015
	0,127	0,124	0,0015
	0,152	0,148	0,002
C	0,078	0,075	0,0015
	0,105	0,102	0,0015
	0,126	0,123	0,0015

As tubulações utilizadas no ensaio foram mantidas na posição horizontal através de suportes de madeira presos no piso do laboratório, conforme FOTO 3.1.

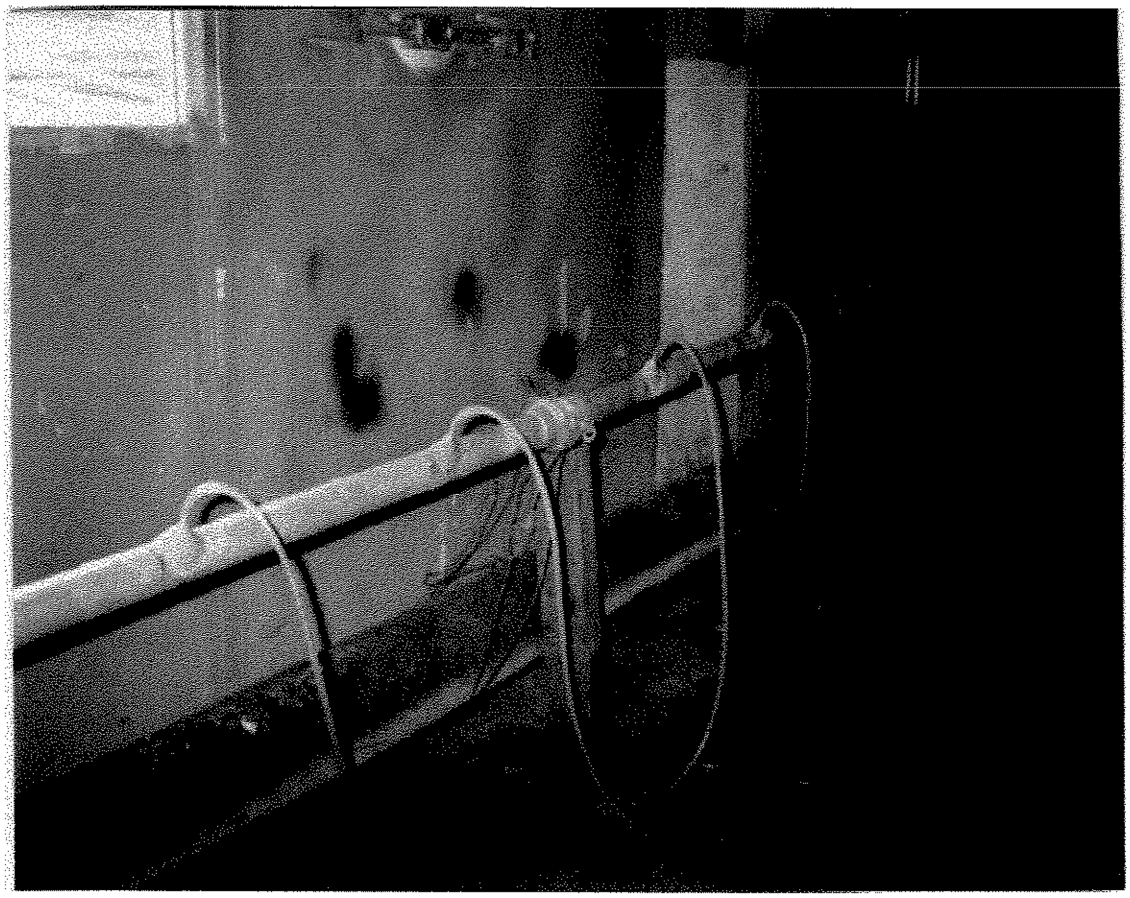

FOTO 3.1 - Vista da bancada de ensaio

3.3 Equipamento de medição

A alimentação do banco de ensaio foi realizada através de uma tubulação de 0,15 m de diâmetro, instalada na rede de circulação de água do laboratório.

A água foi recalcada de um reservatório inferior para a instalação de ensaio, por um sistema de duas bombas que operavam isoladamente ou associadas em paralelo, retornando ao reservatório através de um canal de concreto existente abaixo do piso do laboratório.

As duas bombas apresentam as seguintes características:

→Bomba: centrífuga, marca- IMBIL / ITA, tipo (125-260);

→Vazão Máxima : 180 m^3/h;

→Rotação : 1760 rpm;

→Potência : 25 c.v.

A vazão de ensaio foi controlada por registros de diâmetro igual ao da tubulação.

Para medição das vazões foi utilizado um medidor tipo Venturi curto, inserido na linha de alimentação ao banco de ensaio. Os valores de vazão foram determinados a partir da leitura do desnível no piezômetro usando água como fluido. Este medidor de vazão foi calibrado com caixa volumétrica no Centro Tecnológico de Hidráulica (USP), conforme GENOVEZ (1991).

Para a determinação da perda de carga nos tubos, foram instaladas tomadas de pressão conforme apresentadas na FIGURA (3.2). Efetuou-se a instalação de cada tomada por meio da abertura de orifícios de 2 mm de diâmetro, onde foram soldadas as tomadas. Foram tomados os cuidados necessários para que não houvesse qualquer modificação na parede interna dos tubos, ocasionada por uma abertura defeituosa.

Para os tubos com menos de 0,100 m de diâmetro, foi colocada apenas uma tomada para cada ponto de medição. Para tubos com mais de 0,100 m de diâmetro, em cada seção de medida foram colocadas quatro tomadas utilizando tês e formando um anel de intercomunicação (FOTO 3.2):

FOTO 3.2 - Vista superior das tomadas de pressões

As tomadas de pressão foram conectadas, através de tubulações plásticas transparentes de 6 mm de diâmetro, a um quadro piezométrico, possibilitando assim a leitura simultânea de todas as pressões nas seções de medida.

Antes de proceder as leituras nas tomadas de pressão, alguns procedimentos foram necessários, tais como: (i) retirada de ar das tubulações, após o início do funcionamento da bomba; (ii) verificação de eventual entrada de ar nas tomadas de pressão e do vazamento destas; (iii) espera de 10 minutos para a regulagem da vazão no registro de controle, antes do início da leitura.

Os tubos foram ensaiados até um número de Reynolds máximo de 10^6 em função do diâmetro.

3.4 Metodologia

A metodologia apresentada a seguir permitiu a determinação das variáveis para avaliação da perda de carga, contínua e localizada, nas tubulações de aço zincado com engate rápido.

3.4.1 Determinação do diâmetro interno da tubulação

A determinação experimental do diâmetro interno da tubulação foi realizada de acordo com o seguinte procedimento:- colocação do tubo na posição vertical; - fechamento da extremidade inferior do tubo com uma placa de aço revestida com borracha, a fim de evitar possíveis vazamentos do anel interno; - fixação da placa no tubo, adaptando-se esta a uma flange, por meio de parafusos; - enchimento do tubo até a sua extremidade superior, com auxílio de uma mangueira; - transferência do volume do tubo para um recipiente graduado.

Conhecidos o volume de água dentro do tubo e a altura, foi determinado, através do método analítico, o diâmetro interno do tubo

$$D = \left(\frac{4v}{h\pi}\right)^{1/2} \tag{3.1}$$

sendo que:

D = diâmetro do tubo (m);

v = volume do tubo (m^3);

h = altura da tubulação entre as extremidades (m);

π = constante (π= 3,1415);

3.4.2 Cálculo da vazão

Para cálculo da vazão medida com auxílio do Venturi, foi empregada a seguinte equação:

$$Q = 1{,}55546.\Delta H^{0{,}50624} \tag{3.2}$$

sendo:

Q = vazão escoada (l/s);

ΔH = perda de carga medida no Venturi (mm de água);

OBSERVAÇÃO: O medidor de vazão apresenta imprecisão de 2%.

3.4.3 Cálculo da velocidade média

Com os valores da vazão e do diâmetro interno do tubo, foi calculada a velocidade média pela EQUAÇÃO (2.8):

$$Q = A\ V \tag{2.8}$$

rearranjando a EQUAÇÃO (2.8), tem-se:

$$V = \frac{Q}{A} \tag{3.3}$$

Considerando que a seção do tubo é circular :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \tag{3.4}$$

substituindo (3.4) em (3.3), chega-se a:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \tag{3.5}$$

3.4.4 Determinação do número de Reynolds

A determinação do número de Reynolds foi feita utilizando a EQUAÇÃO (2.21):

$$\mathrm{Re} = \frac{V.D}{\upsilon} \tag{2.21}$$

em que:

Re = número de Reynolds (adimensional)

V = velocidade média (m/s);

υ = viscosidade cinemática (m^2/s);

D = diâmetro interno da tubulação (m);

OBSERVAÇÃO: O valor da viscosidade cinemática é obtido através de tabela em função da temperatura de ensaio (υ =1,01. 10^{-6} à 20°C).

3.4.5 Determinação da perda de carga

Para a determinação da perda de carga contínua e localizada foram empregados os valores de pressão nas seções de medição, para as diferentes vazões de ensaio.

3.4.5.1 Cálculo da perda de carga contínua ou distribuída

Considerando-se a localização das tomadas de pressão da FIGURA 3.2, a perda de carga contínua *"hfc_i"* *é* a diferença de pressão *"p_i"* para cada trecho, sem levar em conta as tomadas imediatamente a montante e a jusante da singularidade.

3.4.5.2 Determinação experimental da perda de carga no engate

Para a avaliação da perda de carga no engate foram empregadas as tomadas de pressão localizadas a montante e a jusante deste. Uma vez estabilizado o escoamento para a vazão de ensaio escolhida, fez-se a leitura de pressão naqueles dois pontos, obtendo-se assim a perda de carga total no engate, que deverá ser reduzida ao valor correspondente à perda de carga contínua no trecho (correspondente a dez vezes o diâmetro interno da tubulação). Tem-se assim o valor de perda de carga devida exclusivamente ao engate e expressa por:

$$hf_l = (p_3 - p_4) - hfc_i \qquad (3.6)$$

sendo:

hf_i = perda de carga localizada no trecho (m. c. a.);

p_3-p_4 = pressões à montante e à jusante do engate (m. c. a.)

3.4.5.3 Determinação do coeficiente de perda de carga no engate rápido

Na maioria dos sistemas de tubulações, encontra-se um considerável número de engates ou uniões. O conhecimento dos valores de sua resistência ao fluxo do líquido é necessário para determinar as características de escoamento do sistema completo de tubulações.

O engate provoca uma perda de carga localizada, que pode ser avaliada em função da carga cinética, conforme EQUAÇÃO (2.89):

$$hf_l = K.\frac{V^2}{2g} \qquad (2.89)$$

3.4.5.4 Determinação do comprimento equivalente

Com os valores do coeficiente de perda de carga localizada "K", diâmetro "D" e coeficiente de atrito experimental "f", será calculado o comprimento equivalente "L_{eq}" pela EQUAÇÃO (2.92)

$$L_{eq} = \frac{K.D}{f} \qquad (2.92)$$

3.4.5.5 Propagação dos erros no resultado final

Para estimar o erro de cada variável medida, será necessário combinar todos os erros entre si, para obter o erro final.

Segundo DENÍCULI (1989), admitindo que uma grandeza física G seja determinada a partir de várias outras grandezas x,y, z, é válido imaginar entre elas uma relação do tipo:

$$G = G(x, y, z, ...) \qquad (3.7)$$

A lei de propagação dos erros permite determinar o erro de G, em função dos erros que correspondem a cada um dos valores de x, y, z . O erro que afeta G e as demais grandezas recai principalmente, sobre o observador. A calibração cuidadosa dos instrumentos, as médias corretas e o exame crítico dos dados admitem que o observador experimental reduza o erro nas medidas. Isto permite dizer que os erros pequenos ocorrem com maior freqüência que os grandes.

Usualmente, a distribuição dos erros é considerada normal.

O erro atribuído à grandeza x geralmente não guarda nenhuma relação com os erros atribuídos a y e a z; são ditos independentes.

A expressão apresentada para a propagação de erros no resultado final pode ser obtida simplesmente considerando os erros relativos e a diferenciação logarítmica (logaritmo neperiano) da expressão G=G(x, y ,z,.......), desde que apresentada em forma de monômio.

$$G = mx^a y^{-b} z^c \qquad \text{(a, b, c = constantes)} \qquad (3.8)$$

Aplicando o logaritmo neperiano,

$$\ln G = \ln m + a \ln x - b \ln y + c \ln z \qquad (3.9)$$

Diferenciando,

$$\frac{dG}{G} = C + a\frac{dx}{x} - b\frac{by}{y} + c\frac{dz}{z} \qquad (3.10)$$

Elevando ambos os membros ao quadrado, tem-se

$$\left(\frac{dG}{G}\right)^2 = \left(a\frac{dx}{x}\right)^2 + \left(b\frac{dy}{y}\right)^2 + \left(c\frac{dz}{z}\right)^2 \qquad (3.11)$$

sendo:

$\frac{dG}{G}$ = erro relativo do resultado final;

$\frac{dx}{x}$ = erro relativo da grandeza x;

$\frac{dy}{y}$ = erro relativo da grandeza y;

$\frac{dz}{z}$ = erro relativo da grandeza z;

a EQUAÇÃO (3.11) pode ser assim escrita:

$$\frac{dG}{G} = \sqrt{\left(a\frac{dx}{x}\right)^2 + \left(b\frac{dy}{y}\right)^2 + \left(c\frac{dz}{z}\right)^2} \qquad (3.12)$$

As constantes a, b e c são os expoentes das variáveis x, y e z, respectivamente.

3.4.6 Ensaios

De acordo com os procedimentos descritos anteriormente e, uma vez estabilizado o escoamento para a vazão de ensaio escolhida, foi realizada a leitura dos valores de pressão em cada seção de medida. Após a leitura dos valores de pressão, foram calculadas as perdas de carga contínuas e localizadas e determinado o valor do coeficiente de perda de carga devido ao engate para cada tubo.

Nos gráficos das FIGURAS (3.3) a (3.12), encontram-se os resultados obtidos da medição da perda de carga nos engates em função da vazão líquida, para todos os tubos ensaiados.

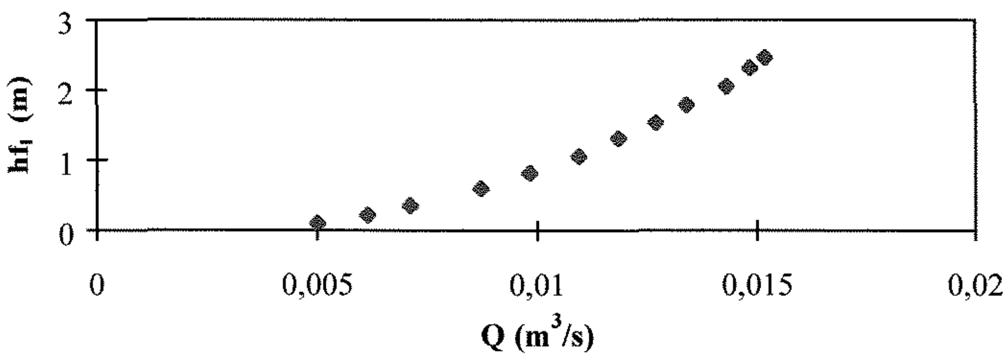

FIGURA (3.3) - Perda de carga *"hf_l"* em função da vazão *"Q"* (D=0,050m, fabricanteA)

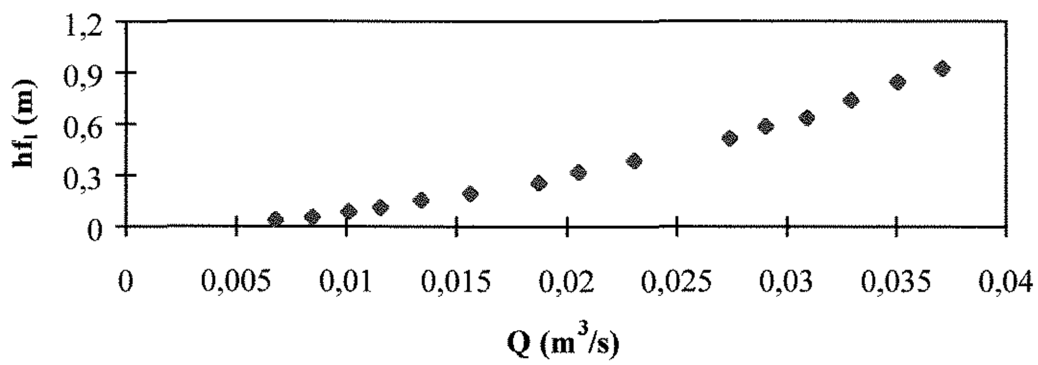

FIGURA (3.4) - Perda de carga *"hf_l"* em função da vazão *"Q"* (D=0,075m, fabricante A)

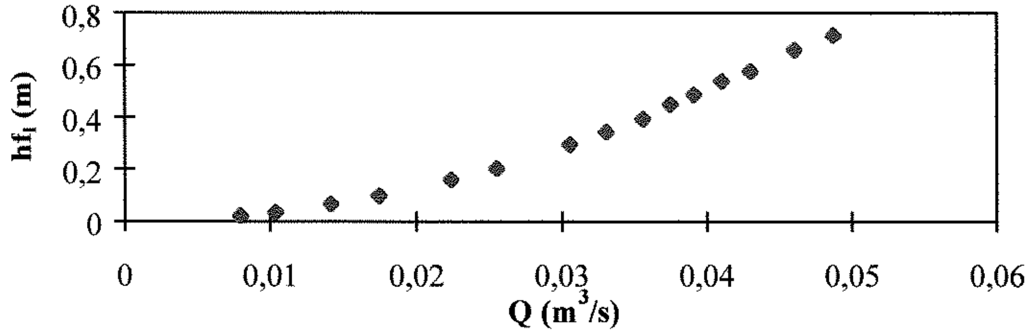

FIGURA (3.5) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,100m, fabricante A)

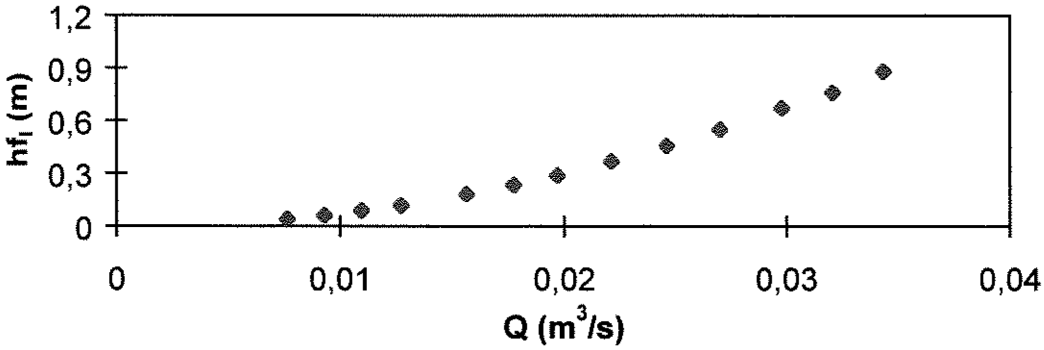

FIGURA (3.6) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,075m, fabricante B)

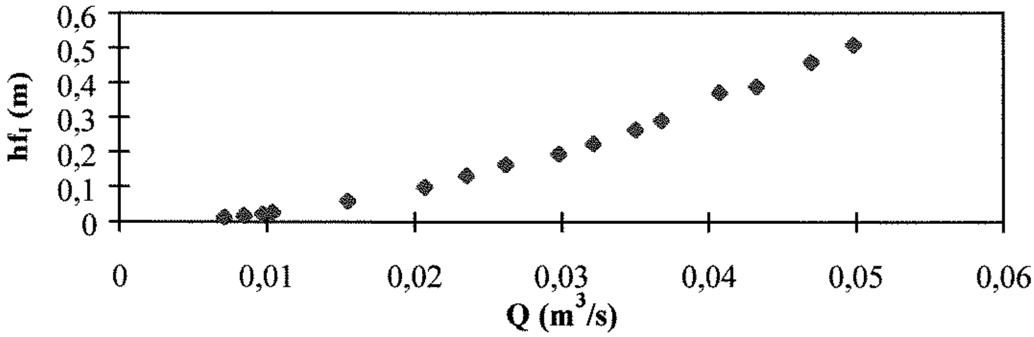

FIGURA (3.7) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,100m, fabricante B)

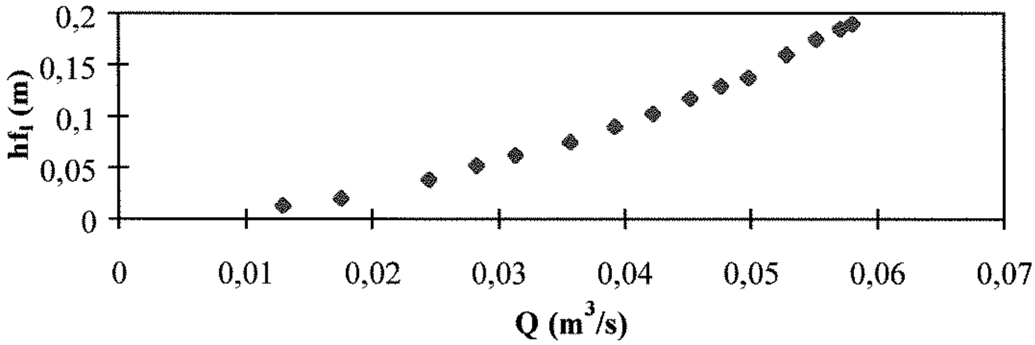

FIGURA (3.8) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,125m, fabricante B)

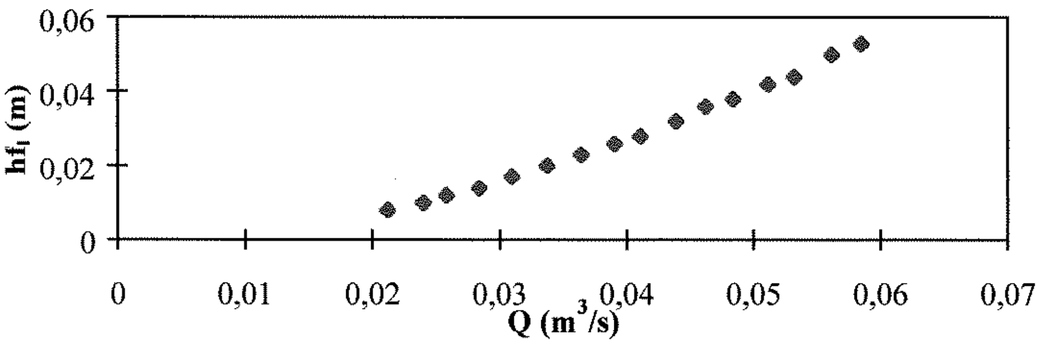

FIGURA (3.9) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,150m, fabricante B)

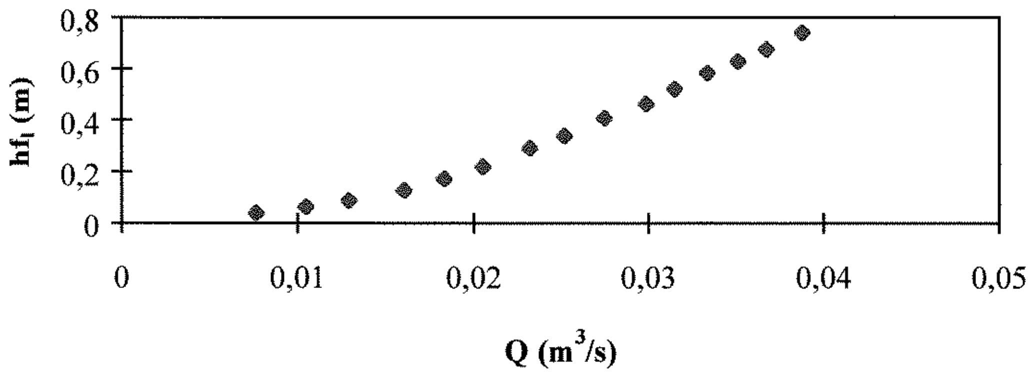

FIGURA (3.10) - Perda de carga *"hf$_l$"* em função da vazão *"Q"*

(D=0,075m, fabricante C)

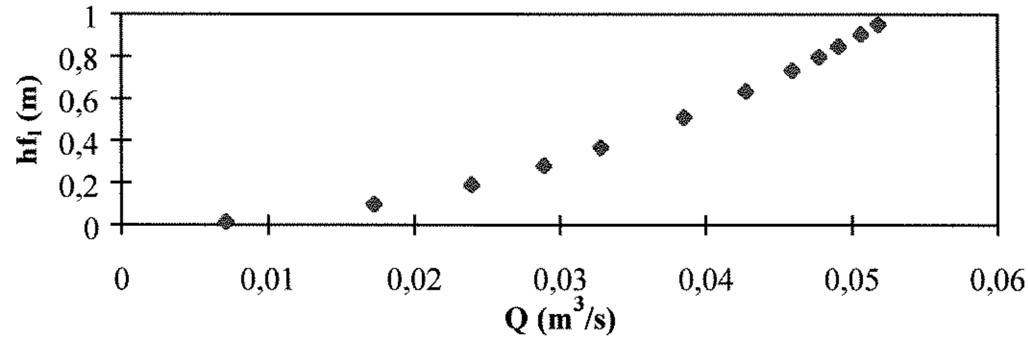

FIGURA (3.11) - Perda de carga "hf_l" em função da vazão "Q"

(D=0,100m, fabricante C)

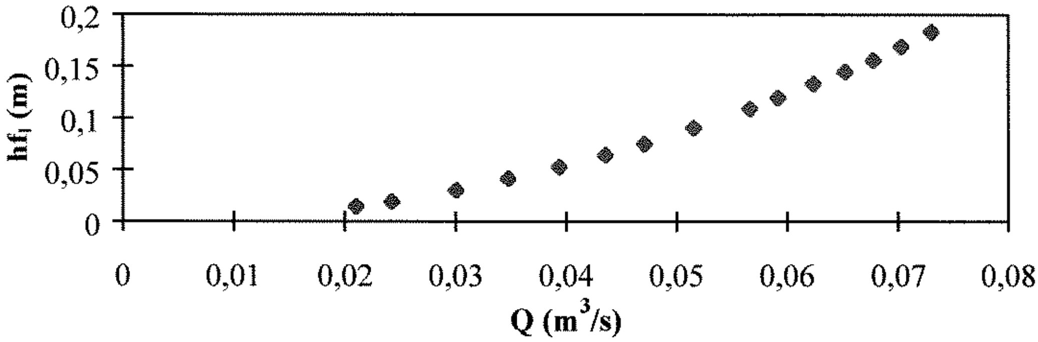

FIGURA (3.12) -Perda de carga "hf_l" em função da vazão "Q"

(D=0,125m, fabricante C)

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

4.1 Introdução

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos nos ensaios e a análise dos mesmo.

4.2 Resultados dos ensaios

Nos gráficos das figuras (3.3) a (3.12) foram apresentados os resultados obtidos para a perda de carga em função da vazão líquida, nos diâmetros nominais ensaiados

4.3 Determinação do Coeficiente de perda de carga do engate

Os tubos foram ensaiados com diferentes vazões, medindo-se para cada vazão a perda de carga localizada no engate rápido.

Para cada valor de perda de carga localizada *"hfl"*, calculou-se o coeficiente de perda de carga *"K"* através da EQUAÇÃO (2.90) e do número de Reynolds *"Re"*. Os resultados obtidos estão apresentados nos gráficos das FIGURAS (4.1) a (4.10).

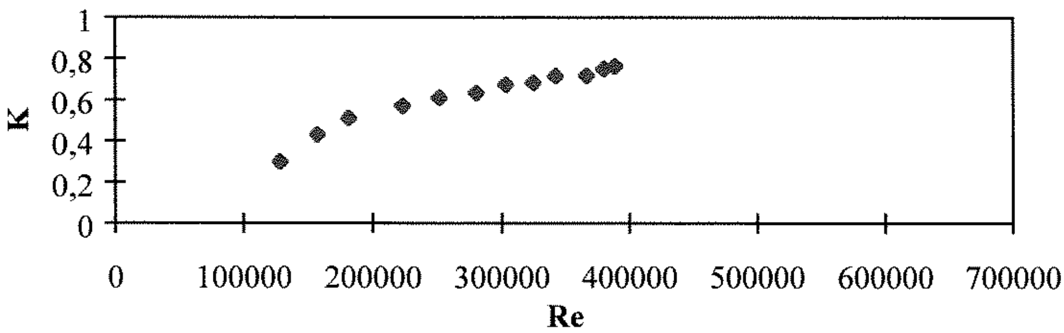

FIGURA (4.1) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,050m, fabricante A)

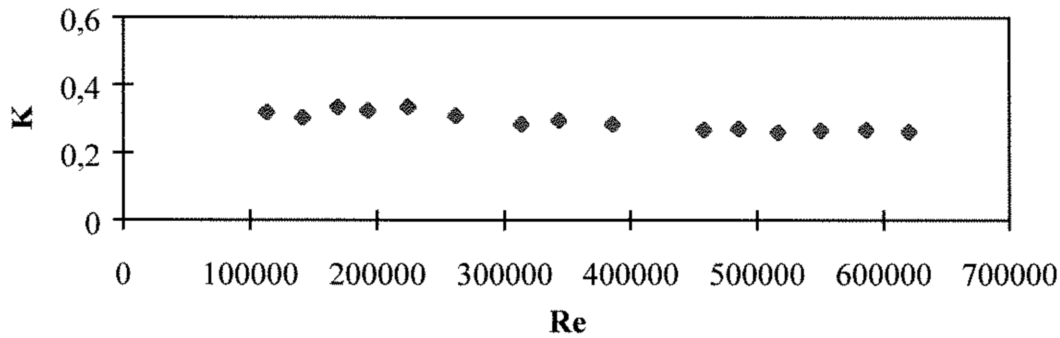

FIGURA (4.2) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,075m, fabricante A)

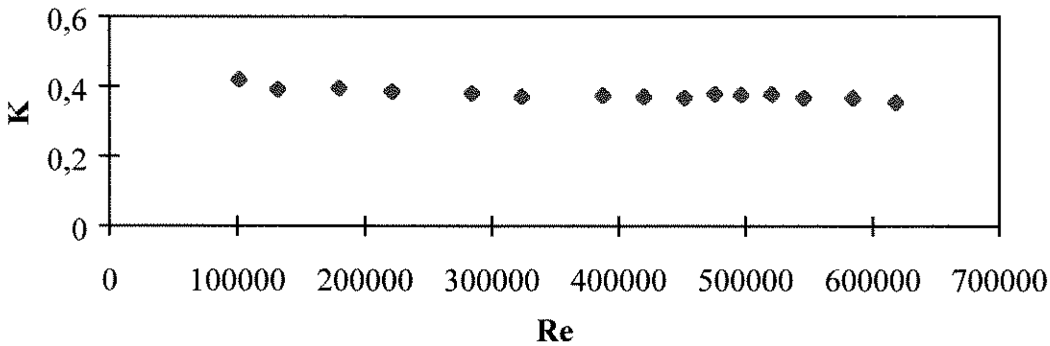

FIGURA (4.3) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,100m, fabricante A)

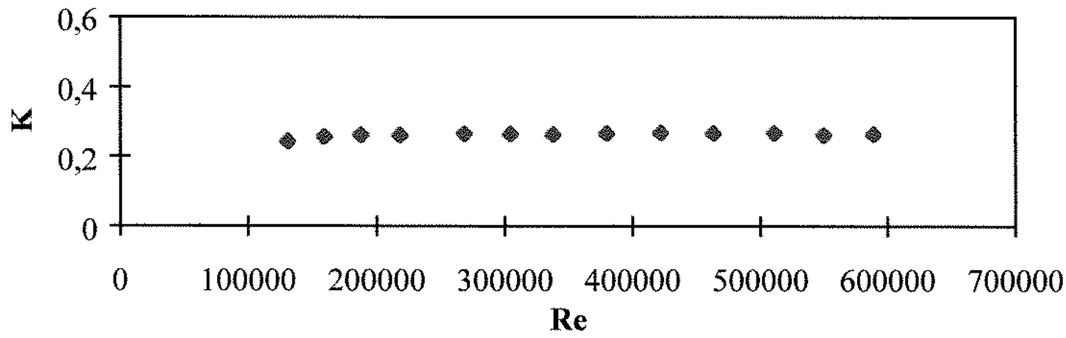

FIGURA (4.4) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,075m, fabricante B)

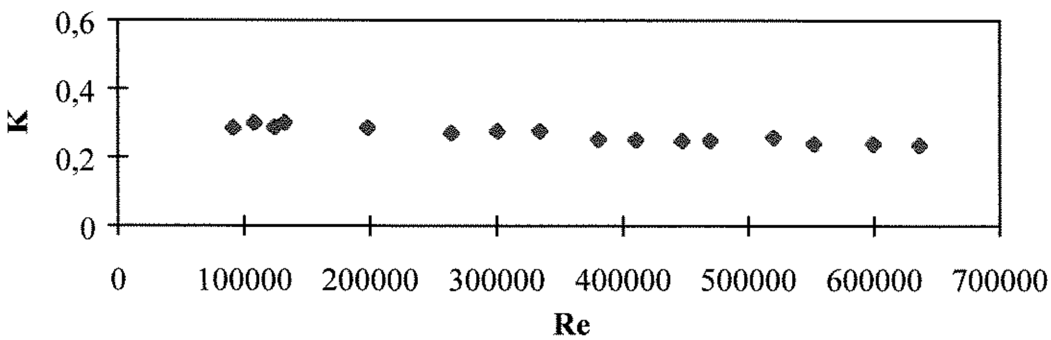

FIGURA (4.5) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,100m, fabricante B)

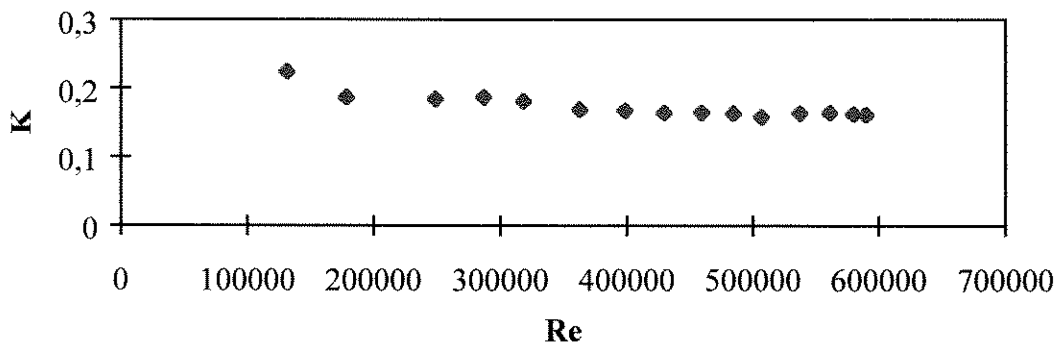

FIGURA (4.6) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,125m, fabricante B)

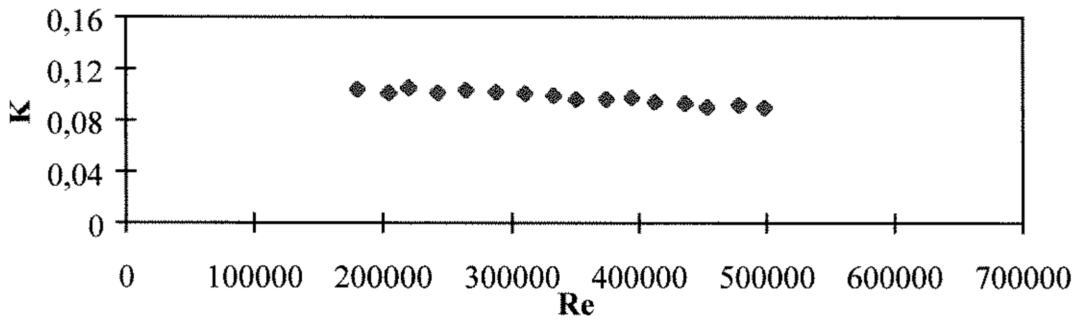

FIGURA (4.7) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,150m, fabricante B)

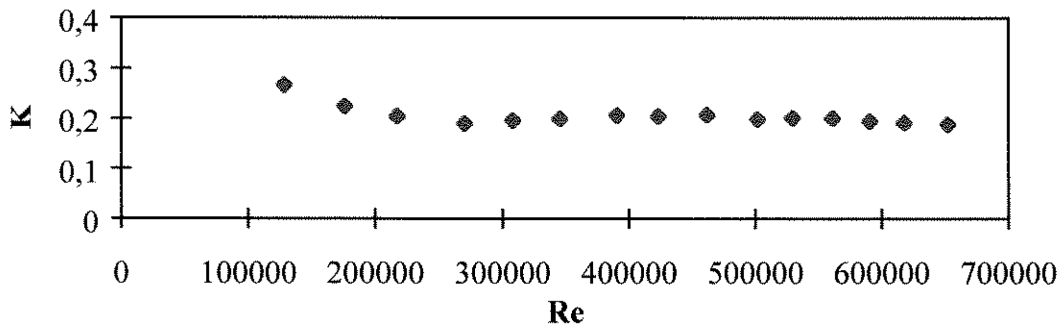

FIGURA (4.8) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,075m, fabricante C)

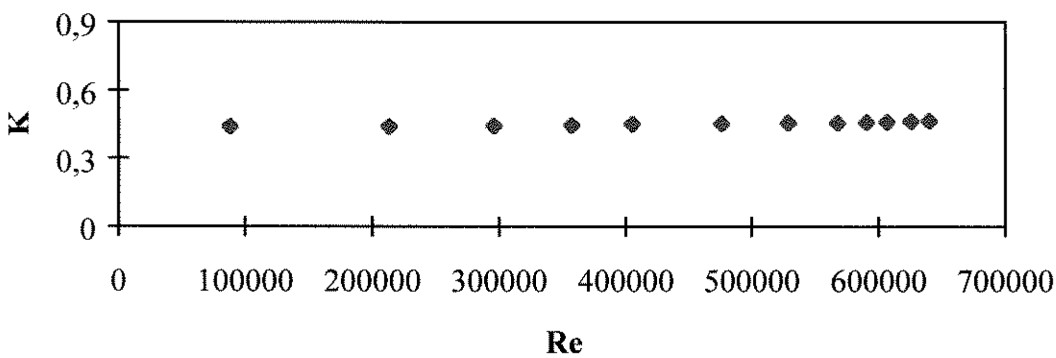

FIGURA (4.9) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds*"Re"* (D=0,100m, fabricante C)

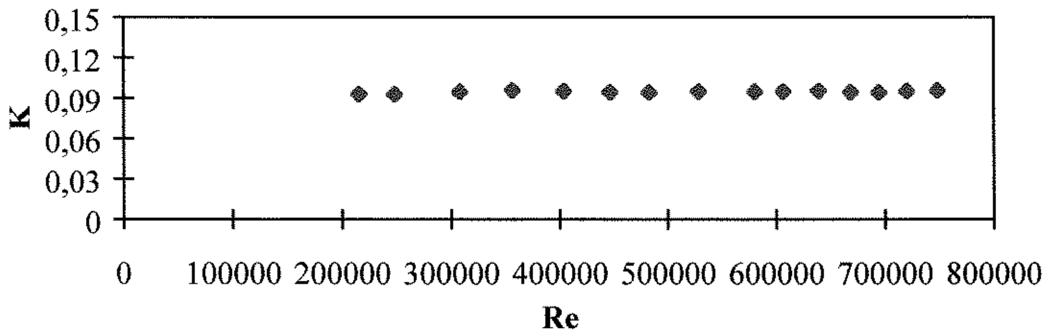

FIGURA (4.10) - Coeficiente de perda de carga *"K"* em função do número de Reynolds *"Re"* (D=0,125m, fabricante C)

Analisando os gráficos das FIGURAS (4.1) a (4.10), pode-se notar que, para todos os tubos ensaiados, os valores dos coeficientes de perda de carga apresentaram uma tendência a tornarem-se constantes em função do número de Reynolds.

Para o fabricante A, o tubo de 0,050 m de diâmetro, o coeficiente de perda de carga variou entre 0,2 a 0,8 para número de Reynolds entre $1,0x10^5$ a $4,0x10^5$. Já os tubos de 0,075 m e 0,100 m de diâmetro, os valores dos coeficientes de perda de carga foram da ordem de 0,26 e 0,36 respectivamente. Pode-se verificar que os coeficientes foram praticamente constantes para o número de Reynolds maior que $1,0x10^5$.

Analisando os resultados obtidos nos ensaios com os tubos do fabricante B, tubos com diâmetro de 0,075 m e 0,100 m, apresentaram valores constantes de coeficiente de perda de carga da ordem de 0,26 e 0,24, respectivamente, para números de Reynolds acima de $1,0x10^5$. Para os tubos de 0,125 m e 0,150 m, os valores dos coeficientes de perda de carga foram 0,16 e 0,09, respectivamente. Os valores ficaram constantes a partir de valores do número de Reynolds superior a $2,0x10^5$.

Os resultados obtidos nos ensaios com os tubos do fabricante C mostraram que, para os tubos de 0,075 m e 0,125 m, os valores dos coeficientes de perda de carga são da ordem de 0,19 e 0,095, respectivamente, quando o número de Reynolds é acima de $2,0x10^5$. Para o tubo de 0,100 m, o valor do coeficiente de perda de carga é de 0,47 e praticamente constante para Reynolds acima de $1,0x10^5$.

É importante salientar que para a medida da perda de carga localizada, algumas seções de medida do esquema da FIGURA (3.2) não puderam ser utilizadas, seja por apresentarem problemas relativos à instalação das tomadas de pressão, seja pelo fato dos tubos apresentarem rugosidade não uniforme no local de instalação de tomadas.

Nos gráficos das FIGURAS (4.11) a (4.20) encontram-se os dados da perda de carga localizada *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"*, resultando em uma linha de melhor ajuste, e que expressa a relação *"hf_l/Q^2"*, os valores do coeficiente de correlação *"R^2"* (para ajuste de regressão linear), e o coeficiente angular da reta *"m"*.

O coeficiente angular *"m"* da equação da reta de regressão *"$y= m\ x + b$"* foi obtido através da relação *"hf_l/Q^2"*.

O coeficiente médio de perda de carga localizada no engate *"K"* foi calculado segundo a EQUAÇÃO (2.90):

$$K = \frac{hf_l 2g}{V^2} \tag{2.90}$$

reescrita em função da vazão

$$K = \left(\frac{hf_l}{Q^2}\right).2.g.A^2\ ) \tag{4.1}$$

e da equação da reta ($y= m\,x+ b$) para $b \cong 0$, obtendo-se:

$$K = 2mgA^2 \tag{4.2}$$

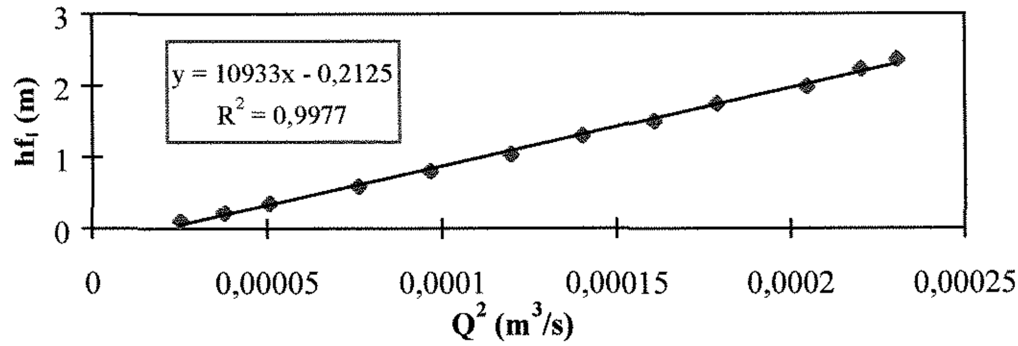

FIGURA (4.11) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"* (D=0,050m, fabricante A)

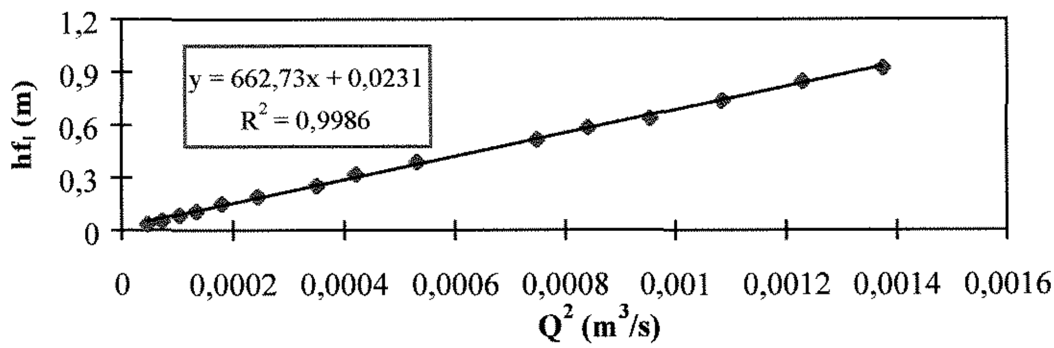

FIGURA (4.12) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"* (D=0,075m, fabricante A)

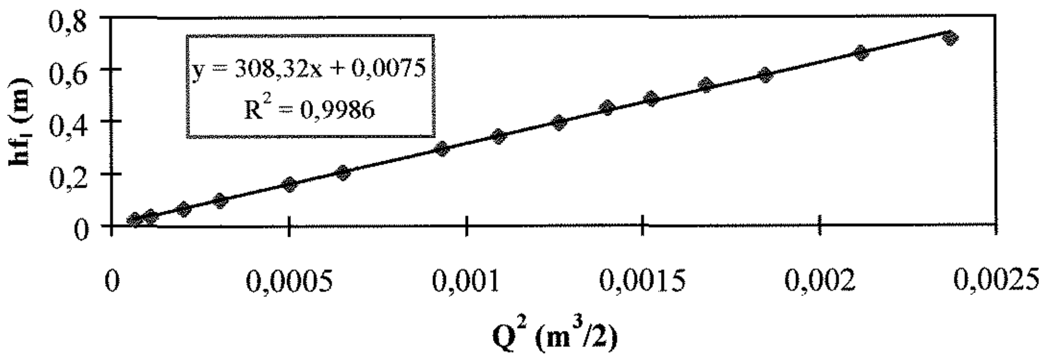

FIGURA (4.13) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão (D=0,100m, fabricante A)

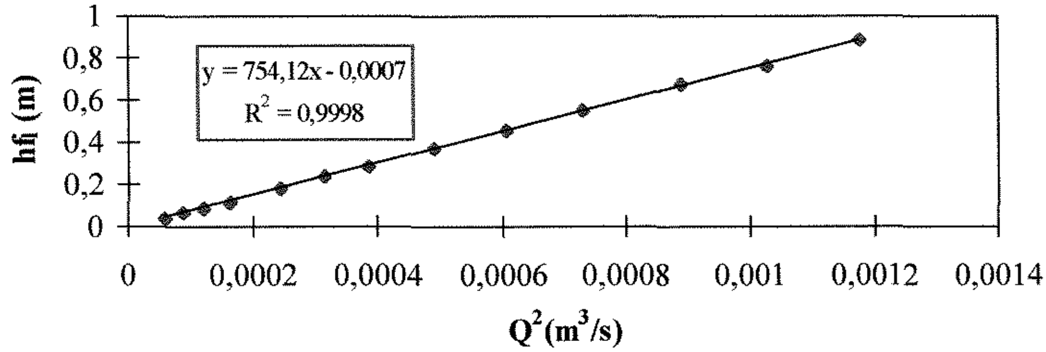

FIGURA (4.14) - Perda de carga "hf_l" em função do quadrado da vazão "Q^2"

(D=0,075m, fabricante B)

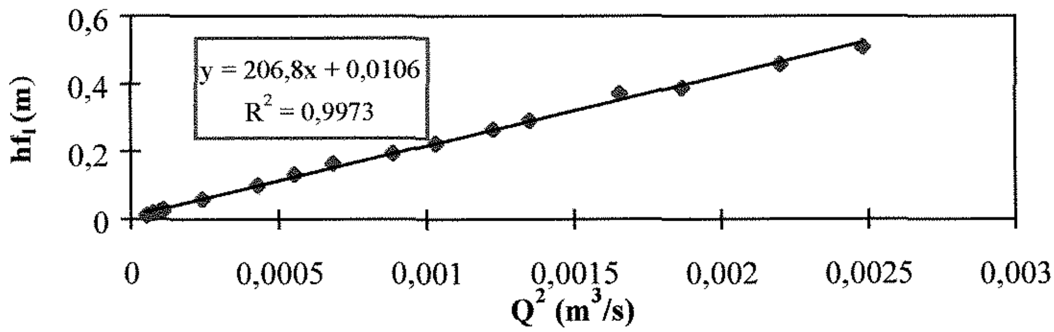

FIGURA (4.15) - Perda de carga "hf_l" em função do quadrado da vazão "Q^2"

(D=0,100m, fabricante B)

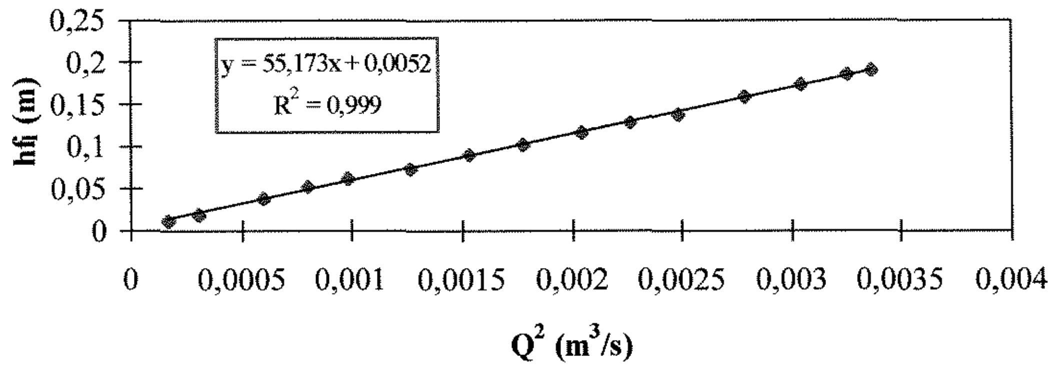

FIGURA (4.16) - Perda de carga "hf_l" em função do quadrado da vazão "Q^2"

(D=0,125m, fabricante B)

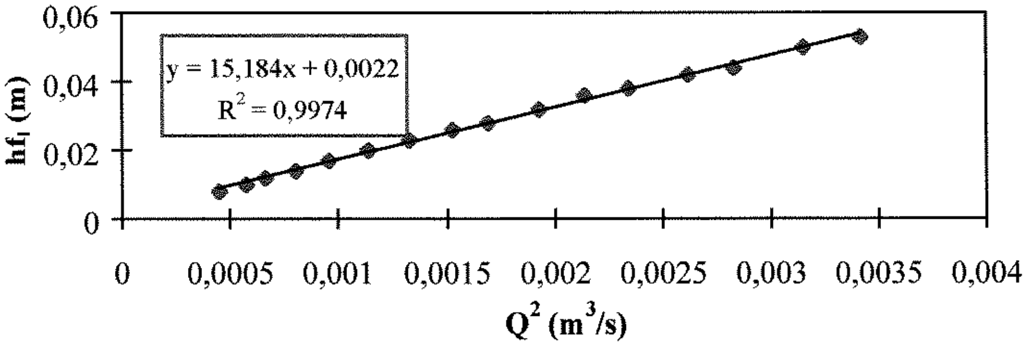

FIGURA (4.17) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"*

(D=0,150m, fabricante B)

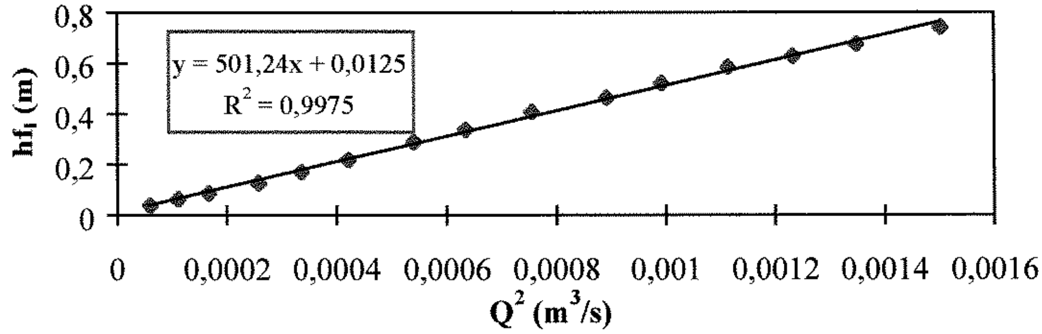

FIGURA (4.18) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"*

(D=0,075m, fabricante C)

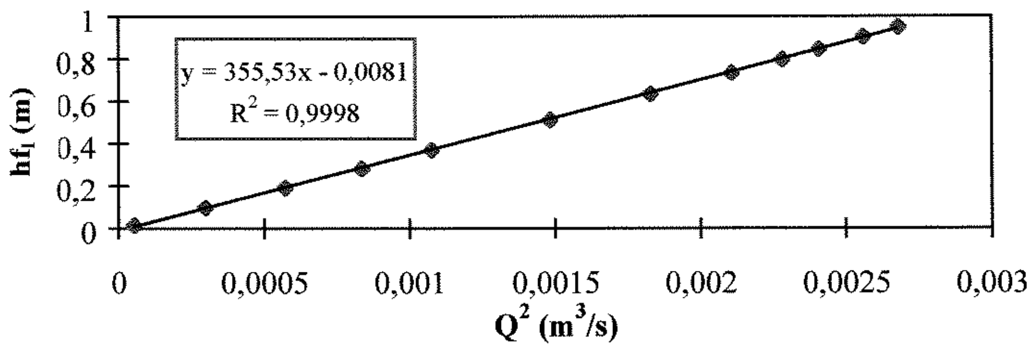

FIGURA (4.19) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"*

(D=0,100m, fabricante C)

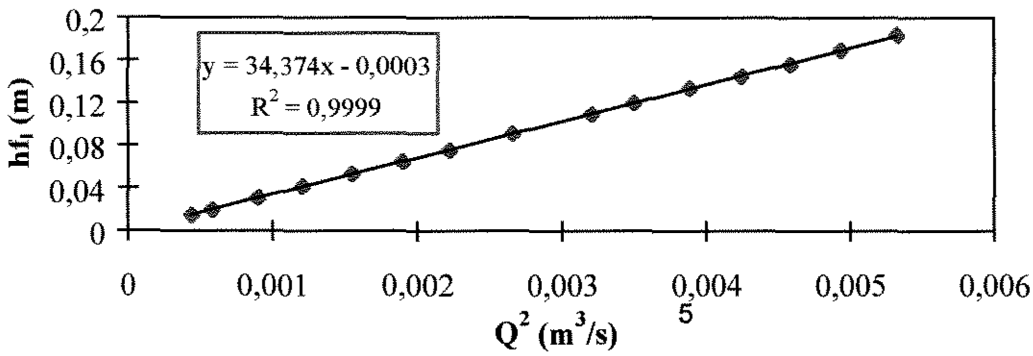

FIGURA (4.20) - Perda de carga *"hf_l"* em função do quadrado da vazão *"Q^2"* (D=0,125m, fabricante C)

Na TABELA 4.1 encontram-se os valores dos coeficientes angular da reta *"m"*, seguindo os coeficientes de correlação *"R^2"* (para ajuste de regressão linear) e os coeficientes de perda de carga localizada, para cada tubo ensaiado.

TABELA 4.1

Valores dos coeficientes de perda de carga

FABRICANTE	DIÂMETRO NOMINAL DN (m)	COEFICIENTE ANGULAR DA RETA *"m"*	COEFICIENTE DE CORRELAÇÃO R^2	COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA *"K"*
	0,050	10933,00	0,9977	0,780
A	0,075	662,73	0,9986	0,259
	0,100	308,32	0,9986	0,363
	0,075	754,12	0,9998	0,266
B	0,100	206,80	0,9973	0,238
	0,125	55,17	0,9990	0,158
	0,150	15,18	0,9974	0,088
	0,075	501,24	0,9975	0,192
C	0,100	355,53	0,9998	0,466
	0,125	34,37	0,9999	0,095

A análise de regressão das FIGURAS (4.11) a (4.20) demonstrou que os dados medidos ajustavam-se a uma reta, com os coeficientes de correlação "R^2" variando de 0,9973 a 0,9999.

De acordo com a TABELA 4.1, observa-se que o coeficiente de perda de carga "K" de cada tubo ensaiado, variou em função do diâmetro e do fabricante.

Analisando os resultados obtidos pode-se notar que entre os tubos do fabricante A, o tubo de 0,100 m apresentou um valor do coeficiente "K" acima do valor encontrado no tubo de 0,075 m. Esta diferença atribui-se o fato de tal tubo ter rugosidade interna variável, o que pode acarretar um aumento ou uma diminuição do coeficiente de perda de carga "K".

Para os tubos do fabricante C, o tubo de 0,100 m apresentou um coeficiente de perda de carga "K", maior que o valor encontrado para o tubo de 0,075 m. Diante deste fato, foram instaladas novas tomadas de pressão, mas a situação manteve-se praticamente inalterada, devido provavelmente a irregularidades na fabricação.

Os engates utilizados no mercado nacional, alguns dos quais foram ensaiados neste trabalho, apresentam características geométricas variáveis. A FIGURA (4.21) apresenta um esquema do engate rápido.

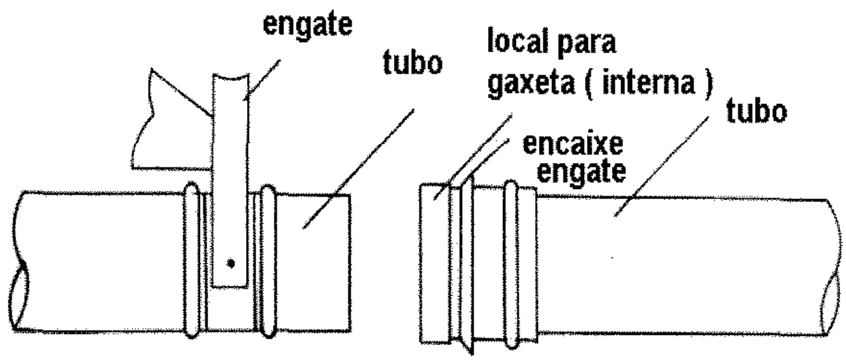

FIGURA 4.21 - Desenho de um engate rápido

FONTE: VIEIRA (1989)

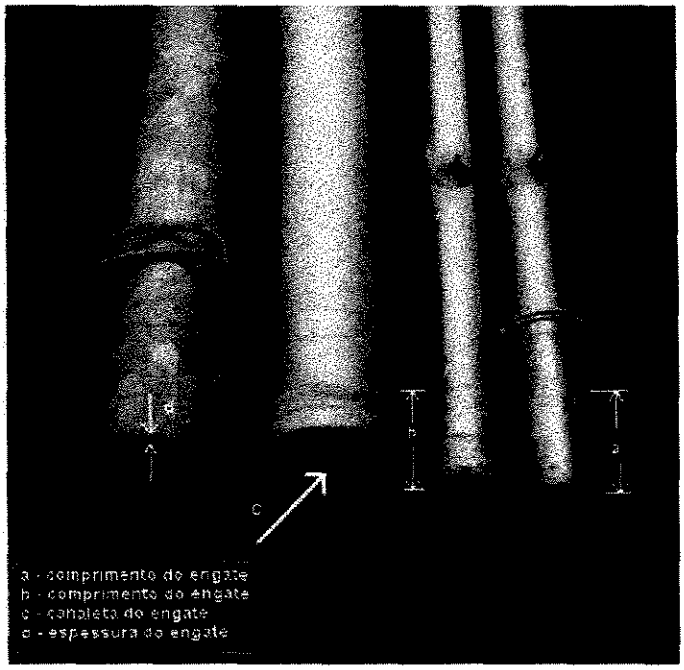

FOTO 4.1 - Engate rápido

As características geométricas de cada engate ensaiado (FOTO 4.1) variou de acordo com o diâmetro e com o fabricante, conforme observa-se na TABELA 4.2.

TABELA 4.2

Características do engate rápido

FABRICANTE	DIÂMETRO NOMINAL DN (m)	ALTURA DA CANALETA (m)	ESPESSURA DA CANALETA (m)	COMPRIMENTO DO ENGATE (m)	COEF. DE PERDA DE CARGA " K "
A	0,050	0,0070	0,0015	0,0555	0,780
	0,075	0,0072	0,0028	0,1030	0,259
	0,100	0,0084	0,0030	0,0884	0,363
B	0,075	0,0080	0,0030	0,0780	0,266
	0,100	0,0074	0,0028	0,0867	0,238
	0,125	0,0095	0,0035	0,0915	0,158
	0,150	0,0097	0,0038	0,0500	0,088
C	0,075	0,0088	0,0026	0,0623	0,192
	0,100	0,0074	0,0023	0,0880	0,466
	0,125	0,0092	0,0030	0,0868	0,095

Na TABELA 4.2 pode-se observar que as características geométricas dos engates, diferem entre os fabricantes. Estas diferenças geométricas justificam os diferentes resultados encontrados para os coeficientes de perda de carga, mesmo quando os diâmetros são iguais.

Os resultados dos coeficientes de perda de carga obtidos por GRAY, LEVINE e BOGEMA (1954), para 14 diferentes tipos de engates, em tubulações de alumínio, de 0,075 m de diâmetro, variam na faixa de 0,15 a 0,70. Os resultados obtidos nesta pesquisa, para tubos de aço zincado com o mesmo diâmetro, estão dentro do mesmo intervalo de valores acima citados.

Os resultados obtidos por DAKER (1954) para o cálculo do coeficiente de perda de carga em tubos de alumínio de 0,150 m de diâmetro, com engate rápido bem adaptados e em alinhamento, não foram coerentes com os resultados experimentais obtidos nesta pesquisa para o tubo com o mesmo diâmetro. Através da utilização da EQUAÇÃO (2.98) do autor, considerando tubo de aço zincado, 0,150 m de diâmetro, verificou-se que os resultados encontrados apresentaram uma discrepância em torno de 51% com os valores experimentais. Portanto, pode-se atribuir que esta diferença é explicada ao fato da equação não ser válida para outros diâmetros, e nem a outro tipo de material.

Comparando os resultados obtidos neste trabalho com os de TESTEZLAF (1982) e também com os do Institute's Engineering - HI (1990), citado por HEGBERG (1995), pode-se observar que eles obtiveram valores para o coeficientes de perda de carga inferiores aos valores encontrados nesta pesquisa. Pode-se atribuir a essas diferenças, o fato dos engates terem configurações diferentes.

Nota-se que os resultados dos coeficientes de perda de carga, apresentados por ALMEIDA (1995), diferem dos resultados apresentados neste trabalho. Como os tubos são do mesmo fabricante, supõe-se que essas diferenças ocorreram devido as condições dos tubos empregados.

Normalmente os Manuais de Hidráulica apresentam valores dos coeficientes *"K"* para junções ou uniões da ordem de 0,3 a 0,4, não existindo nenhuma referência com relação ao diâmetro e ao tipo de material dos engates. Portanto, a utilização desses coeficientes em algum projeto, implicam em uma maior margem de erro no resultado, uma vez que, para a determinação do coeficiente *"K"* o valor do diâmetro esta implícito..

Os valores dos coeficientes de perda de carga *"K"* foram colocados em função do diâmetro *"D"* conforme gráfico da FIGURA (4.22).

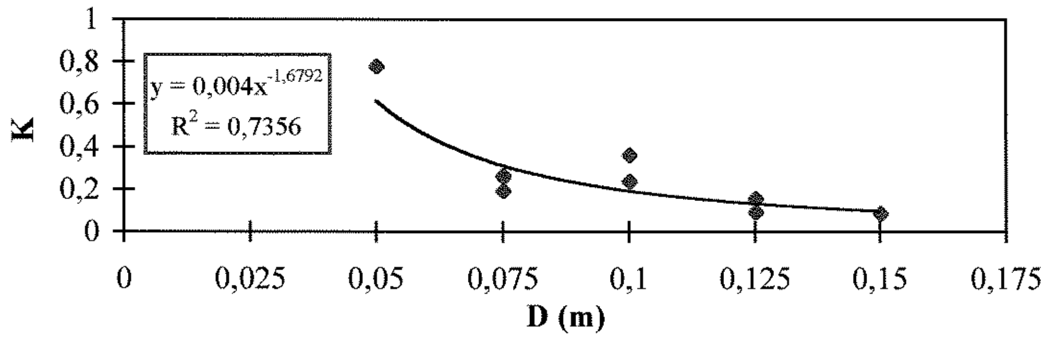

FIGURA (4.22) - Variação do coeficiente de perda de carga *"K"* em função do diâmetro"D"

Observa-se que os valores dos coeficientes de perda de carga diminuíram com o aumento do diâmetro. Para 0,125 m e 0,150 m de diâmetro o coeficiente é constante, ou seja mesmo aumentando o diâmetro, o valor de *"K"* permaneceria inalterado.

Da FIGURA (4.22), pode-se tirar na curva de regressão os valores médios de *"K"* para cada diâmetro ensaiado (TABELA 4.3):

TABELA 4.3

Valores do coeficiente de perda de carga *"k"*

DIÂMETRO (m)	COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA *"K"*
0,050	0,64
0,075	0,33
0,100	0,21
0,125	0,15
0,150	0,11

Sugere-se portanto utilizar estes resultados como valor médio para avaliar os coeficientes de perda de carga nos engates, dentro do intervalo desta pesquisa.

4.3 Propagação dos erros ao resultado final

A propagação dos erros no resultado final, para determinação do coeficiente de perda de carga "K" é aplicada na EQUAÇÃO (4.1), produzindo a seguinte equação:

$$\frac{dK}{K} = \left\{ \left[\frac{d(hf_l)}{hf_l} \right]^2 + \left(2\frac{dQ}{Q} \right)^2 + \left(2\frac{dA}{A} \right)^2 \right\}^{1/2} \qquad (4.3)$$

A precisão do intervalo de incertezas das medidas experimentais utilizadas na EQUAÇÃO (4.3) foram de:

$d(hf_l)$=0,005 m;

dQ/Q=0,02;

dA/A=0,005.

Em relação aos tubos ensaiados, o erro experimental encontrado no cálculo do coeficiente *"K"* variou no intervalo de 4,0% a 7,0%.

4.4 Determinação do comprimento equivalente

Através da EQUAÇÃO (2.92) obteve-se o comprimento equivalente. Fazendo "$n= L_{eq}/D$" obtém-se o comprimento virtual em números diâmetros. Os valores encontrados podem ser vistos na TABELA 4.4

TABELA 4.4

Valores dos coeficientes de perda de carga localizada "*K*" e seus respectivos comprimento equivalente "L_{eq}" e comprimento virtual em número de diâmetros "*n*"

FABRICANTE	DIÂMETRO NOMINAL DN (m)	COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA K	COMPRIMENTO EQUIVALENTE L_{eq} (m)	COMPRIMENTO VIRTUAL EM NUMEROS DE DIAMETROS $n= L_{eq}/D$
	0,050	0,780	1,946	39,476
A	0,075	0,259	1,309	17,364
	0,100	0,363	2,184	21,987
	0,075	0,266	1,210	16,474
B	0,100	0,238	1,592	16,130
	0,125	0,158	1,287	10,383
	0,150	0,088	0,900	6,082
	0,075	0,192	1,000	13,329
C	0,100	0,466	2,661	26,089
	0,125	0,095	0,778	6,323

4.5 Expoente de velocidade da equação de perda de carga localizada devido o engate

Nos ensaios realizados, os valores dos expoentes de velocidade encontrados, variaram entre 1,8 a 2,7.

No gráfico da FIGURA (4.23) foram colocados todos os dados de perda de carga localizada "hf_l", em função da velocidade "*V*", de todas as configurações ensaiadas, resultando em uma equação exponencial média $(y = ab^n)$, que mostra que a perda de carga devido ao engate é proporcional a um expoente de velocidade médio de 2,2.

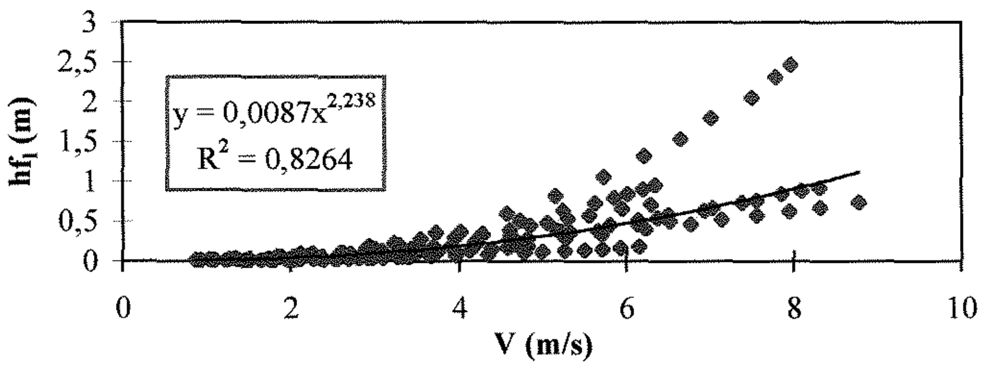

FIGURA 4.23 - Perda de carga localizada "hf_l" em função da velocidade "V"

Analisando os resultados, observa-se que o expoente da velocidade está em conformidade com os estudos da distribuição de velocidade, segundo às fórmulas empíricas de perda de carga.

CRANE CO (1972) observou que a perda de carga, devido aos engates, é proporcional a um expoente constante da velocidade. Portanto, pode-se aceitar, para efeitos práticos, que a perda de carga localizada no engate varia com o quadrado da velocidade, como já feito para as perdas de carga distribuídas.

4.6 Coeficiente de atrito experimental e teórico

Com os dados experimentais obtidos nesta pesquisa, calculou-se através da EQUAÇÃO (2.17) o coeficiente de atrito experimental que está apresentado na TABELA 4.5.

Com os valores de "f" e "Re" verificou-se o regime de escoamento e calculou-se o valor da rugosidade "K". Mediante o regime de escoamento, calculou-se o coeficiente de atrito teórico através das EQUAÇÕES (2.35) e (2.49).

A EQUAÇÃO (2.35) é uma equação bastante difundida entre os especialistas da área de irrigação. Em contrapartida, com as facilidades oferecidas pelas calculadoras e computadores, a EQUAÇÃO (2.49), é considerada pela maioria dos especialistas em hidráulica como a equação universal, para o cálculo do coeficiente de atrito.

A determinação dos coeficientes de atrito pela EQUAÇÃO (2.49), foram feitos através de um programa PASCAL apresentado no ANEXO A.

Os valores médios dos coeficientes de atrito experimentais, teóricos e rugosidade relativa, encontram-se apresentados na TABELA 4.5.

TABELA 4.5

Valores dos coeficientes de atrito

FABRICANTE	DIÂMETRO NOMINAL DN (m)	f (EXP.)	RUGOSID. RELATIVA EXPERIM. *"k/D"* (m)	f (C-W)	f (KONAKOV)	RUGOSID. RELATIVA TEÓRICA *"K/D"* (m)
A	0,050	0,016	0,00009	0,016	0,015	0,003
	0,075	0,017	0,00040	0,016	0,014	0,002
	0,100	0,017	0,00038	0,016	0,014	0,0015
B	0,075	0,016	0,00017	0,016	0,014	0,002
	0,100	0,017	0,00019	0,016	0,015	0,0015
	0,125	0,017	0,00048	0,016	0,014	0,0012
	0,150	0,016	0,00021	0,016	0,014	0,001
C	0,075	0,015	0,00013	0,016	0,014	0,002
	0,100	0,017	0,00051	0,016	0,014	0,0015
	0,0125	0,015	0,00014	0,015	0,013	0,0012

4.7 Considerações finais

GRAY, LEVINE e BOGEMA (1954), afirmam que os engates espaçados em 6 metros de comprimento podem aumentar as perdas em torno de 20 a 25% do total. Já HERMANN (1983), encontrou 17% de acréscimo nas perdas em pesquisas realizadas com tubos de alumínio de 6 m de comprimento. Utilizando-se a metodologia análoga à destes autores, para a determinação do acréscimo da perda de carga devido à existência do engate, foram encontrados resultados com valores percentuais de 11 a 27% para tubos de aço zincado com 6 m de comprimento e diâmetro variando de 0,050 m a 0,150 m.

Na TABELA 4.5 pode-se observar que os coeficientes de atrito variaram de 0,015 a 0,017, podendo ser adotado um valor médio de 0,016 para os tubos ensaiados. Em contrapartida, no que concerne a rugosidade absoluta, o mesmo procedimento não poderá ser adotado, visto que, as mesmas variaram de tubo para tubo e de fabricante para fabricante, com valores entre $1{,}27 \times 10^{-5}$ e $9{,}43 \times 10^{-6}$ m.

Pela observação dos dados medidos e os resultados da análise de regressão, verifica-se que os dados experimentais ajustaram-se muito bem a uma reta, propiciando valores de coeficientes *"K"* e comprimentos equivalentes bastantes confiáveis. Tais valores servem como indicativo para o dimensionamento de um projeto de irrigação, desde que o mesmo seja projetado dentro da mesma faixa de ensaio.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

5.1 Conclusões

O principal objetivo deste trabalho, consistiu na determinação do coeficiente de perda de carga localizada *"K"*, bem como do comprimento equivalente *"L_{eq}"* provocado por engate rápido em tubos de aço zincado.

Diante dos resultados alcançados, pode-se concluir que:

a)- Os tubos de mesmo diâmetro não tiveram comportamento homogêneo quanto às perdas de carga contínua e localizada;

b)- As diferenças dos coeficientes de perda de carga localizada para tubos de mesmo diâmetro, se deve ao fato destes não apresentarem similaridade geométricas entre os três fabricantes;

c)- Pode-se considerar que os valores dos coeficientes *"K"* e do comprimento equivalente *"L_{eq}"* obtidos, servem como indicativo para serem utilizados em projetos de irrigação por aspersão, desde que os mesmos estejam enquadrados na faixa de ensaio desta pesquisa;

d)- Para os tubos ensaiados recomenda-se adotar um valor médio para o coeficiente de atrito de 0,016.

5.2 Recomendações

É aconselhável que:

a)- Sejam utilizadas o maior número de tomadas a montante e a jusante da singularidade para abranger a região de escoamento completamente desenvolvido;

b)- Estudos dos coeficientes de perda de carga localizada dos tubos aqui ensaiados, sejam repetidos com uma amostra mais representativa;

c)- Sejam realizados ensaios com maior número de fabricantes nacionais de tubos com engate rápido, a fim de se apresentar dados reunidos e organizados em forma de tabela, disponibilizando-os para os projetistas;

d)- Realizar um trabalho similar, levando-se em consideração os possíveis desalinhamentos ocorridos no campo;

e)- Os fabricantes de equipamentos de irrigação, forneçam os dados sobre as características hidráulicas de peças especiais e/ou singularidades.

f)- Padronização nos engates rápidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, A. **Perda de carga em peças especiais de sistemas de irrigação por aspersão convencional**. Campinas: Faculdade de Engenharia Civil (FEC) da Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP, 1995. 105 pp. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Civil).

ASSY, T. M. **O emprego da fórmula universal de perda de carga e as limitações das fórmulas empíricas**. São Paulo: Cetesb., 1977, 64 pp.

AZEVEDO NETTO, J. M. e ALVAREZ, G. A. **Manual de hidráulica**. 7. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1986. 335 pp.

BASTOS, F. A. **Problemas de mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A., 1987. 483 pp.

CHEN, N. H. An explicit equation for friction factor in pipe. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v.18, n.3, p.296-297, 1979.

CHEN, J. J. J. A simple explicit formula for the estimation of pipe friction factor. **Proceedings of Institution of Civil Engineers**, Part 2, v. 77, p.49-55, March, 1984.

________. Systematic explicit solutions of the Prandtl and Colebrook-White equations for pipe flow. **Proceedings of the Institution of Civil Engineers**, Part 2, v.81, p. 159-165, March, 1985.

CHEN, J. J. J. e ACKLAND, A. D. Correlation of laminar, transitional and turbulent flow friction factor. **Proceedings of Institution of Civil Engineers**, Part 2, v. 89, p. 573-576, December, 1990.

CHUE, S. H. A pipe skin friction law de universal applicability. **Proceedings Institution of Civil Engineers**, Part 2, v. 77, p. 43-48, March, 1984.

CHURCHILL, S. W. Empirical expressions for the shear stress in turbulent flow in commercial pipe. **American Institute of Chemical Engineers Journal**, v.19, n.2, p.375-376, 1973.

________________. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. **Chemical Engineering**, p.91-92, November 7 , 1977.

CRANE CO. **Flow of fluids through valves, fitting and pipe**. New York, Tech. Paper, n. 410M, 3 th. Ed., 1972. 64 pp.

COLEBROOK, C. F. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. **Journal of Institution of Civil Engineers,** n.11, p.133-156, October, 1939.

DAKER, A. **Perdas de carga em juntas de ação rápida, em curvas e em tubos novos de alumínio de 6 polegadas de diâmetro, usados em irrigação por aspersão**. Viçosa: Escola Superior de Agricultura da Universidade Rural do Estado de Minas Gerais, 1954. 104 pp. (Tese, concurso para provimento efetivo da cátedra de Hidráulica Agrícola)

_________. **Manual de irrigação**. 3. ed. Viçosa: Editora Imprensa Universitária, 1984. 463 pp.

ECHÁVEZ, G. Increase in losses coeficiente with age for small diameter pipes. **Journal of Hydraulic Engineering, ASCE**, v.123, n.2, p.157-159, February, 1997.

FERREIRA, P. A. **Perda de carga em tubos de aço zincado de engate rápido**. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa/UFV, 1972. 46 pp. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Agrícola).

FINKEL, H. J. **CRC Handbook of Irrigation Tecnology**. Florida: Editor CRC Press, Inc. 1982, 2v, v.1, cap. 8, p.171-192.

FOX, R. W. e McDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 3.ed., Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1988. 561 pp.

GENOVEZ, A. I. B. **Estudo do efeito de escala no arrastamento de ar em poço com embocadura tipo tulipa.** São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo/USP, 1991. (Tese, Doutorado em Engenharia Civil).

GRAY, H. E., LEVINE, G. e BOGEMA, M. Friction loss in aluminum pipe. **Agricultural Engineering**, v.35, n.10, p.715-716, October, 1954.

GRAY, H. E., LEVINE, G. e BOGEMA, M. Head loss in irrigation-line quick couplers. **Agricultural Engineering**, v.35, n.11, p. 804-807, November, 1954.

HAALAND, S. E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. **Journal of Fluids Engineering (Transactions of ASME)**, v.105, p.89-90, March, 1983.

HATHOOT, H. M., et al. Analysis and design of sprinkler irrigation laterals. **ASCE, Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v.120, n.3, p.534-549, May/June, 1994.

HEERMANN, D. F. Fluid dynamics of sprinkler systems. In: JENSEN, M.E. **Design and operation of farm irrigation systems**. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers, september, 1983. 3v., v. l, cap. 14, p.583-614.

HEGBERG, P. E. Where did the K-factors for pressure loss in pipe fittings come from? **ASHRAE Transactions**, v. 101, pt. 1, p. 1264-1278, 1995. (Paper nº CH95-20-3)

HWANG, N. H. C. **Fundamentos de sistemas de engenharia hidráulica**. Rio de Janeiro: Editora Prentice-Hall do Brasil Ltda, 1984. 315 pp.

IRWIN, R. W. Corrugated pipe flow rate from pipe geometry. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering** , v.110, n.2, p.237-241, June, 1984.

ITO, H. Pressure losses in smoth pipe bends. Transactions of the ASME, **Journal of Basic Engineering.** v.82, série D, n.1, p.131-143, March, 1960.

JAIN, A. K. Accurate explicit equation for friction factor. **Procceeding of the American Society of Civil Engineers**, v.102, n. HY5, p.675-677, May, 1976.

KAMAND, F. Z. Hydraulic friction factors for pipe flow. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v. 114, n. 2, p.311-323, May, 1988.

LAURIA, D. e LAURIA J. C. Significado do número de Reynolds na perda de carga de singulariades como elementos integrados a condutos. In: **XIV Congresso Latino-Americano de Hidráulica**. Montevideo, v. I, p.85-96, 1990.

LENCASTRE, A. **Manual de hidráulica geral**. São Paulo: Edgard Blücher, Editora da Universidade de São Paulo, 1972. 411 pp.

MATTHEW, G. D. The Colebrook-White equation- an oft cited result but neglected derivation? **Proceeding of Institution of Civil Engineers**, Part 2, v.89, p. 39-45, March, 1990.

McENROE, B. M. Hydraulic friction factors for pipe flow . **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v.115, n.5, p. 915-916, october, 1989.

MILLER, D. S. **Internal flow, A guide to losses in pipe and ducts systems**, England, BHRA, 1971, 329 pp.

MOODY, L. F. Friction factors for pipe flow. **Journal of Fluids Engineering (Transactions of ASME)**, p.671-684, November, 1944.

____________. An approximate formula for pipe friction factors. **Mechanical Engineering**, v.69, p.1005-1006, 1947.

NEVES, E. T. **Curso de hidráulica**. 5. ed. Porto Alegre: Editora Globo S.A., 1977. 577 pp.

NIKURADSE, J. **Strömungsgeste in rauhen Rohren**, ForschungshArb. Geb. Ing. Wes., v. 361, 1933.

OLUJI'C, Z. Compute friction factors fast for flow in pipes. **Chemical Engineering**, p.91-93, December 14, 1981.

PEREIRA, A. J. S. e ALMEIDA, A. B. Formulação explícita e universal da resistência em tubos. In: Congresso Latino Americano de Hidráulica (IARH), 12, 1986, São Paulo. **Anais**... São Paulo: Comitê Regional Latino-Americano da AIPH, 4v., v.1, 1986. p.57-66.

PEREIRA, M. A. R., SILVA, C. L. e ARAÚJO, J. A. C. Viabilidade do uso do bambu para fins de irrigação; Comparação entre linhas de bambu enterradas e aéreas. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola e I Simpósio de Engenharia Agrícola do Cone Sul, 21, 1992, Santa Maria. **Anais**... Santa Maria: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola: Universidade Federal de Santa Maria, Departamento de Engenharia Rural, 5v., v. 2B, 1992. p. 1149-1157.

PIMENTA, C. F. **Curso de hidráulica geral**. 4 ed., Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois, 1981. 482 pp.

QUINTELA, A. C. **Hidráulica**. 2. ed., Lisboa: Editora Fundação Calouste Gulbenkian, 1985. 539 pp.

RAMAMURTHY, A. S., ZHU, W. e CARBALLADA, B. L. Dividing rectangular closed conduit flows. **Jornal of Hydraulic Engineering, ASCE,** v.122, n.12, p.687-691, December, 1996.

SCALOPPI , E. J. e COLOMBO, A. Tendências atuais em tecnologia de Irrigação. In: Congresso Na cional de Irrigação e Drenagem, 8, 1988, Florianópolis. **Anais**... Florianópolis: Imprensa oficial do estado de Santa Catarina: Associação Brasileira de Irrigação e Drenagem, FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos), Fundação Banco do Brasil, SUDESUL (Superintendência do Desenvolvimento Região Sul), 3v., v.2, 1988. p.943-971.

SERGHIDES, T. K. Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering**, p.63-64, March 5, 1984.

SHACHAM, M. Comments on: An explicit equation for friction factor in pipe. **Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals**, v.19, n.2, p.228-230, 1980.

SILVESTRE, P. **Hidráulica geral**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1979. 316 pp.

SISSOM, L. E. e PITTS, D. R. **Fenômenos de transporte**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A., 1988. 765 pp.

SOUZA, P.A. Nova formulação explícita para o cálculo do fator de atrito "f" de escoamento forçado. In: Congresso Latino Americano de Hidráulica (IARH), 12, 1986, São Paulo. **Anais**...São Paulo: Comitê Regional Latino Americano da AIPH , 4v., v.1, 1986. p.75-81.

__________ Quatro formulações unificadas e explícitas para o cálculo do fator de atrito "f" de escoamento forçado. In: Congresso Latino Americano de Hidráulica (IARH), 12, 1986, São Paulo. **Anais**... São Paulo: Comitê Regional Latino Americano da AIPH, 4v., v.1, 1986. p. 67-74.

STREETER, V. L. e WYLIE, E. B. **Mecânica dos fluidos**. 4 ed. São Paulo: Editora McGraw-Hill, Inc., 1980. 585 pp.

SWAMEE, P. K. e JAIN, A. K. Explicit equations for pipe-flow problems. **Journal Hydraulics Division American Society of Civil Engineers**, v.102, n. HY 5, p. 657-664, May, 1976.

TECHO, R., TICKNER, R. R., JAMES, R. E. An accurate equation for the computation of the friction factor for smooth pipes from the Reynolds number. **Journal of Applied Mechanics**, v.32, n.2, p.443, June, 1965.

TESTEZLAF, R. **Estudo de perda de carga em tubulações e engates rápidos utilizados em linhas de irrigação**. Campinas. In: Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP, Maio, 1982. 97 pp. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola).

TERZIDIS, G. Simple and accurate friction loss equation for plastic pipe. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v.116, n.2, p.501-504, March/April, 1990.

TOWNSEND, B., KHODABAKHSK, F. e IDEM, S. Loss coefficient measurements in divided-flow oval fittings. **ASHARE Transactions**, vol. 102, pt. 2, p. 151-158, 1996. (Paper nº 3995/RP-690.

TSUTSUI, H. World Irrigation- Problems and prospects. **Journal of Irrigation Engineering and Rural Planning**, n.22, p. 52-61, February, 1992.

___________. World Irrigation- Problems and prospects. **Journal of Irrigation Engineering and Rural Planning**, n.28, p.19-36, February, 1995.

VENNARD, J. K. e STREET, R. L. **Elementos de mecânica dos fluidos**. 5 ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1978. 687 pp.

VIEIRA, D. B. **As técnicas de Irrigação**. São Paulo: Ed. Globo S/A, 1989, 263 pp.

VIEIRA, D. B., GENOVEZ, A. I. B. e ALMEIDA, A. Estudo da perda de carga em peças especiais de aspersão. In: XXII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 22, 1993, Ilhéus. **Anais**... Ilhéus, Fundação Banco do Brasil (FBB), 5v., v.4. p. 2294-2311, Junho, 1993.

VON BERNUTH, R. D. e WILSON, T. Friction factors for small diameter plastic pipe. **ASCE Journal of Hydraulic Engineering**, v.115, n.2, p.183-192, February, 1989.

VON BERNUTH, R. D. Simple and accurate friction loss equation for plastic pipe. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v.116, n.2, p.294-298, March/April,1990.

WASP, J. E., et al. Solid-liquid flow slurry pipeline transportation. **Series on Bulk Materials Handling**, v. 1 n.4, 1977. 224 pp.

WOOD, D. J. An explicit friction factor relationship. **ASCE Civil Engineering**, v.36, n.12, p.60-61, December,1966.

ZIGRANG, D. J., e SYLVESTER, N. D. Explicit approximations to the solution of Colebrook's friction factor equation. **American Institute of Chemical Engineers Journal**, v.28, n.3, p.514-515, May, 1982.

______________________________. A review of explicit friction factor equations. **Journal of Fluids Engineering (Transactions of the ASME)**, v. 107, p.280-283, June, 1985.

______________________________. Comments on Technical Note 400: A simple explicit formula for the estimation of pipe friction factor. **Proceedings of the Institution of Civil Engeneers**, v.79, p.215-221, March, 1985.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BAGARELLO et al. Experimental study on flow-resistance law for small-diameter plastic pipes. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v.121, n.5, p.313-316, September/October, 1995.

BARR, D. I. H. Two additional methods of direct solution of the Colebrook-White function. **Proceedings of Institution of Civil Engineers**, Part 2, v. 59, p.827-835, December, 1975.

__________. Some solution procedures for the Colebrook-White functions. **Water Power & Dam Constrution**, p.31-37, December, 1976.

__________. Osborne Reynolds turbulent flow resistance formulae. **Proceedings of the Institution of Civil Engineers**, Part. 2, v.67, p.743-750. September, 1979.

__________. Solutions of the Colebrook-White function for resistance to uniform turbulent flow. **Proceedings of Institution of Civil Engineers**, Part 2, v.73, p. 473-475, June, 1982.

Companhia Energética de São Paulo. **Conjunto móvel para irrigação**: CMI. São Paulo: CESP, 1981. 21 pp.

FÉDIAEVSKI, C. et al. **Mecânica dos fluidos**. Porto: Edições Lopes da Silva, 1979. 595 pp.

FRANÇA, J. L. **Manual para normalização de publicações técnico-científicas**: 2 ed. rev. e aum. Editora Universidade Federal de Minas Gerais, 1992. 196 pp.

GARCEZ, L. N. **Elementos de mecânica dos fluidos**. 2 ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1977. 449 pp.

GENOVEZ, A. I. B. **Arrastamento de ar em poço com embocadura tipo tulipa (Estudo experimental comparativo).** São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo/ USP, 1986.174 pp. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Civil).

IRWIN, R. W. e TSANG, G. Hydraulic roughness of corrugated plastic tubing. **Transactions of the American Society of Agricultural Engineers**,v.15, p.290-291,295, 1972.

JENSEN, M. E. **Design and operation of farm irrigation systems**. Michigan: American Society of Agricultural Engineers, 3v., v.3, 1983. 829 pp.

KELLER, J. Selection of economical pipe sizes for sprinkler irrigation systems. **Transactions of the American Society Agricultural Engineers**, p. 186-193. 1965.

KINCAID, D. C. e HEERMANN, D. F. Pressure distribution on a center-pivot sprinkler irrigation system. **Transactions of the American Society Agricultural Engineers**, p.556-558. 1970.

LEVIN, L. **Formulaire des conduites forcées oléoducs et conduits d'aerátion**, Paris: Dunod, 1983, 829 pp.

MARTIN, D. L., GILLEY, J. R. e SUPALLA, R. J. Evaluation of irrigation planning decisions. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering** , v.115, n.1, p.58-77. February, 1989.

MOIGNE, G. J. M., FREDERIKSEN, H. D. e OCHS, W. J. Future irrigation prospects and actions in developing countries. **ASCE Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, v. 115, n.4, p.656-661. August, 1989.

PAIR, C. H. et al. **Sprinkler Irrigation**, 4 ed., Maryland: Textbook Re-editing committee, November 1975, 651p. cap II: Sprinkler systems, p.14-15. Cap. VIII: Hydraulics of sprinkler systems, p. 235-236.

PETROLINA. **Ministério da agricultura**. Irrigação por pivô central no serviço de produção de sementes básicas (Bebedouro II) avaliação técnico-econômica. Petrolina: EMBRAPA, 1988. 100 pp. (Documentos, 51).

PETROLINA. **Ministério da agricultura**. Sistema de irrigação por aspersão I (dimensionamento). Petrolina: EMBRAPA, 1986. 58 pp. (circular técnica).

PROGRAMA DE IRRIGAÇÃO DO NORDESTE. **Treinamento de pessoal**: Nível Superior. Brasília: PRONI, 1986. 66 pp.

PROGRAMA DE IRRIGAÇÃO DO NORDESTE. **Programa de cursos**. Brasília: PRONI, 1987. 106 pp.

PROGRAMA NACIONAL DE IRRIGAÇÃO. **Recursos Naturais**: Inventário e levantamento. Brasília: PRONI, 1986. 31 pp.

____________________. **Educação para irrigação**: uma proposta de mudança. Brasília: PRONI, 1986. 80 pp.

RUSSO JR., M. **Irrigação**: Planejamento e projeto de irrigação por aspersão. São Paulo , CESP, 1980. 45 pp.

SIQUEIRA, N. P. A. **Considerações sobre a contribuição da irrigação ao processo agroindustrial**. sl. CODEVASF, 1975. 16 pp.

VIANNA, M. R. **Mecânica dos fluidos para engenheiros civis**. Belo Horizonte: Editora Instituto de Engenharia Aplicada, 1993. pp.

WILSON, N. W. e AZAD, R. S. A continuous prediction method for fully developed laminar, transitional, and turbulent flows in pipes. **ASME Journal of Applied Mechanics** , v.42, March, p.51-54. 1975.

WOOD, D. J. REDDY, L. S. e FUNK, J. E.. Modeling pipe networks dominated by junctions.**ASCE Journal of Hydraulic Engineering**, v.119, n.8, p. 949-958, August,1993.

ANEXO A

PROGRAMA DE FÓRMULAS HIDRÁULICAS

```
***************************************************
PROGRAM FORMULAS_HIDRAULICAS;
USES CRT;
PROGRAM FORMULAS_HIDRAULICAS;

***************************************************
```

ESCOAMENTO LAMINAR

```
PROCEDURE FORMULA1;
VAR
 f        : Real;
 R        : Real;
 Ch       : Char;
BEGIN
CLRSCR;
GOTOXY (25,08);
WRITELN('Escoamento Laminar');
GOTOXY (25,09);
WRITELN('------------------');
GOTOXY (15,12);
WRITELN('Entre com o valor de R ( Num. de Reynolds ) : ' );
GOTOXY(61,12);
READ   ( R );
   f :=  64 / R;
GOTOXY (15,14);
WRITELN ('Valor de f ( Fator de Atrito ) : ', f:15:9 );
GOTOXY  (01,24);
WRITE   ('Tecle Algo p/ Continuar...');
Ch  := READKEY;
END;
```

REGIME TURBULENTO HIDRAULICAMENTE LISO

```
PROCEDURE FORMULA2;
VAR
FF       : Real;
R        : Real;
FF       : Real;
Fc       : Real;
Ch       : Char;
CONST
   tol = 0.00001;
BEGIN
CLRSCR;
GOTOXY  (20,08);
WRITELN ('Regime Turbulento Hidraulicamento Liso  ');
GOTOXY  (20,09);
WRITELN ('--------------------------------------');
GOTOXY  (01,12);
```

```
WRITELN ('Entre com o valor de R ( Num. de Reynolds ) : ' ) ;
GOTOXY  (61,12);
 READ   ( R ) ;
    Fc := 0.02;
REPEAT
   FF    : =  1 / SQRT(fc) - 0.87*ln(R*SQRT(Fc)) + 0.8 ;
   DFF  : =  -1/(2*exp((3/2)*ln(Fc)))-(2/ln(10))/(2*Fc);
   Fc    : =  Fc - FF/DFF;
UNTIL  abs(FF) < tol;
GOTOXY(01,24);
WRITE  ('Tecle Algo p/ Continuar...') ;
GOTOXY  (01,14);
WRITELN ('Valor de Fc (Fator de atrito) : ', Fc:15:9 ) ;
GOTOXY  (01,24);
WRITE  (' Tecle algo p/ continuar... ' ) ;
Ch  := READKEY;
END;
```

REGIME TURBULENTO HIDRAULICAMENTE RUGOSO

```
PROCEDURE FORMULA3;
VAR
  D   : real;
  e   : real;
  f   : real;
  R   : real;
  X   : real;
  Ch  : char;
 BEGIN
 CLRSCR;
 GOTOXY  (20,08);
 WRITELN ('Regime Turbulento Hidraulicamento Rugoso');
 GOTOXY  (20,09);
 WRITELN ('---------------------------------------');
 GOTOXY  (15,12);
 WRITELN ('Entre com o valor de D ( Diametro do Tubo ) : ' );
 GOTOXY  (61,12);
 READ   ( D );
 GOTOXY  (15,14);
 WRITELN ('Entre com o valor de E ( Rugosidade       ) : ' );
 GOTOXY  (61,14);
 READ   ( E );
     X := LN ( D / E ) / LN ( 10 );
     F := SQR ( ( 1 / ( ( 2 * X ) + 1.14 ) ) );
 GOTOXY  (15,16);
 WRITELN ('Valor de F ( Fator de Atrito ) : ', F:15:9 );
 GOTOXY  (01,24);
 WRITE  ('Tecle Algo p/ Continuar...');
 Ch  := READKEY;
END;
```

FÓRMULA DE COOLEBROOK-WHITE

```
PROCEDURE  FORMULA4;
VAR
   D     :  Real;
   e     :  Real;
   R     :  Real;
   FF    :  Real;
   DFF   :  Real;
   Fc    :  Real;
   Ch    :  Char;
CONST
   tol =0.00001;
BEGIN
TEXTBACKGROUND(11);
TEXTCOLOR(2);
CLRSCR;
GOTOXY  (25,08);
WRITELN ('Formula de Coolebrook-White');
GOTOXY  (25,09);
WRITELN ('--------------------------');
GOTOXY  (01,12);
WRITELN ('Entre com o valor de D ( Diametro do tubo ) : ');
GOTOXY  (61,12);
READ    ( D );
GOTOXY  (01,14);
WRITELN ( ' Entre com o valor de E ( Rugosidade ) : ' );
GOTOXY  (61,14);
READ    ( E );
GOTOXY  (01,16);
WRITELN ( 'Entre com o valor de R ( Num. de Reynolds ) : ' );
GOTOXY  (61,16);
READ    ( R );
  Fc := 0.01;
REPEAT
  FF := ( 1/SQRT(Fc))+((2/ln(10)*ln((E/3.7)+(2.52/(R*SQRT(Fc))))));
  DFF:= (-1)/(2*exp(1.5*ln(Fc)))-0.87*2.52/((-
1)/(2*exp(ln(Fc)*1.5)*R*(E/3.7*D+2.52/(R*SQRT(Fc)))));
  Fc := Fc - FF/DFF ;
UNTIL abs(FF)  < tol;
 GOTOXY (15,18);
 WRITELN ( ' Valor de Fc ( Fator de atrito ): ' , Fc:15:9 );
 GOTOXY (01,14);
 WRITE   ('Tecle Algo p/ Continuar...') ;
 Ch  := READKEY;
END;
```

FORMULA DE PEREIRA E ALMEIDA

```
PROCEDURE FORMULA6;
VAR

   A    : REAL;
   B    : REAL;
   D    : REAL;
   e    : REAL;
   f    : REAL;
   R    : REAL;
   X    : REAL;
   Y    : REAL;
   T    : REAL;
   C1   : REAL;
   C2   : REAL;
   Ch   : Char;

BEGIN
 A := 3060.6974;
 B := 250.9080;
CLRSCR;
GOTOXY (28,08);
WRITELN ('Formula de Pereira e Almeida');
GOTOXY (28,09);
WRITELN ('----------------------------');
GOTOXY (15,12);
WRITELN ('Entre com o valor de D ( Diametro do Tubo ) : ' );
GOTOXY (61,12);
READ  ( D );
GOTOXY (15,14);
WRITELN ('Entre com o valor de E ( Rugosidade      ) : ' );
GOTOXY (61,14);
READ  ( E );
GOTOXY (15,16);
WRITELN ('Entre com o valor de R ( Num. de Reynolds ) : ' );
GOTOXY (61,16);
READ  ( R );
       X := EXP( 1.11 * LN ( E / ( 3.7 * D )) );
       C1 := EXP( LN ( ( 6.9 / R ) + X ) * 0.9 );
       X := SQRT ( R ) / 16;
       C2 := EXP( LN ( 10 ) * (-X) );
       X := EXP( ( A - R ) / B );
       T := 1 / ( 1 + X );
       X := (( 1 - T ) * C2 ) + ( T * C1 );
       Y := -2 * ( LN ( X ) / LN ( 10 ) );
       F := EXP ( LN ( Y ) * (-2) );
GOTOXY (15,18);
WRITELN ('Valor de F ( Fator de Atrito ) : ', F:15:9 );
GOTOXY (01,24);
WRITE  ('Tecle Algo p/ Continuar...');
Ch := READKEY;
```

FÓRMULA DE HAALAND

```
PROCEDURE FORMULA5;
VAR

   D    : real;
   e    : real;
   f    : real;
   R    : real;
   X    : real;
   Y    : real;
   Ch   : Char;

BEGIN
CLRSCR;
GOTOXY  (30,08);
WRITELN ('Formula de Haaland');
GOTOXY  (30,09);
WRITELN ('------------------');
GOTOXY  (15,12);
WRITELN ('Entre com o valor de D ( Diametro do Tubo ) : ' );
GOTOXY  (61,12);
READ   ( D );
GOTOXY  (15,14);
WRITELN ('Entre com o valor de E ( Rugosidade       ) : ' );
GOTOXY  (61,14);
READ   ( E );
GOTOXY  (15,16);
WRITELN ('Entre com o valor de R ( Num. de Reynolds ) : ' );
GOTOXY  (61,16);
READ   ( R );

        X := EXP ( 1.11 * LN ( E / ( 3.7 * D )) );
        Y := -0.785 * LN ( X + ( 6.9 / R ) );
        F := EXP ( LN ( 1 / Y ) / 0.5 );

GOTOXY  (15,18);
WRITELN ('Valor de F ( Fator de Atrito ) : ', F:15:9 );
GOTOXY  (01,24);
WRITE   ('Tecle Algo p/ Continuar...');
 Ch  := READKEY;
END;
```

```
END;
VAR
Ch : Char;
BEGIN
REPEAT
TEXTBACKGROUND(11);
TEXTCOLOR(1);
CLRSCR;
GOTOXY  (10,02);
WRITELN (' ******************************************************** ');
GOTOXY  (15,03);
WRITELN (' PROGRAMA PARA MANUSEIO DE FORMULAS HIDRAULICAS ');
GOTOXY  (15,04);
WRITELN(' ENGENHEIRO : FERNANDO SERGIO AMARAL COELHO ');
GOTOXY  (10,05);
WRITELN (' ******************************************************** ');
GOTOXY  (20,08);
WRITELN ('1 - Escoamento Laminar');
GOTOXY  (20,10);
WRITELN ('2 - Regime Turbulento Hidraulicamento Liso  ');
GOTOXY  (20,12);
WRITELN ('3 - Regime Turbulento Hidraulicamento Rugoso');
GOTOXY  (20,14);
WRITELN ('4 - Formula de Coolebrook-White');
GOTOXY  (20,16);
WRITELN ('5 - Formula de Haaland');
GOTOXY  (20,18);
WRITELN ('6 - Formula de Pereira e Almeida');
GOTOXY  (20,20);
WRITELN ('7 - Fim');
GOTOXY  (10,22);
WRITELN ('************************************************************' );
GOTOXY  (20,23);
WRITE ('Opcao ==>  ');
READ   ( Ch );
   IF Ch = '1' Then
     Formula1;
   IF Ch = '2' Then
     Formula2;
   IF Ch = '3' Then
     Formula3;
   IF Ch = '4' Then
     Formula4;
   IF Ch = '5' Then
     Formula5;
   IF Ch = '6' Then
     Formula6;

UNTIL  Ch = '7';
END.
```

****

ABSTRACT

RODRIGUES, T. R. I. Head loss in quick couples in steel galvanized pipes. Campinas, University of Campinas (UNICAMP), 1998, 137 pp.(Master Degree)

Widely used in portable irrigation pipelines, the steel galvanized pipes with quick couples make these systems of easier operation and maintenance. Often, project engineers find troubles for calculating these pipes. That is due to get the correct value of the couple head loss, as they do not have the coefficient to calculate it. The main objetive of this study was the determination of the head loss coefficients in the coupler considering Brazilian pipes. An experimental research was conducted in the Hidraulic and Fluids Mechanic Laboratory of Civil Engineering College at the University of Campinas, using quick couples steel galvanized pipes, with diameters ranging from 0,050 to 0,150m, and from three differents factories. As a result of this research, the had loss coefficients values were from 0,78 and 0,088, influenced by the diameter and the factory and these are proposed to be used in future projects.

KEY WORDS: Irrigation, sprinkler irrigation, pipelines, steel galvanized, quick couples.