**PERDA DE CARGA EM TUBOS E CONEXÕES DE PVC UTILIZADOS
EM SISTEMAS PORTÁTEIS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO**

ANICÉSIO VIEIRA CAIXETA

Orientador: Prof. Dr. TARLEI ARRIEL BOTREL

Dissertação apresentada à Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Agronomia, área de concentração: Irrigação e Drenagem.

P I R A C I C A B A

Estado de São Paulo Brasil

Junho - 1991

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Livros da
Divisão de Biblioteca e Documentação - PCAP/USP

Caixeta, Anicésio Vieira

C138p Perda de carga em tubos e conexões de PVC utilizados em sistemas portáteis de irrigação por aspersão. Piracicaba, 1991.
115p.

Diss. (Mestre) - ESALQ
Bibliografia.

1. Irrigação por aspersão - Sistema 2. Tubo de PVC - Perda de carga - Cálculo I. Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Piracicaba

CDD 631.7

**PERDA DE CARGA EM TUBOS E CONEXÕES DE PVC UTILIZADOS EM
SISTEMAS PORTÁTEIS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO**

ANICÉSIO VIEIRA CAIXETA

Aprovada em: 05.09.91

Comissão julgadora:

Prof. Dr. Tarlei Arriel Botrel.....ESALQ/USP

Prof. Dr. Roberto Testezlaf.....UNICAMP

Dr. Flávio Bussmeyer Arruda.....IAC

Prof. Dr. TARLEI ARRIEL BOTREL

Orientador

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho se deve à contribuição, ajuda e apoio de várias pessoas e instituições, sem os quais, dificilmente teria chegado ao fim. Agradeço:

- Ao Professor Tarlei pela orientação, e principalmente pelo incentivo e apoio.
- Ao Dr. Flávio Arruda pelas valiosas sugestões e idéias.
- Ao Professor Roberto Testezlaf pelas críticas e sugestões.
- Aos professores e funcionários do Departamento de Engenharia Rural da ESALQ, USP, pelos ensinamentos e atenção.
- Aos meus irmãos Joaquim, Teldo e Dalma pela revisão do texto e saudável convivência.
- À Regina, companheira em todos os momentos desse trabalho.
- A tantos amigos e colegas pela importante amizade.
- Ao CNPq pelo auxílio financeiro, sem o qual não seria possível a realização desse trabalho.
- As empresas TIGRE E TUPY pela doação dos materiais, objetivo do presente trabalho.

A Marcílio e Dona Mariquinha, meus pais, eu dedico esse trabalho.

SUMÁRIO

	Página
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vi
RESUMO	ix
SUMMARY	xi
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DE LITERATURA	4
2.1. Generalidades	4
2.1.1. Tipos de escoamento	5
2.1.2. Equações para escoamento de fluido in- compressível	9
2.2. Equações para perda de carga	12
2.2.1. Significado mecânico da perda de carga e resistência específica τ_0	13
2.3. Número de Reynolds	16
2.4. Fórmula racional para perda de carga	18
2.4.1. Perda de carga no regime laminar	22
2.4.2. Perda de carga em regime turbulento ...	23
2.5. Perda de carga localizada	26
2.5.1. Expressão geral da perda de carga	29
2.5.2. Método dos comprimentos virtuais.....	30
2.6. Estudos sobre perda de carga em tubos e cone- xões	31
3. MATERIAIS E MÉTODOS	40
3.1. Local e material de teste	40

3.2. Instalações e esquema de teste.....	42
3.2.1. Tubos e conexões onde não há redução de diâmetro	45
3.2.2. Conexões onde há redução de diâmetro ..	47
3.3. Medição de pressão	50
3.4. Medição de vazão	51
3.4.1. Medidor magnético de vazão	51
3.4.2. Tubo Venturi	54
3.5. Perda de carga.....	55
3.5.1. Perda de carga contínua e localizada em tubos e conexões onde não há redução de de diâmetro	55
3.5.2. Perda de carga localizada em conexões onde há redução de diâmetro	58
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
4.1. Perda de carga unitária em tubulação de PVC de 2, 3, 4" de diâmetro	61
4.2. Perda de carga localizada em conexões de PVC 2, 3 e 4" de diâmetro	66
4.2.1. Exemplo de determinação das equações de perda de carga	66
4.2.2. Relação perda de carga localizada-vazão	72
4.2.3. Relação comprimento equivalente-vazão..	78
4.3. Coeficiente de atrito f de Darcy-Weisbach e Número de Reynolds	80

5. CONCLUSÕES.....	107
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	109

LISTA DE SÍMBOLOS

A	: Área da seção transversal (L^2)
B	: Campo magnético ($kg/A.s^2$)
C	: Constante de Hazen-Williams (adimensional)
Cx	: Constante do medidor magnético (adimensional)
D	: Diâmetro interno da tubulação (L)
E	: Energia por unidade de massa (L^2T^{-2})
F	: Resultante das forças externas que atuam sobre o fluido (MLT^{-2})
H	: Energia por unidade de peso (L)
J	: Perda de carga unitária (adimensional)
L	: Comprimento de tubulação ou distância entre duas seções transversais (L)
Le	: Comprimento equivalente de tubulação (L)
M	: Perímetro molhado (L)
Q	: Vazão (L^3T^{-1})
Re	: Número de Reynolds (adimensional)
Rh	: Raio hidráulico (L)
S	: Área da superfície lateral molhada (L^2)
T	: Força de resistência (MLT^{-2})
Um	: Tensão induzida ($kg.m^2/A.s^2$)
W	: Peso do fluido (MLT^{-2})
a	: Constante empírica (adimensional)
b	: Constante empírica (adimensional)
c	: Constante empírica (adimensional)

d	: Densidade do fluido (adimensional)
f	: Coeficiente de perda de carga, coeficiente de atrito ou coeficiente de resistência da fórmula de Darcy- Weisbach (adimensional)
g	: Aceleração da gravidade (LT^{-2})
h	: Altura de coluna de fluido ou carga piezométrica (L)
h_f	: Perda de carga contínua (L)
k	: Constante empírica (adimensional)
k	: Rugosidade das paredes internas (L)
m	: Constante empírica (adimensional)
n	: Constante empírica (adimensional)
p	: Pressão estática ($ML^{-1}T^{-2}$)
q	: Quantidade de movimento (MLT^{-1})
q_m	: Quantidade de movimento médio (MLT^{-1})
r	: Raio do conduto ou distância a partir do centro do conduto (L)
t	: Tempo (T)
v	: Velocidade média (LT^{-1})
v_{cr}	: Velocidade crítica (LT^{-1})
v_m	: Velocidade média em escoamento laminar (LT^{-1})
v_{max}	: Velocidade máxima em escoamento laminar (LT^{-1})
z	: Altura com relação a um plano de referência (L)
β	: Coeficiente q/q_m (adimensional)
γ	: Peso específico do fluido ($ML^{-2}T^{-2}$)
γ'	: Peso específico do líquido manométrico ($ML^{-2}T^{-2}$)
δ	: Espessura da camada limite (L)

η	: Fator de turbulência ($ML^{-1}T^{-1}$)
μ	: Viscosidade absoluta do fluido ($ML^{-1}T^{-1}$)
ν	: Viscosidade cinématica (L^2T^{-1})
π	: Grandezas físicas
ρ	: Massa específica do fluido (ML^{-3})
τ	: Tensão de cisalhamento ($ML^{-1}T^{-2}$)
τ_o	: Resistência específica ($ML^{-1}T^{-2}$)
Δp	: Perda de pressão ($ML^{-1}T^{-2}$)
Δh_L	: Perda de carga localizada devida a uma conexão (L)

Observações : Um mesmo símbolo pode ter diferentes significados. Quando no decorrer do texto, houver dúvida, ele é definido ou redefinido. Da mesma forma as unidades adotadas foram as do Sistema Internacional (SI). Outras unidades usuais como por exemplo m.c.a, correspondente a uma pressão de 0,01 MPa, são encontradas no texto, porém são mencionadas para se evitar dúvidas.

PERDA DE CARGA EM TUBOS E CONEXÕES DE PVC UTILIZADOS EM
SISTEMAS PORTÁTEIS DE IRRIGAÇÃO POR ASPERSÃO

Autor: ANICÉSIO VIEIRA CAIXETA

Orientador: PROF. DR. TARLEI ARRIEL BOTREL

RESUMO

O presente trabalho tem o objetivo de apresentar fórmulas para o cálculo da perda de carga em tubos e conexões de PVC mais utilizadas em linhas principais e laterais de sistemas de irrigação por aspersão, de maneira simples e de aplicação fácil para um irrigante ou para um projetista de irrigação. Para tal, foram testados no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz" - USP, Piracicaba, tubos e conexões de PVC de dois fabricantes importantes do mercado nacional, TUPY E TIGRE.

A literatura apresenta várias equações empíricas para o cálculo da perda de carga contínua e localizada. Apesar de tais equações serem bastantes

utilizadas na Engenharia, seu uso é limitado a situações para as quais foram determinadas.

A hipótese é de que, tanto a perda de carga contínua, quanto a localizada é função de uma potência n da vazão. Assim foram determinadas equações para perda de carga em função da vazão para cada tubo e conexão. Valores dos coeficientes de atrito de Darcy-Weisbach e Números de Reynolds foram calculados para o caso dos tubos testados. Dessa maneira é possível a utilização da equação universal de perda de carga. Estão apresentadas também expressões para o comprimento equivalente.

A hipótese assumida mostrou-se verdadeira, uma vez que as equações ajustadas apresentaram altos coeficientes de determinação, ou seja, o processo de perda de carga, tanto contínua quanto localizada em tubos e conexões de PVC (linha irrigação), pode ser representado por tais equações.

HEAD LOSSES IN PVC PIPES AND COUPLINGS USED IN SPRINKLER IRRIGATION SYSTEMS

Author: ANICÉSIO VIEIRA CAIXETA

Adviser: PROF. DR. TARLEI ARRIEL BOTREL

SUMMARY

The main purpose of this work is to provide the irrigation engineers with equations to estimate the energy losses in PVC pipes and couplings used in lateral and main lines of sprinkler irrigation systems. The work was carried out in the Hydraulic Laboratory of "Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, USP, Piracicaba". Pipes and couplings from two of the main manufacturers were tested.

Several empirical equations relating head loss and flow rate are available in the literature. Although these equations are widely used in Engineering, its application is restricted to the situations to which they were obtained.

The hypothesis is that the head loss is a power function of the flow rate, and suited for using in irrigation designs.

The power equations such as, $h_f = k.Q^n$, were determined to each pipe and coupling. It was also determined equations that relate the localized head loss to equivalent pipe length.

Values of the friction factor of the Darcy-Weisback equation and the Reynolds number were obtained and related to the flow rate.

The power functions, as mentioned before, showed high determination coefficients. In other words, the process of energy dissipation in pipelines and its couplings may be represented by such equations.

1. INTRODUÇÃO

O sistema de irrigação por aspersão se adapta a certas situações onde outros sistemas não se adaptam. Por exemplo, para certas condições de solo e topografia, a irrigação por superfície, ou um outro sistema mecanizado de irrigação, não é viável. Sistemas portáteis de irrigação por aspersão se prestam a pequenas áreas, são próprios para a agricultura intensiva e de alto valor econômico como horticultura, e têm custo inicial mais baixo em relação ao sistema fixo. Por essas razões, tais sistemas têm sido preferidos por grande parte dos agricultores nacionais.

A indústria tem desenvolvido novos tipos de materiais, engates e conexões para sistemas de irrigação. Assim, para sistemas portáteis de irrigação por aspersão, existem no mercado tubos e conexões de PVC com vários tipos de engate rápido. Segundo os fabricantes, linhas ou redes formadas com tais tubos são leves e de fácil montagem devido aos engates. São também

inertes a produtos químicos, possibilitando a prática de fertirrigação, e têm longa vida útil.

Para o dimensionamento de um sistema de irrigação por aspersão - linha principal, linhas laterais e conjunto moto-bomba - é necessário que se conheça as características hidráulicas das tubulações, conexões e aspersores. O conhecimento da relação perda de carga versus vazão das tubulações e conexões, e também da relação pressão versus vazão dos aspersores, possibilita um dimensionamento real das instalações hidráulicas. Como consequência, obtém-se um sistema de irrigação eficiente e aspersores operando dentro de suas especificações.

ASSY (1977) cita dois erros a que o engenheiro está sujeito ao empregar fórmulas empíricas: o primeiro é utilizar constantes que não correspondem ao material em uso, e o segundo, de natureza conceitual, é utilizar tais constantes para regiões de escoamento diferentes das quais foram estabelecidas.

A aplicação da equação universal, ou equações empíricas, para a determinação da perda de carga em tubulações e conexões, exige que coeficientes próprios a cada conexão sejam determinados ou estimados. Uma vez que os parâmetros ou coeficientes de tais equações dependem das características geométricas do componente e do regime de escoamento, eles devem ser estudados,

através de ensaios de laboratório, para posterior uso em condições de campo.

O objetivo do presente trabalho é determinar, através de ensaios, equações para a estimativa da perda de carga em tubos e conexões de PVC da linha de irrigação por aspersão dos principais fabricantes do mercado nacional.

A hipótese é de que uma equação do tipo:

$$h_f = k \cdot Q^n \quad (1)$$

onde as constantes k e n serão determinadas experimentalmente para cada conexão, se ajusta ao processo de perda de carga em tubulações e conexões de PVC (linha irrigação).

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Generalidades

Em Estática dos Fluidos, os únicos esforços existentes são esforços de compressão, ou seja, pressão(p) devido ao peso de uma coluna de fluido de altura (h). Os seus valores podem ser exatamente determinados através da equação:

$$p = \gamma \cdot h \quad (2)$$

onde o único parâmetro a ser conhecido é o peso específico do fluido (γ).

Em problemas de escoamento de fluido real, a solução é complexa e não se dispõe de equações exatas, necessitando recorrer a soluções experimentais. A Mecânica dos Fluidos se baseia nos princípios da conservação de massa, energia e momento, e nas leis de Newton. Para o caso de Hidráulica de Irrigação, como na maioria dos problemas de Engenharia Hidráulica, é bastante considerar

os princípios da conservação de massa e energia, (STREETER & WYLIE, 1982).

2.1.1. Tipos de escoamento

Equações para estimar a perda de carga são determinadas ou deduzidas teoricamente, para um regime de escoamento específico. Dessa maneira, a aplicação de certas equações é restrita a um certo regime de escoamento ou apenas a um intervalo deste.

Deve-se definir alguns tipos principais de fluxo ou regime de escoamento:

a) Escoamento permanente e não permanente:

Um fluido em regime de escoamento permanente mantém suas características constantes para um determinado ponto no espaço, ou seja, a pressão(p) e velocidade(v) não variam em função do tempo, somente em função da posição. Matematicamente:

$$p = f_1(x, y, z); \quad v = f_2(x, y, z) \quad (3)$$

ou

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial v_x}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial v_y}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial v_z}{\partial t} = 0, \quad (4)$$

onde v_x , v_y , v_z são as componentes da velocidade na direção dos eixos cartesianos x , y e z , respectivamente. As considerações acima devem ser estendidas para as características do fluido como massa específica e também temperatura, (NEKRASOV, s.d.).

Em escoamento não permanente ou variado, pressão e velocidade passam a ser funções também do tempo, (NEKRASOV, s.d.),

$$p = F_1(x, y, z, t); \quad v = F_2(x, y, z, t) \quad (5)$$

b) Escoamento laminar e turbulento:

No escoamento laminar as partículas do fluido percorrem trajetórias paralelas. Em 1880, Osborne Reynolds, em suas experiências, verificou esse fato e que tal acontece para velocidades de escoamento abaixo de um certo limite. Se essas partículas entrarem em contato com uma superfície sólida, devido à viscosidade (μ), são aderidas e têm velocidade nula. A tensão de cisalhamento (τ) entre partículas diminui à medida que estas se afastam da superfície sólida. Tais esforços de cisalhamento são expressos pela lei de Newton,

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (6)$$

Devido à tensão de cisalhamento, a velocidade de certo número de partículas diminui, porém, há o aumento da energia de pressão. Caso a viscosidade absorver esse desequilíbrio de energia, ou melhor, essa passagem de energia de velocidade para energia de pressão, o escoamento é laminar, (SILVESTRE, 1977).

Demonstra-se que, para escoamento laminar em conduto forçado de seção circular, o perfil de velocidade é um parabolóide, cujo eixo coincide com o eixo do conduto, (GILES, 1971):

$$v = \left[\frac{p_1 - p_2}{4 \cdot \mu \cdot L} \right] (r^2 - y^2) \quad (7)$$

e a velocidade média é:

$$v_m = 0,5 \cdot v_{\max} \quad (8)$$

onde:

y : distância a partir do eixo

r : raio do conduto

L : distância entre as seções 1 e 2

p₁ e p₂ : pressão nas seções 1 e 2

Em movimento turbulento, as partículas percorrem trajetórias irregulares e aleatórias, ou seja, é

impossível prever o seu traçado. Normalmente o que acontece é partículas de camadas mais lentas serem impelidas para camadas mais velozes por diferença de pressão. Pelo princípio do contínuo, o espaço deixado por essas partículas tem de ser ocupado por outras partículas. O resultado é um movimento caótico e incessante de partículas, que é somado ao movimento geral da corrente do fluido. Tal movimento adicional aumenta a resistência ao escoamento, já que aumenta a troca de quantidade de movimento entre partículas, e parte de sua energia é dissipada em forma de calor nos vórtices que se formam, (SILVESTRE, 1977). STREETER & WYLIE (1982) citam a seguinte equação para escoamento turbulento:

$$\tau = (\eta + \mu) \frac{dv}{dy} \quad (9)$$

onde η é chamado de fator de turbulência, e depende das características da turbulência. No movimento turbulento, a velocidade varia em módulo e direção para cada ponto da corrente de fluido.

O escoamento, na maioria dos problemas de Engenharia, é turbulento com pressões e velocidades locais variando continuamente, mas pode ser visualizado como tendo pressões e velocidades médias, (MILLER, 1984).

2.1.2. Equações para escoamento de fluido incompressível

Para se equacionar e quantificar o processo de escoamento de fluido incompressível, recorre-se a três princípios básicos da Física, (STREETER & WYLIE, 1982):

a) Conservação da massa ou equação da continuidade

Assumindo que a massa não é criada e nem destruída, e que o fluido é incompressível,

$$Q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad (10)$$

onde:

A : área da seção transversal

v : velocidade média

Q : vazão

b) Conservação da energia

A equação da energia para o escoamento de um fluido é conhecida como equação de Bernoulli. A energia de um fluido é devida a uma altura (z) acima de um plano de referência (energia potencial), a uma pressão estática (p), e à velocidade do fluido em movimento (energia cinética). A soma dessas energias por unidade de massa é:

$$E = g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (11)$$

O mais comum e prático é expressar a energia por unidade de peso. A energia total agora passa a ter dimensões de altura e normalmente é chamada de "carga" ou altura de coluna de líquido.

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (12)$$

onde:

H : energia total por unidade de peso (L)

p/γ : a carga devido a pressão estática média no eixo da tubulação (L)

$v^2/2g$: carga de velocidade ou taquicarga (L)

$z + p/\gamma$: altura piezométrica (L).

c) Conservação da quantidade de movimento

A equação da quantidade de movimento para casos de fluidos ideais é:

$$\vec{F} = \rho \cdot Q \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) \quad (13)$$

onde:

F : vetor que representa a resultante das forças
externas que atuam no fluido

ρ : massa específica do fluido

v_1 e **v_2** : vetores que representam as velocidades
médias nas seções 1 e 2 respectivamente.

Para fluidos reais a equação é:

$$\vec{F} = \rho \cdot Q \cdot (\beta_2 \vec{v}_2 - \beta_1 \vec{v}_1) \quad (14)$$

O coeficiente β é definido como a relação entre a quantidade de movimento de todos os filetes ou linhas de corrente (q) em uma dada seção e a quantidade de movimento médio de todos os filetes ou correntes com a mesma velocidade média (q_m), então:

$$\beta = \frac{q}{q_m} \quad (15)$$

Prova-se que $\beta \geq 1$, e experimentalmente determina-se que β varia de 1,00 a 1,05 para escoamento turbulento. Sem alterar a precisão de cálculos, adota-se:

$$\beta_1 = \beta_2 = 1 \quad (16)$$

Dessa maneira a equação da quantidade de movimento, tanto para fluidos ideais como para fluidos reais é a mesma, (SILVESTRE, 1977).

2.2. Equações para perda de carga

Uma vez que a energia não é criada e nem destruída, o termo dissipação de energia não é estritamente correto. O termo perda de carga é usado como sendo parte da energia potencial, de pressão e de velocidade que é transformada em outros tipos de energia perdida no processo, tal como o calor. Assim a irreversibilidade do processo é causada pela energia perdida para o meio exterior e é normalmente expressa em termos de perda de carga, (STREETER & WYLIE, 1982). Matematicamente:

$$h_f = \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \right] - \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right] \quad (17)$$

sendo:

$$h = z + \frac{p}{\gamma} \quad (18)$$

onde h é a altura ou carga piezométrica. Em termos de perda de pressão:

$$\Delta p = \left[p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \right] - \left[p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right] + \rho \cdot g \cdot (z_1 - z_2) \quad (19)$$

A perda de carga para fluxo turbulento é aproximadamente proporcional ao quadrado da velocidade. É definido um coeficiente de perda de carga para uma tubulação, ou para um componente, (MILLER, 1984):

$$k = \frac{h_f}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} = \frac{\Delta p}{\rho \frac{v^2}{2}} \quad (20)$$

2.2.1. Significado mecânico da perda de carga e resistência específica τ_o

Na equação:

$$h_f = \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \right] - \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right] \quad (21)$$

O segundo membro significa o trabalho motor para o transporte de 1 kgf do fluido entre duas seções da tubulação, enquanto que h_f significa o trabalho resistente por unidade de peso de fluido.

É usual e prático o termo perda de carga unitária (J) definido como a razão entre a perda de carga contínua h_f e o comprimento L da tubulação, assim:

$$J = \frac{h_f}{L} \quad (22)$$

Da mesma forma J tem o significado mecânico de força resistente que atua em sentido contrário do escoamento por unidade de peso de fluido.

A parede interna da tubulação oferece uma resistência ao escoamento do fluido. Essa resistência por unidade de área da parede é denominada resistência específica τ_0 . Assim, pode ser escrito, (SILVESTRE, 1977):

$$\tau_0 = \frac{T}{S} \quad (23)$$

onde:

T : força de resistência total ao fluido

S : área da superfície molhada.

Como a perda de carga unitária é a força de resistência por unidade de peso do fluido, a força de resistência para o peso total W será:

$$T = W.J \quad (24)$$

ou

$$T = \gamma . A . L . J \quad (25)$$

onde:

A : área da seção transversal da tubulação

L : distância entre duas seções.

A área da superfície lateral molhada será:

$$S = M . L \quad (26)$$

onde M é o perímetro molhado.

Então:

$$\tau_0 = \frac{T}{S} = \gamma . \frac{A}{M} . J \quad (27)$$

Por definição raio hidráulico Rh é:

$$Rh = \frac{A}{M} \quad (28)$$

Finalmente:

$$\tau_0 = \gamma \cdot Rh \cdot J \quad (29)$$

A resistência específica está relacionada com a perda de carga, e dessa maneira, e tal conceito é importante na dedução da equação universal de perda de carga através da Análise Dimensional.

2.3. Número de Reynolds

Osborne Reynolds verificou experimentalmente que o fluido, escoando abaixo de uma velocidade crítica (v_{cr}), era sempre laminar e que essa velocidade crítica era proporcional à viscosidade cinemática (ν) do fluido e inversamente proporcional ao diâmetro da tubulação,

$$v_{cr} = \frac{k \cdot \nu}{D} \quad (30)$$

Verificou-se também que o coeficiente de proporcionalidade (k) era o mesmo para qualquer fluido e para qualquer diâmetro de tubulação. Tal coeficiente adimensional correspondente a velocidade crítica é chamado de "Número de Reynolds crítico" (Re_{cr}). Foi introduzido o conceito de Número de Reynolds para um determinado regime de escoamento correspondente a uma velocidade real (v), (NEKRASOV, s.d.),

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (31)$$

O Número de Reynolds é o critério para se determinar o regime de escoamento conhecendo o diâmetro da tubulação e a viscosidade do fluido.

NEKRASOV (s.d) diz que quando um regime de escoamento atinge o Número de Reynolds crítico, passa de um regime de escoamento estável para instável. Dessa maneira para $Re < Re_{cr}$ o regime é laminar estável, ou seja, o regime de escoamento é restaurado quando alguma perturbação externa, provocada de maneira intencional, for retirada. Por outro lado, quando $Re > Re_{cr}$, o regime é turbulento estável.

A literatura cita os seguintes limites para aplicações práticas de Engenharia: $Re < 2000$ para regime laminar e $Re > 4000$ para regime turbulento, enquanto que, entre esses limites, pode ocorrer tanto regime laminar como turbulento, mas de uma maneira instável, ou seja, qualquer perturbação externa pode mudar o regime de escoamento.

STREETER & WYLIE (1982) mostram o significado físico do Número de Reynolds. Quando se escreve o Número de Reynolds em função da viscosidade dinâmica (μ) e da massa específica do fluido (ρ):

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (32)$$

Os termos do numerador estão relacionados com forças de inércia ou forças de aceleração do fluido, enquanto que o denominador está relacionado com forças de atrito viscoso. Então o significado físico do Número de Reynolds é a relação entre forças de inércia e forças viscosas.

2.4. Fórmula racional para perda de carga

A fórmula universal para perda de carga contínua ou distribuída é:

$$h_f = f_1 \cdot \frac{L}{Rh} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (33)$$

onde Rh é o raio hidráulico.

A equação [33] pode ser deduzida teoricamente através da Análise Dimensional, ou Teorema dos π , ou ainda Teorema de Buckingham. Para o caso particular de tubos (seção circular) de diâmetro D, o raio hidráulico $Rh = D/4$, a fórmula universal toma a forma:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (34)$$

que é a fórmula de Darcy-Weisbach. O parâmetro f é denominado "coeficiente de atrito", coeficiente de resistência ou coeficiente de perda de carga distribuída.

O teorema dos π estabelece que para um fenômeno físico envolvendo n grandezas, nas quais comparecem m dimensões, as grandezas podem ser agrupadas em $(n-m)$ parâmetros adimensionais independentes. Para o caso de escoamento de fluido a experiência mostra que a resistência específica de uma tubulação depende:

a) da forma geométrica do conduto, ou seja, do raio hidráulico R_h ;

b) das propriedades do fluido, ou seja, da massa específica ρ , e da viscosidade dinâmica μ ;

c) da aspereza da parede interna do tubo, ou seja, da rugosidade uniforme equivalente, k ;

d) da velocidade média do escoamento.

O fenômeno pode ser escrito sob a forma da seguinte função implícita:

$$F_1(\tau_0, Rh, \rho, \mu, k, v) = 0 \quad (35)$$

O teorema dos π permite agrupar as grandezas em 3 parâmetros adimensionais, uma vez que o fenômeno envolve 6 grandezas e as dimensões M, L e T. Assim:

$$F_2(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad (36)$$

A Análise Dimensional fornece as seguintes expressões para parâmetros adimensionais:

$$\pi_1 = \frac{\tau_0}{\rho \cdot v^2} \quad (37)$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{Rh \cdot \rho \cdot v} \quad (38)$$

$$\pi_3 = \frac{k}{Rh} \quad (39)$$

A equação [36] é então escrita:

$$F_2 \left[\frac{\tau_0}{\rho \cdot v^2}, \frac{\mu}{Rh \cdot \rho \cdot v}, \frac{k}{Rh} \right] = 0 \quad (40)$$

A equação [40] traduz uma função implícita. Supondo que se possa explicitar o termo $\tau_0/\rho v^2$ teremos a seguinte função explícita:

$$\frac{\tau_0}{\rho \cdot v^2} = F_3 \left[\frac{\mu}{Rh \cdot \rho \cdot v}, \frac{k}{Rh} \right] \quad (41)$$

ou

$$\tau_0 = F_3 \left[\frac{\mu}{Rh \cdot \rho \cdot v}, \frac{k}{Rh} \right] \rho \cdot v^2 \quad (42)$$

O termo $\mu/Rh \cdot \rho \cdot v$ é o inverso do Número de Reynolds, ou seja:

$$\frac{\mu}{Rh \cdot \rho \cdot v} = \frac{1}{Re} \quad (43)$$

Como

$$\tau_0 = \gamma \cdot Rh \cdot J \quad e \quad \frac{\rho}{\gamma} = \frac{1}{g} \quad (44)$$

a equação [42] pode ser escrita da seguinte forma:

$$h_f = 2 \cdot F_3 \left[\frac{1}{Re}, \frac{k}{Rh} \right] \frac{1}{Rh} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (45)$$

Fazendo

$$f_1 = 2 \cdot F_3 \left[\frac{1}{Re}, \frac{k}{Rh} \right] \quad (46)$$

a equação [45] fica

$$h_f = f_1 \frac{L}{Rh} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (47)$$

que é a expressão da "Fórmula universal" para perda de carga.

2.4.1. Perda de carga no regime laminar

Para condutos forçados de seção circular em regime de escoamento laminar, deduz-se a equação de Hagen-Poiseulli, (SILVESTRE, 1977):

$$h_f = \frac{32 \mu \cdot L}{D^2 \cdot \gamma} \quad (48)$$

Comparando a equação de Hagen-Poiseulli com a equação de Darcy-Weisbach, mostra-se que o coeficiente da perda de carga f em tubos é:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (Re < 2000) \quad (49)$$

Deduziu-se, anteriormente, que

$$f = f(Re, \frac{k}{D}) \quad (50)$$

sendo que, para regime laminar, o coeficiente de perda de carga é função somente do Número de Reynolds e independe da aspereza ou rugosidade das paredes do tubo:

$$f = f(Re) \quad (51)$$

2.4.2. Perda de carga em regime turbulento

a) Condutos lisos

Prandtl em 1904, citado por STREETER & WYLIE (1982), desenvolveu o conceito de camada limite, ou camada laminar. Tal camada é uma película de fluido que se forma junto à parede do tubo onde o escoamento é laminar. A espessura δ desta camada é:

$$\delta = \frac{32,8 D}{Re \sqrt{f}} \quad (52)$$

Baseado nesse conceito de camada limite, é possível distinguir um conduto liso de um conduto rugoso. Assim, conduto liso é aquele no qual as

irregularidades da parede estão totalmente cobertas pela camada limite.

Para condutos hidraulicamente lisos, o coeficiente de perda de carga f é função somente do Número de Reynolds e pode ser determinado pela fórmula de Prandtl-von Karman:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(Re\sqrt{f}) - 0,8 \quad (Re > 10^5) \quad (53)$$

ou pela fórmula de Blasius:

$$f = 0,316 Re^{-1/4} \quad (Re < 10^5) \quad (54)$$

b) Condutos rugosos

Nos condutos rugosos, distingue-se o regime turbulento de transição e o regime de turbulência plena, onde as irregularidades da parede perfuram totalmente a camada limite, contribuindo para o aumento da turbulência. No primeiro caso não existe uma expressão analítica conhecida, enquanto que para o segundo caso, o coeficiente f é função somente da rugosidade. Para as experiências de Nikuradse, a seguinte relação é usada:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 + 2 \log \left[\frac{D}{k} \right] \quad (55)$$

Para o regime turbulento ($Re > 5 \times 10^3$), a ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) (1977) sugere o uso da fórmula de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (56)$$

onde k é chamado de rugosidade uniforme equivalente.

Para a determinação do coeficiente f de perda de carga usa-se o "Ábaco de Moody", ou a equação de Colebrook-White. A solução desta equação [56] dá-se através de métodos iterativos. Em ASSY (1977) encontra-se formas de recorrência, as quais convergem rapidamente para a solução. SWAMEE & JAIN (1976), partindo da equação de Colebrook-White, apresentam uma equação explícita para o valor de f :

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re \cdot 0,9} \right) \right]^2} \quad (57)$$

Tal equação apresenta um erro de 1,0% no valor de f em relação ao valor calculado através da equação de Colebrook-White para os limites de $10^3 < Re < 10^8$ e $10^{-6} < k/D < 10^{-2}$.

McENROE (1989) recomenda o uso da fórmula de Darcy-Weisbach, com o valor de f calculado através da fórmula de SWAMEE & JAIN (1976), para calcular a perda de carga em regime turbulento. O mesmo autor sugere também o uso da equação de Manning para o caso de regime de turbulência plena, e não vê sentido no uso da equação de Hazen-Williams.

Pelo exposto acima, um conduto pode ser liso ou hidraulicamente liso para baixas velocidades, e passar para hidraulicamente rugoso, para velocidades mais altas.

2.5. Perda de carga localizada

Sempre que singularidades intercaladas em um trecho de tubulação, como curvas, expansões ou contrações, por exemplo, causarem uma variação da velocidade, tanto em direção como em grandeza, haverá uma perda de carga. Tal perda é denominada de singular, acidental ou localizada, uma vez que o elemento causador da perturbação ocupa um pequeno comprimento em relação ao da tubulação.

A aspereza das paredes da tubulação, a mudança no sentido e na velocidade do escoamento provocam uma turbulência. Tal turbulência requer energia, a qual é fornecida através de forças de cisalhamento, em detrimento da energia total do fluido em escoamento. Parte da energia

requerida no processo de turbulência é dissipada e a energia restante é transferida a pequenos turbilhões, redemoinhos ou vórtices que são progressivamente convertidos em outros cada vez menores, até que a energia seja transformada em energia interna, através de forças viscosas.

Em conexões ou componentes de uma tubulação há regiões onde o fluido é acelerado ou desacelerado. No primeiro caso a energia estática é convertida em energia de velocidade, sem que haja grande dissipação. Enquanto que, em regiões onde a velocidade diminui, quantidade significativa de energia é dissipada. A razão da irreversibilidade do processo é a não uniformidade do perfil de velocidade comparado à uniformidade da pressão estática. Em regiões onde o gradiente de velocidade é contrário ao sentido do escoamento, ou seja, a pressão aumenta no sentido do escoamento do fluido, parte do fluido de baixa energia perde sua energia de velocidade e tende ao repouso. Nesse momento é dito que o fluxo se separou. Quando acontece a separação, há uma contração da veia líquida ("*vena contracta*") um pouco a jusante do ponto de separação, e se forma uma área de fluxo reverso, (MILLER, 1984).

Aos aumentos de velocidade está associado uma pequena perda, enquanto que à diminuição da velocidade

associa-se uma perda maior, em virtude do grau de turbulência elevado que se verifica.

Apesar da singularidade ser local, sua interferência se estende a montante e a jusante. MILLER (1984) cita um exemplo de uma contração em que o escoamento é plenamente restabelecido, ou completamente desenvolvido a 30 diâmetros a jusante da contração para um Número de Reynolds da ordem de 10^6 . Isto quer dizer que a camada limite atinge a linha central onde o fluxo não foi afetado pela turbulência, o perfil de velocidade é restabelecido e o fluxo completamente desenvolvido. O mesmo autor diz que a turbulência faz com que a quantidade de movimento, a transferência de calor e massa aumentem. Assim a turbulência e o gradiente reverso são os causadores da perda de carga.

O processo da perda de carga localizada em conexões é bastante complexo, envolvendo inúmeras variáveis como: característica do escoamento, geometria da conexão, presença de correntes secundárias, entre outras. Dessa maneira não é possível obter equações ou expressões analíticas para perda de carga localizada. Para casos particulares em que se tem uma geometria simples é possível deduzir expressões analíticas, como a expressão de Borda-Carnot para expansões abruptas de seção, (KAVASSAKI, 1985). Na literatura encontra-se fórmulas para casos mais simples, como por exemplo, expansão e contração

abrupta de seção, expansão gradual de seção, curvas, como em NEVES (1968), AZEVEDO NETO & ALVARES (1985) e MILLER (1984).

Uma vez que na maioria das conexões acontecem aceleração, desaceleração, mudança na direção do escoamento do fluido, há que se recorrer a métodos experimentais de medição e ajuste de resultados para a perda de carga localizada.

2.5.1. Expressão geral da perda de carga

A não ser para casos especiais, a equação da perda de carga localizada não pode ser deduzida teoricamente. Um desses casos é o aumento brusco de seção para o qual é deduzida a expressão de Borda-Carnot, (KAVASSAKI, 1985):

$$\Delta h = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g} \quad (58)$$

Tal equação pode ser escrita, levando em consideração a equação da continuidade na seguinte forma:

$$\Delta h = \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 - 1 \right] \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (59)$$

Assim, é possível generalizar a fórmula para a perda de carga localizada:

$$\Delta h = k \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (60)$$

ou seja, pode ser entendida como uma fração da energia de velocidade, ou carga de velocidade, ou ainda, taquicarga, (SMITH, 1988).

2.5.2. Método dos comprimentos virtuais

Um modo simples e prático é substituir, idealmente, uma conexão causadora de uma perda de carga localizada por um comprimento de tubulação que cause uma perda de carga contínua de mesmo valor. Assim, igualando a fórmula de Darcy-Weisbach à expressão geral para perda de carga localizada, tem-se:

$$k \frac{v^2}{2 \cdot g} = f \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (61)$$

donde:

$$L_e = k \frac{D}{f} \quad (62)$$

Com os valores experimentais de k , e conhecido os coeficientes de perda de carga f , determina-se o comprimento virtual L_e para cada conexão.

2.6. Estudos sobre perda de carga em tubos e conexões

KAMAND (1988) enfatiza que o conhecimento da perda de carga é um fator importante no dimensionamento da bomba, diâmetro da tubulação e também no balanço hidráulico de uma rede. Alerta para o fato de todas as equações de perda de carga trazerem a incerteza da estimativa da rugosidade das paredes internas da tubulação. Quando um coeficiente de atrito é usado, simplesmente baseado no material da tubulação, diferentes equações estimam diferentes perdas de carga, dependendo do diâmetro e vazão. Dessa maneira, quando se usa equações empíricas, como Hazen-Williams, Manning, Scobey, para determinar a perda de carga, um fator de rugosidade único é assumido para todos os diâmetros e velocidades de escoamento. Tal suposição é a maior limitação de tais equações. O mesmo autor apresenta um estudo comparativo entre o coeficiente de atrito f calculado por Darcy-Weisbach, Hazen-Williams e Manning, e conclui que o resultado das equações empíricas

pode diferenciar significativamente dos resultados obtidos através de Darcy-Weisbach, onde o coeficiente de atrito varia de acordo com as condições de escoamento.

Assim, a equação de Darcy-Weisbach é recomendada por vários autores, como ASSY (1977), BERNUTH & WILSON (1989) e também pela ABNT (1977), em sua NB-591.

Segundo BERNUTH & WILSON (1989), a equação de Colebrook-White tem sido preferida para calcular o coeficiente de atrito f da fórmula de Darcy-Weisbach, e recentemente, com o auxílio de mini-computadores, várias soluções têm sido publicadas. Os autores citam Benedict¹, que diz que a equação de Colebrook-White, obtida empiricamente através de um rearranjo das equações de Prandtl para tubos lisos, e von Karman para tubos rugosos, só tem um ponto a seu favor: funciona. Assim na equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{k}{3,76 \cdot D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right] \quad (63)$$

os valores 2 e 2,51 são obtidos graficamente a partir dos valores $1/\sqrt{f}$ e $Re\sqrt{f}$. Os autores acima, trabalhando com tubos de plástico de pequenos diâmetros: PVC (½" e 1") e polietileno (½"), concluíram que, para $Re < 100000$,

¹BENEDICT, R.P. **Fundamentals of pipe flow**. New York, Wiley and Sons, 1980.

a fórmula de Blasius é um método preciso para o cálculo do coeficiente de atrito f . Para $Re = 100000$ corresponde uma velocidade média de 3,0 m/s, o que permite a utilização de tal fórmula na prática. E ainda, a equação de Blasius tem fundamento teórico. Combinando a equação de Darcy-Weisbach com a equação de Blasius resulta em uma equação dimensional incluindo um termo de viscosidade (ν):

$$h_f = \frac{8(4)^b}{\pi^{a+b}} \left(\frac{a}{g}\right) \nu^{-b} \frac{Q^{2+b}}{D^{5+b}} L \quad (64)$$

Para as constantes a e b iguais a 0,316 e -0,25 (equação de Blasius), e para o sistema internacional (SI), a equação [65] toma a forma:

$$h_f = K \cdot \nu^{0,25} \cdot L \frac{Q^{1,75}}{D^{-4,75}} \quad (65)$$

onde:

$$K = 2,458 \times 10^{-2} \quad (\text{SI})$$

Para a solução da equação de Colebrook-White, ASSY (1977) apresenta fórmulas de recorrência que convergem rapidamente para a solução.

CHURCHILL 1977 apresenta equações explícitas relacionando o coeficiente de atrito com o Número de

Reynolds e a rugosidade das paredes internas da tubulação para regime laminar, turbulento e de transição.

PEREIRA & ALMEIDA (1986) citam e comentam fórmulas explícitas para a determinação do coeficiente de atrito em escoamento turbulento, com Chen². Os autores também propõem uma fórmula explícita e universal e fazem um estudo comparativo entre a fórmula proposta e as fórmulas mencionadas acima.

SOUZA (1986a) apresenta uma formulação para o cálculo do coeficiente de atrito f , a qual constitui uma interpolação matemática baseada nos polinômios de Hermite, e se aplica para o regime de escoamento na região de transição. SOUZA (1986b) apresenta uma nova formulação para o cálculo do coeficiente de atrito f no regime turbulento. Tal formulação é útil na resolução de problemas cuja incógnita é o diâmetro da tubulação.

Também SWAMEE & JAIN (1976) e WILSEY (1954) apresentam fórmulas explícitas para o cálculo de f na equação de Colebrook-White.

VILLEMONTTE (1977) diz que para escoamentos com perturbações causadas por uma conexão qualquer, e para fluxo em tubulações sem tais perturbações, suas relações de fluxo têm comportamentos

²CHEN, J.J.J. Systematic explicit solutions of the Prandtl and Colebrook-White equations for pipe flow. **Proceedings. Institution of Civil Engineers.** Pt.2: Research and Theory, London, 79: 383-9, June 1985.

análogos, ou seja, no "Ábaco de Moody as curvas têm a mesma tendência. Para o fluxo turbulento, o coeficiente f se torna insensível ao Número de Reynolds.

ITO & IMAI (1973), testando conexões tipo tê de 90 graus, para fluxo dividido e combinado, concluíram que Números de Reynolds iguais a 10^5 e 2×10^5 não têm influência sobre o coeficiente de atrito f . WILLIAMSON & RHONE (1973) dizem que a maioria dos pesquisadores conclui que o coeficiente de perda de carga é independente do Número de Reynolds, mas suas experiências se limitam a Número de Reynolds entre 10^4 e 10^5 .

SMITH (1988) cita que a perda de carga é usualmente descrita como uma fração da energia de velocidade na tubulação, ou seja:

$$\Delta h = k \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (66)$$

O mesmo autor cita vários outros que mostram não se aplicar a equação acima para o caso de tês, uma vez que a perda de carga depende da razão entre as vazões Q_1/Q e dos diâmetros D_1/D , onde Q_1 e D_1 se referem ao ramo lateral do tê, e Q e D se referem à tubulação principal.

JAMISON & VILLEMONTÉ (1971); ITO & IMAI (1973); WILLIAMSON & RHONE (1973); SMITH (1988) e MILLER (1984) também apresentam estudos para escoamento de

tês, ou para casos em que ocorre a divisão ou combinação de escoamentos.

ITO (1960); MURAKAMI & SHIMIZU (1973); IWANAMI *et alii* (1969) e MILLER (1984) apresentam estudos para quando há mudança na direção do escoamento como em curvas e cotovelos.

MILLER (1984) apresenta estudos onde ocorrem casos de combinação, divisão, mudança de direção, aumento e diminuição da seção de escoamento e também estuda as suas interferências e interdependências.

KAVASSAKI(1985), estudando a perda de carga localizada em conexões com redução de diâmetro em ferro maleável preto-TUPY, de $\frac{3}{4}$ " x $\frac{1}{2}$ " a 2" x 1 $\frac{1}{2}$ ", apresenta uma tabela de comprimentos equivalentes e conclui que, para o Número de Reynolds de montante acima de 7×10^4 , a perda de carga passa a ser independente deste.

TESTEZLAF (1982) apresenta equações do tipo:

$$h_f = k \cdot Q^n \quad (67)$$

para estimar a perda de carga em tubos de aço zincado 4", alumínio 4" com engates rápidos utilizados em linhas de irrigação e, ainda, tubos de PVC 1 $\frac{1}{2}$ ". Também determinou valores para o coeficiente de resistência k da equação geral de perda de carga localizada (equação [66]), para engates rápidos. O autor comprova a validade do uso da equação de Colebrook-White, para o caso de tubos

rugosos, e a equação de Prandtl-von Karman para tubos lisos.

OLIVEIRA *et alii* (1984) estudaram a perda de carga em tubos de alumínio de 2, 3, 4, 5 e 6" de diâmetro com juntas de ação rápida, e ajustaram equações do tipo equação [67] para a perda de carga contínua. Foram determinados também os coeficientes de resistência k da equação [66], e os valores do coeficiente de perda de carga f médio da equação de Darcy-Weisbach.

BOTREL (1984), estudando as características hidráulicas de microaspersores e de linhas laterais para irrigação localizada, ajustou as seguintes equações para a perda de carga distribuída:

- Tubos de polietileno com 15,94 mm de diâmetro

$$h_f = 0,08833 \cdot v^{1,74099}$$

- Tubos de polietileno com 22,60 mm de diâmetro

$$h_f = 0,05868 \cdot v^{1,74099}$$

onde h é dado em m/m e v em m/s.

O mesmo autor obteve expressões para o coeficiente de perda de carga f que se aproximaram bastante da equação estabelecida por Blasius. Para a perda de carga localizada na inserção do microaspersor foi ajustada uma equação do tipo

$$h_f = k.v^n \quad (68)$$

Esta equação traduz melhor o fenômeno da perda de carga localizada em comparação com a equação [66], uma vez que as constantes k e n são determinadas para toda uma faixa de velocidade.

OLIVEIRA (1978) e FARIA (1981), também apresentam equações para estimar a perda de carga em linhas laterais com gotejadores e microgotejadores, e tais equações seguem o modelo da equação [68].

HOWELL & BARINAS (1980), trabalhando com conexões de PVC ($\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ ", 1" e 2") e vários tipos de gotejadores em linha de polietileno, ajustaram uma equação do tipo

$$L_e = c.Q^n \quad (69)$$

para o comprimento equivalente (L_e), sendo que este correlaciona com a vazão e não depende do diâmetro. Os autores utilizaram a equação de Blasius para escoamento turbulento ($Re < 100.000$).

Para tubos e conexões de PVC da linha irrigação, os fabricantes apresentam a perda de carga unitária em forma de ábacos ou tabelas. TUPY s.d. utiliza a fórmula de Hazen-Williams com a constante $C = 150$ e apresenta os resultados em forma de ábaco. TIGRE s.d.

apresenta tabelas onde os valores da perda de carga contínua foram obtidos através da fórmula de Darcy-Weisbach, com o coeficiente f calculado através da equação de Colebrook-White (rugosidade relativa adotada $k = 0,06\text{mm}$). Ambos os fabricantes não apresentam valores da perda de carga localizada em conexões.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente estudo trata da determinação da perda de carga unitária, da perda de carga localizada, do cálculo do Número de Reynolds e coeficiente de perda de carga de Darcy-Weisbach, em tubulações e conexões de PVC da linha de irrigação dos fabricantes nacionais: TUPY e TIGRE.

A utilização dos materiais dos fabricantes acima, no presente trabalho, não implica em recomendação de um ou de outro.

3.1. Local e material de teste

Os testes experimentais foram realizados no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Rural da Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz" da Universidade de São Paulo em Piracicaba, no período de outubro a dezembro de 1989. Foram estudadas a perda de carga contínua e localizada nos seguintes tubos e conexões de PVC mais utilizados em sistemas portáteis de irrigação por aspersão:

- Tubo irrigação com engate PMPF 2" - TUPY
- Tubo irrigação com engate PMPF 3" - TUPY
- Saída para aspersor 2" x 1 ½" - TUPY
- Saída para aspersor 3" x 1 ½" - TUPY
- Derivação com saída fêmea 2" - TUPY
- Derivação com saída fêmea 3" - TUPY
- Curva 90 2" - TUPY
- Curva 90 3" - TUPY
- Tubo irriga EP 2" - TIGRE
- Tubo irriga EP 3" - TIGRE
- Tubo irriga EMS 2" - TIGRE
- Tubo irriga EMS 3" - TIGRE
- Tubo irriga EMS 4" - TIGRE
- Tubo irriga EMS com saída de aspersor 2" x 1 ½" - TIGRE
- Tubo irriga EMS com saída de aspersor 3" x 1 ½" - TIGRE
- Tubo irriga EMS com saída de aspersor 4" x 1 ½" - TIGRE
- Saída para aspersor EP 2" x 1 ½" - TIGRE
- Saída para aspersor EP 3" x 1 ½" - TIGRE
- Saída para aspersor EMS 2" x 1 ½" - TIGRE
- Saída para aspersor EMS 3" x 1 ½" - TIGRE
- Saída para aspersor EMS 4" x 1 ½" - TIGRE
- Derivação com saída fêmea EP 2" - TIGRE
- Derivação com saída fêmea EP 3" - TIGRE
- Derivação com redução fêmea EP 3" x 2" - TIGRE
- Derivação com saída fêmea EMS 2" - TIGRE
- Derivação com saída fêmea EMS 3" - TIGRE

- Derivação com saída fêmea EMS 4" - TIGRE
- Derivação com redução fêmea EMS 3" x 2" - TIGRE
- Derivação com redução fêmea EMS 4" x 3" - TIGRE
- Derivação com redução fêmea EMS 4" x 2" - TIGRE
- Curva 90 EP 2" - TIGRE
- Curva 90 EP 3" - TIGRE
- Curva 90 EMS 2" - TIGRE
- Curva 90 EMS 3" - TIGRE
- Curva 90 EMS 4" - TIGRE
- Curva nivelamento EP 2" - TIGRE
- Curva nivelamento EP 3" - TIGRE
- Curva nivelamento EMS 2" - TIGRE
- Curva nivelamento EMS 3" - TIGRE
- Válvula de linha EP com haste de latão 3" x 3" - TIGRE
- Válvula de linha EMS com haste de latão 3" x 3" - TIGRE
- Válvula de linha EMS com haste de latão 4" x 3" - TIGRE
- Curva de derivação EP 3" x 3" - TIGRE
- Curva de derivação EP 3" x 2" - TIGRE
- Curva de derivação EMS 3" x 3" - TIGRE
- Curva de derivação EMS 3" x 2" - TIGRE

3.2. Instalações e esquema de teste

O Laboratório de Hidráulica conta com um reservatório inferior, um reservatório superior de nível constante a uma altura de 15 m, uma rede de

tubulação e canais, de tal maneira que a água percorra um circuito fechado.

A água é bombeada do reservatório inferior para o superior por duas bombas de capacidade de 40 e 25 m³/h, trabalhando uma ou outra, conforme a vazão de teste. Uma rede de tubulação de 6" é alimentada diretamente pelo reservatório superior. Nessa tubulação se encontra instalado um "tubo Venturi" para medição de vazão. Em seguida a água é descarregada em um canal principal que, por sua vez, descarrega no reservatório inferior, fechando, assim, o circuito.

Para testes de tubos e conexões de 4" de diâmetro fez-se a água passar por essa tubulação, e portanto, possibilitando a medição de vazão pelo "tubo Venturi", e no final, através de um sistema de bucha de redução, foram conectados os tubos de 4" que se queria testar.

Para casos de tubos de diâmetro de 2" e 3", a água foi derivada a montante do "tubo Venturi", e instalado um medidor magnético de vazão, e em seguida acoplado os tubos e conexões a serem testados.

Através de um sistema de válvulas tipo gaveta, a água poderia ser derivada, ora para o "tubo Venturi", ora para o medidor magnético, diretamente do reservatório superior, (figura 1).

O controle de vazão foi feito através de uma válvula tipo gaveta instalada a jusante do trecho de tubulação em estudo. Uma mangueira foi conectada à válvula e assim a água era descarregada em uma canaleta, que por sua vez descarregava no reservatório inferior.

3.2.1. Tubos e conexões onde não há redução de diâmetro.

O trecho de tubulação estudado constituiu de quatro tubos nomeados: TUBO 1, TUBO 2, TUBO 3 e TUBO 4, no sentido de montante para jusante, e mantidos sempre nessa sequência. Esses tubos foram conectados através de seus próprios engates. A aproximadamente 10 diâmetros a montante do primeiro engate (tangente de montante), portanto, no TUBO 1, foi feita a primeira tomada de pressão, aqui chamado de ponto A. A segunda tomada de pressão foi feita a aproximadamente 50 diâmetros a jusante do terceiro engate, e portanto no TUBO 4, aqui chamado de ponto B. Os pontos A e B determinaram o trecho de tubulação estudado, e permaneceram sempre sobre um mesmo plano horizontal. Também a tubulação testada foi mantida sempre alinhada.

Nos engates, posteriormente, seriam instaladas três conexões de interesse para a determinação da perda de carga localizada. Os pontos A e B foram

conectados a um manômetro diferencial tipo "U", com a finalidade de medir a diferença de pressão entre estes dois pontos e, então, determinar a perda de carga ocorrida no referido trecho de tubulação.

Os valores 10 e 50 diâmetros utilizados como tangente de montante e jusante respectivamente, têm a finalidade de assegurar que o perfil de velocidade do escoamento tenha sido restabelecido, ou seja, que o regime de escoamento foi recuperado. KAVASSAKI (1985) utilizou esses valores em seu trabalho para garantir o restabelecimento do regime de escoamento. MILLER (1984) cita o valor de 30 diâmetros de jusante e afirma que o regime de escoamento é mais afetado a jusante e pouco afetado a montante da causa da perturbação.

O diâmetro interno foi determinado através da média aritmética dos valores medidos nas seções transversais de 4 tubos utilizados nos testes. Em cada seção foram tomados os valores de diâmetro, medidos em dois sentidos perpendiculares, portanto, o diâmetro interno corresponde à média aritmética de 8 medições. Para tal medida foi utilizado um paquímetro com precisão de décimos de milímetro, (tabela 1).

O comprimento é a distância entre os dois pontos de tomada de pressão A e B. Consiste da soma da tangente de montante (TUBO 1), dos comprimentos dos TUBOS 2

e 3 e da tangente de jusante (TUBO 4). Foi utilizada para a medida uma trena de 3 metros com precisão de milímetros, (tabela 1).

Para conexões em que havia duas saídas, foram usados os termos "passagem lateral" ou "passagem direta". Nesses casos uma saída era sempre tamponada com um "cap macho", de tal maneira que a água escoava totalmente no outro sentido.

3.2.2. Conexões onde há redução de diâmetro

Para o caso de conexões onde há redução de diâmetro, o trecho de tubulação a ser testado constitui do tubo de maior diâmetro, aqui chamado de TUBO 1A, da conexão a ser testada, e do tubo de menor diâmetro, aqui chamado de TUBO 4A. As tomadas de pressão foram executadas na metade dos TUBOS 1A e 4A, sendo esses os pontos A e B respectivamente, onde foi conectado o manômetro diferencial.

Aqui, deve-se definir alguns parâmetros que foram utilizados na metodologia de cálculo das perdas de carga localizadas nas referidas conexões. A distância da primeira tomada de pressão até a conexão é a tangente de montante, e portanto, no TUBO 1A de comprimento L_1 e diâmetro D_1 . O comprimento L_2 , no TUBO 4A e de diâmetro D_2 é a tangente de jusante. A conexão mencionada acima

tem uma redução de diâmetro de D_1 para D_2 . Estes valores estão apresentados na tabela 2.

Tabela 1 - Comprimentos e diâmetros internos da tubulação de teste para determinação da perda de carga em conexões onde não há redução de diâmetro.

Tubos	Comprimento (L)	Diâmetro (D)
	(m)	(mm)
Tubo 2" - TUPY	14,389	46,2
Tubo 3" - TUPY	14,658	70,4
Tubo EP 2" - TIGRE	14,760	46,8
Tubo EP 3" - TIGRE	14,816	70,4
Tubo EMS 2" - TIGRE	13,996	46,7
Tubo EMS 2" - c/saída p/aspersor		
2" x 1 ½" - TIGRE	14,501	46,7
Tubo EMS 3" - TIGRE	14,860	70,5
Tubo EMS 3" - c/saída p/aspersor		
3" x 1 ½" - TIGRE	15,084	70,4
Tubo EMS 4"	15,676	94,2
Tubo EMS 4" - c/saída p/aspersor		
4" x 1 ½" - TIGRE	16,025	94,3

Tabela 2 - Comprimentos e diâmetros internos da tubulação de teste para determinação da perda de carga em conexões onde há redução de diâmetro.

tubos	comprimento (m)	diâmetro (mm)
Tubo 1A - EMS 4" - TIGRE	2,992	94,2
Tubo 2 - EMS 4" - TIGRE	5,990	94,3
Tubo 3 - EMS 4" - TIGRE	5,986	94,5
Tubo 4A - EMS 4" - TIGRE	2,991	94,2
	L = 17,959	
	L ₁ = 2,992	D ₁ = 94,2
	L ₂ = 2,990	D ₂ = 70,3
	2,995	46,7
Tubo 1A - EMS 3" - TIGRE	2,990	70,2
Tubo 2 - EMS 3" - TIGRE	5,980	70,5
Tubo 3 - EMS 3" - TIGRE	5,985	70,5
Tubo 4A - EMS 3" - TIGRE	2,990	70,3
	L = 17,945	
	L ₁ = 2,990	D ₁ = 70,2
	L ₂ = 2,965	D ₂ = 46,7
Tubo 1A - EMS 2" - TIGRE	2,968	46,6
Tubo 2 - EMS 2" - TIGRE	5,930	46,8
Tubo 3 - EMS 2" - TIGRE	5,933	46,8
Tubo 4A - EMS 2" - TIGRE	2,965	46,7
	L = 17,796	
	L ₂ = 2,965	D ₂ = 46,7
Tubo 1A - EP 3" - TIGRE	2,945	69,8
Tubo 2 - EP 3" - TIGRE	5,895	70,3
Tubo 3 - EP 3" - TIGRE	5,900	70,4
Tubo 4A - EP 3" - TIGRE	2,945	70,6
	L = 17,685	
	L ₁ = 2,945	D ₁ = 69,8
	L ₂ = 2,947	D ₂ = 46,5
Tubo 1A - EP 4" - TIGRE	2,945	46,5
Tubo 2 - EP 4" - TIGRE	5,883	46,4
Tubo 3 - EP 4" - TIGRE	5,894	46,8
Tubo 3A - EP 4" - TIGRE	2,947	46,5
	L = 17,669	
	L ₂ = 2,947	D ₂ = 46,5

3.3. Medição de pressão

Para a medição da diferença de pressão entre os pontos A e B do trecho da tubulação estudada, foi utilizado um manômetro diferencial tipo "U" de mercúrio (densidade $d = 13,6$), com leituras de 0 a 100 cm e graduado a cada 1 mm. Para casos em que se exigia maior sensibilidade nas leituras, utilizou-se um manômetro diferencial tipo "U" com líquido manométrico MERIAM VERMELHO (densidade $d = 2,85$), com leituras de 0 a 300 cm e graduado em mm.

A equação para se determinar a perda de carga entre os pontos, medida a diferença de pressão através de um manômetro diferencial tipo "U", é a seguinte:

$$\Delta h = \left[\frac{\gamma'}{\gamma} - 1 \right] \Delta h' \quad (70)$$

onde:

Δh : perda de carga em altura de coluna de líquido (L)

$\Delta h'$: leitura no manômetro (L)

γ : peso específico do líquido em escoamento ($ML^{-2}T^{-2}$)

γ' : peso específico do líquido manométrico ($ML^{-2}T^{-2}$)

Para a tomada de pressão, foi executado um furo na parede do tubo com uma broca de 1/32" de diâmetro. O dispositivo de tomada de pressão constituiu de um colar de tomada de 50 mm x 1/2" e 75 mm x 1/2" para tubos de 2"

e 3" respectivamente, de um tampão de $\frac{1}{2}$ " e de um adaptador para tomada de pressão. Sobre o tampão de $\frac{1}{2}$ " foi executado um furo e rosca de tal maneira a permitir a conexão do referido adaptador. Para tubos de 4" a parede do tubo foi reforçada com uma pequena placa de PVC, a qual foi também previamente perfurada e executada rosca para permitir a conexão do adaptador de tomada de pressão.

3.4. Medição de vazão

Para a medição de vazão utilizou-se um medidor de vazão magnético para testes de tubos e conexões de 2" e 3" de diâmetro, e um medidor tipo "tubo Venturi" para testes de tubos e conexões de 4" de diâmetro.

3.4.1. Medidor magnético de vazão

O medidor magnético de vazão tem como princípio de funcionamento a lei de FARADAY: "Em um condutor com uma velocidade " v ", cortando as linhas de indução de um campo magnético, " B ", uma tensão " U_m " é induzida, essa tensão é proporcional à velocidade e ao comprimento do condutor". Vale a seguinte equação:

$$(71) \quad U_m = v.D.B$$

como:

$$v = k \frac{Q}{D} \quad (72)$$

$$U_m \sim Q \quad (73)$$

No caso do medidor magnético, o campo magnético é gerado através da passagem de corrente em uma bobina, o condutor é o fluido de medição, e o comprimento é o diâmetro do tubo.

Foi utilizado um medidor eletromagnético de vazão modelo 463 e um conversor de sinal modelo 473-A da marca CONAUT¹, com precisão, segundo o fabricante, de 1% para valores medidos e 0,1% para valores de fim de escala.

O conversor é normalmente equipado com uma chave digital de 4 dígitos designada por Cx. Quando o medidor é calibrado de fábrica, um valor de Cx é obtido e afixado em uma placa de identificação no medidor. Esse valor Cx é correspondente à vazão para a qual foi calibrado. Quando se quiser alterar a vazão de Q₁ para Q₂, é bastante efetuar uma regra de três.

¹CONAUT. Manual de operação; medidores eletromagnéticos de vazão 463 e conversores de sinal modelo 473-A e 474-A. s.n.t. 19p.

$$Cx_2 = \frac{Cx_1 \cdot Q}{Q_2} \quad (74)$$

Para o caso do presente trabalho foi usada o seguinte intervalo de vazões:

- Tubos de 2": 0 a 30 m³/h, Cx = 486
- Tubos de 3": 0 a 60 m³/h, Cx = 243

Os valores de leitura obtidos no conversor correspondem à percentagem de vazão para a qual foi ajustado o medidor. Como exemplo, uma leitura de 45,00, no conversor ajustado para 30 m³/h (Cx = 486), corresponde uma vazão de 45% de 30 m³/h.

O medidor foi instalado em trechos retos de tubos de aço de 2", com aproximadamente 1 m de comprimento de jusante e de montante, o que satisfaz as recomendações do fabricante.

Antes de prosseguir os testes, foi feita uma comparação entre medição direta de vazão utilizando um tanque calibrado de 1200 l, e medidor magnético ajustado para uma vazão de 30 m³/h. Verificou-se que, para vazões entre 5 e 25 m³/h, a diferença máxima entre as medições, através do tanque e através do medidor magnético, foi de 1%.

3.4.2. Tubo Venturi

O "tubo Venturi" é um aparelho deprimogênio que consiste em uma parte convergente e em outra divergente. Através da redução de seção de escoamento, é provocado um aumento de velocidade, ou seja, há uma conversão de altura piezométrica em altura de velocidade. Deste modo, medindo a diferença de pressão causada pela redução da seção de escoamento, determina-se a velocidade e a vazão.

A finalidade dos tubos convergente e divergente é reduzir a perda de carga no "tubo Venturi", em comparação com outros aparelhos deprimogênios.

A equação de um "tubo Venturi" é a seguinte:

$$Q = k \cdot \sqrt{\Delta h} \quad (75)$$

onde Δh é a diferença de pressão e k é uma constante a ser determinada em laboratório.

O "tubo Venturi" utilizado para o teste de tubos de 4" de diâmetro encontra-se permanentemente instalado no Laboratório de Hidráulica, (figura 1). Tem dimensões de 6" x 4", com sua equação geral já determinada. Utilizou-se um manômetro diferencial tipo "U" com líquido manométrico MERIAN VERMELHO (densidade $d = 2,85$) para a medição da diferença de pressão no "tubo Venturi".

A equação do "tubo Venturi", ajustada para o líquido manométrico acima, é a seguinte:

$$Q = \frac{5,29737}{1000} \sqrt{\Delta h} \quad (76)$$

onde Q é expresso em m³/s e Δh é a leitura no manômetro diferencial em cm.

3.5. Perda de carga

3.5.1. Perda de carga contínua e localizada em tubos e conexões onde não há redução de diâmetro

Definido o trecho de tubulação, fez-se variar a vazão através de um registro localizado a jusante, e medida a diferença de pressão entre os pontos extremos e também da vazão. Procurou-se fazer variar a vazão correspondente à velocidade de escoamento entre 0,5 a 4,0 m/s, e dentro desse intervalo foi executado, em média, 20 leituras.

Para se garantir que não havia ar na tubulação, circulava-se água pela tubulação com o registro totalmente aberto (vazão máxima). Em seguida o registro era lenta e totalmente fechado. Antes de se conectar os tubos de

plástico de $\frac{1}{8}$ " ao manômetro diferencial, deixava-se escoar água por estes até que não se notava mais bolhas de ar.

Esse procedimento teve o objetivo de relacionar a perda de carga à vazão, e uma equação tipo potencial foi ajustada. Desta maneira foi determinada a equação para a perda de carga distribuída ou contínua entre os dois pontos escolhidos da tubulação (ponto A e ponto B).

$$h_f = k_1 \cdot Q^{n_1} \quad (77)$$

Apesar de se saber da existência de uma perturbação localizada devido aos engates, admitiu-se que essa perda de carga localizada fosse distribuída uniformemente em todo o comprimento de tubulação testado.

Em seguida foram inseridas 3 conexões de interesse nos engates dos tubos. O procedimento foi igual ao anterior. Determinou-se uma equação para a perda de carga devido aos tubos, mais as 3 conexões, e, de maneira análoga a anterior, uma nova equação foi ajustada.

$$\Delta h_1 = k_2 \cdot Q^{n_2} \quad (78)$$

Determinadas as equações [77] e [78], a perda de carga devido a somente uma conexão foi calculada da seguinte maneira:

$$\Delta h_L = \frac{\Delta h_1 - h_f}{3} \quad (79)$$

Esse procedimento foi executado arbitrando-se vazões e calculando as referidas perdas de carga através das equações [77] e [78]. Foi usado esse artifício, uma vez que é impraticável repetir os mesmos valores de vazão regulados para o teste de perda de carga nos tubos, e depois, para o teste de perda de carga nos tubos mais conexões.

Com os valores de vazão arbitrados anteriormente, e com a perda de carga localizada devido a uma dada conexão, obtida através da equação [79], ajustou-se uma equação tipo potencial:

$$\Delta h_L = k \cdot Q^n \quad (80)$$

onde os valores k e n foram obtidos através de análise de regressão.

A perda de carga distribuída por unidade de comprimento de tubulação ou perda de carga unitária decorre da equação [77], simplesmente dividindo-a pelo comprimento do trecho testado, (tabela 1).

3.5.2. Perda de carga localizada em conexões onde há redução de diâmetro

Quando há uma redução na seção de escoamento, há um aumento da energia de velocidade, ou seja, parte da altura piezométrica é convertida em altura de velocidade ou taquicarga, e um termo de velocidade surgirá na equação do balanço energético.

A equação de Bernoulli aplicada nos pontos A e B se torna:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + J_1 L_1 + J_2 L_2 + \Delta h_L \quad (81)$$

Da equação acima, explicitando o termo Δh e colocando a velocidade em função da vazão, obtém-se a seguinte:

$$\Delta h = \left[\frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right] + \frac{8}{\pi^2} \frac{Q^2}{g} \left[\frac{1}{D_1^4} - \frac{1}{D_2^4} \right] - (J_1 L_1 + J_2 L_2) \quad (82)$$

O termo Δh é a perda de carga localizada devido à conexão, objetivo do presente trabalho. O primeiro termo do segundo membro da equação $(p_1 - p_2)/\gamma$ é a diferença de pressão entre os pontos A e B, medida no manômetro diferencial. O segundo termo é devido ao aumento de velocidade calculada através da vazão medida. O terceiro

termo é devido à perda de carga que ocorre na tangente de montante e jusante.

O termo J_1 se refere à perda de carga unitária da tubulação de montante e de diâmetro D_1 . Da mesma forma J_2 e D_2 se referem ao trecho de jusante. Os termos L_1 e L_2 são as tangentes de montante e jusante respectivamente, mostrados na tabela 2.

Para determinação da perda de carga unitária (J), procedeu-se de maneira análoga ao caso anterior. Nomeou-se 4 tubos: TUBO 1A, TUBO 2, TUBO 3 e TUBO 4A, de um determinado diâmetro, e, a exatamente na metade dos TUBOS 1A e 4A se fez a tomada de pressão, pontos A e B. Em seguida determinou-se a equação de perda de carga unitária para os vários tubos:

$$J = \frac{h_f}{L} \quad (83)$$

onde J é a perda de carga unitária, h_f é a perda de carga entre os pontos A e B, e L é a distância entre esses pontos.

Uma vez determinadas as equações para perda de carga unitária, tomou-se o TUBO 1A de diâmetro D , o TUBO 4A de diâmetro D_1 , e a conexão de interesse onde havia uma redução no diâmetro de D_1 para D_2 , e efetuou-se o teste. Novamente, a cada vazão Q correspondeu uma

diferença de pressão ($p_1 - p_2$), e através da equação [82] foi calculada a perda de carga devida somente à conexão.

Com pares de valores de Q e Δh , através de análise de regressão, se ajustou uma equação potencial do tipo:

$$\Delta h_L = k \cdot Q^n \quad (84)$$

Os valores de Q e Δh_L foram obtidos através de 3 testes utilizando uma conexão de cada vez, ou seja, 3 repetições.

Convém salientar que os valores L_1 e L_2 correspondem à metade do comprimento do TUBO 1A de diâmetro D_1 e à metade do comprimento do TUBO 4A de diâmetro D_2 respectivamente. Dessa maneira, por exemplo, quando se testou uma conexão com redução de 4" para 2", D_1 correspondeu ao diâmetro do tubo de 4", e D_2 , ao diâmetro do tubo de 2".

Os valores de diâmetro, comprimentos de tangente de montante e jusante estão apresentados na tabela 2.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Perda de carga unitária em tubulação de PVC de 2, 3, 4" de diâmetro

Foram ajustadas equações do tipo $h_f = k.Q^n$ para os dados de perda de carga obtidos. A tabela 3 apresenta os valores das constantes k e n , como também o coeficiente de determinação da regressão, para cada tubulação testada.

O modelo de perda de carga unitária utilizado no presente trabalho, representado por uma função potencial (equação [1]), se ajustou com precisão para tubos de PVC (linha irrigação), indiferentemente do diâmetro e do tipo de engate. Os coeficientes de determinação foram altamente significativos e próximos da unidade, conforme pode-se observar nos dados apresentados na tabela 3.

Os tubos que já vêm de origem com saída para aspersores, também apresentaram bom ajuste ao modelo proposto, (tabela 3).

STREETER & WYLIE (1982) comentam que a perda de carga varia: "quase que proporcionalmente" ao quadrado da velocidade, "quase que inversamente ao diâmetro", depende da rugosidade das paredes da tubulação, e depende das propriedades físicas do fluido. Também comentam que o coeficiente de atrito f não pode ser constante e deve depender desses mesmos parâmetros.

Fazendo uma simples analogia da equação 77 com a equação de Darcy-Weisbach, o coeficiente k , da mesma forma, depende das mesmas variáveis acima. Uma vez que f é função também da velocidade, a perda de carga (equação de Darcy-Weisbach) deve ser proporcional a uma potência diferente de dois ($n \neq 2$) da velocidade.

Segundo os mesmos autores, as perdas de carga são proporcionais a potências de 1,7 a 2,0 da velocidade média. Os valores de n encontrados estão muito próximos de 1,8, (tabela 3).

Comparando as equações da tabela 3, para uma mesma vazão, indiferentemente de fabricante e tipo de engate, a perda de carga em tubos de 2" de diâmetro é de aproximadamente 7 vezes maior que a perda de carga em tubos de 3". Esta mesma relação entre tubos de 3" e tubos de 4" é de aproximadamente 4. Economicamente, tubos de menor diâmetros devem ser adotados. Porém, tubos de 3" devem ser preferidos a tubos de 2", pois a perda de carga em tubos de 3" é 7 vezes menor, comparada a tubos de 2".

Tabela 3 - Valores das constantes k e n da equação $J = k Q^n$ para perda de carga unitária nos tubos testados.

Tubos	k	n	numero de observacoes	coeficiente de determinacao
1) Tubo de irrigacao engate PMPF 2" - TUPY	2841,64	1,8306	22	0,9999
2) Tubo de irrigacao engate PMPF 3" - TUPY	369,85	1,8258	19	0,9998
3) Tubo irriga EP 2" - TIGRE	2502,15	1,8158	20	0,9997
4) Tubo irriga EP 3" - TIGRE	299,00	1,7913	18	0,9999
5) Tubo irriga EMS 2" - TIGRE	2253,70	1,7991	23	0,9998
6) Tubo irriga EMS 3" - TIGRE	315,34	1,8082	19	0,9999
7) Tubo irriga EMS 4" - TIGRE	81,22	1,7996	19	0,9995
8) Tubo irriga EMS 2" - TIGRE c/saida de aspersor 2" x 1 1/2"	2687,79	1,8175	20	0,9999
9) Tubo irriga EMS 3" - TIGRE c/saida de aspersor 3" x 1 1/2"	305,06	1,7956	20	0,9999
10) Tubo irriga EMS 4" - TIGRE c/saida de aspersor 4" x 1 1/2"	78,11	1,7948	16	0,9999

Obs: as unidades para a perda de carga unitaria (J) e vazao (Q) sao m/m e m³/s, respectivamente.

Uma expressão bastante usada para determinação da perda de carga é a fórmula de Hazen-Williams:

$$J = 10,641 \frac{Q^{1.85}}{C^{1.85} \cdot D^{4.87}} \quad (86)$$

onde: J : perda de carga unitária em m/m

Q : vazão em m³/s

D : diâmetro em m

C : coeficiente que depende do material e das condições das paredes internas dos tubos.

SILVESTRE (1985) e MACINTYRE (1982) citam os seguintes valores para o coeficiente C de Hazen-Williams para tubos de PVC:

- tubos PVC até 50 mm de diâmetro : $C = 125$
- tubos PVC de 75 e 100 mm de diâmetro : $C = 135$.

A tabela 4 mostra um exemplo de cálculo de perda de carga unitária através da equação de Hazen-Williams e das equações obtidas no presente trabalho, (tabela 3). Foram utilizadas vazões correspondentes a velocidades médias de escoamento de 1,5 ; 2,0 e 2,5 m/s. O valor de C de Hazen-Williams foi adotado igual a 150, (TUPY, s.d).

A tabela 4 mostra que praticamente não há diferença entre as perdas de cargas estimadas através das equações propostas, e através da equação de Hazen-Williams com a constante C adotada igual a 150.

Os valores da tabela 4 mostram que, para uma mesma velocidade, a relação entre a perda de carga calculada para tubos de 2" e 3" é de aproximadamente 1,7. Essa mesma relação é de aproximadamente 1,3 para tubos de 3" e 4" de diâmetro.

Tabela 4 - Exemplo da perda de carga unitária utilizando as equações propostas e a equação de Hazen-Williams correspondentes a velocidades de escoamento de 1,5 ; 2,0 e 2,5 m/s.

Tubos	Vel. (m/s)	Diam. (mm)	Vazão (m³/s)	Eq. proposta			Hazen-Williams	
				k	n	J (m/m)	C	J (m/m)
2" - TUPY	1,5	46,2	0,0025	2841	1,83	0,050	150	0,050
3" - TUPY	1,5	70,4	0,0058	370	1,83	0,030	150	0,030
2" EP TIGRE	1,5	46,8	0,0026	2502	1,82	0,049	150	0,049
3" EP TIGRE	1,5	70,4	0,0058	299	1,79	0,030	150	0,030
2" EMS TIGRE	1,5	46,7	0,0026	2254	1,80	0,049	150	0,049
3" EMS TIGRE	1,5	70,5	0,0059	315	1,81	0,029	150	0,030
4" EMS TIGRE	1,5	94,2	0,0105	81	1,80	0,022	150	0,022
2" EMS + ASP	1,5	46,7	0,0026	2688	1,82	0,052	150	0,049
3" EMS + ASP	1,5	70,4	0,0058	305	1,80	0,029	150	0,030
4" EMS + ASP	1,5	94,3	0,0105	78	1,79	0,022	150	0,022
2" - TUPY	2,0	46,2	0,0034	2841	1,83	0,084	150	0,084
3" - TUPY	2,0	70,4	0,0078	370	1,83	0,051	150	0,052
2" EP TIGRE	2,0	46,8	0,0034	2502	1,82	0,082	150	0,083
3" EP TIGRE	2,0	70,4	0,0078	299	1,79	0,050	150	0,052
2" EMS TIGRE	2,0	46,7	0,0034	2254	1,80	0,082	150	0,083
3" EMS TIGRE	2,0	70,5	0,0078	315	1,81	0,048	150	0,051
4" EMS TIGRE	2,0	94,2	0,0139	81	1,80	0,037	150	0,037
2" EMS + ASP	2,0	46,7	0,0034	2688	1,82	0,088	150	0,083
3" EMS + ASP	2,0	70,4	0,0078	305	1,80	0,049	150	0,052
4" EMS + ASP	2,0	94,3	0,0140	78	1,79	0,037	150	0,037
2" - TUPY	2,5	46,2	0,0042	2841	1,83	0,127	150	0,128
3" - TUPY	2,5	70,4	0,0097	370	1,83	0,077	150	0,078
2" EP TIGRE	2,5	46,8	0,0043	2502	1,82	0,123	150	0,126
3" EP TIGRE	2,5	70,4	0,0097	299	1,79	0,075	150	0,078
2" EMS TIGRE	2,5	46,7	0,0043	2254	1,80	0,123	150	0,126
3" EMS TIGRE	2,5	70,5	0,0098	315	1,81	0,072	150	0,078
4" EMS TIGRE	2,5	94,2	0,0174	81	1,80	0,055	150	0,055
2" EMS + ASP	2,5	46,7	0,0043	2688	1,82	0,132	150	0,126
3" EMS + ASP	2,5	70,4	0,0097	305	1,80	0,073	150	0,078
4" EMS + ASP	2,5	94,3	0,0175	78	1,79	0,056	150	0,055

4.2. Perda de carga localizada em conexões de PVC 2", 3", e 4" de diâmetro

4.2.1. Exemplo de determinação das equações de perda de carga

Como exemplo de determinação da equação, tanto contínua quanto localizada, as tabelas 5, 6 e 7 mostram as planilhas de cálculo utilizadas para a determinação das equações de regressão. A tabela 5 corresponde aos dados de ensaio para o trecho testado de "tubos de irrigação com engate PMFF-3" TUPY". O resultado deste cálculo foi a equação :

$$h_f = 5421,26 Q^{1,8258} \quad (r^2 = 0,9998) \quad (87)$$

Na tabela 6 estão apresentados os dados de ensaio da perda de carga no mesmo trecho anterior, porém, com três saídas de apersor 3" x 1 ½" acoplados. Da mesma forma o resultado foi uma equação de regressão:

$$\Delta h_1 = 6923,09 Q^{1,8468} \quad (r^2 = 0,9999) \quad (88)$$

Tabela 5 – Ensaio de perda de carga em TUBO DE IRRIGAÇÃO
COM ENGATE PMPF 3" – TUPY.

Cálculo da equação [87].

Vazão		Perda de carga		Calc. regressão	
Medidor (%)	Calculada Q (m ³ /s)	Manômetro $\Delta h'$ (cm)	Calculada h_f (mca)	$\log(Q)$	$\log(h_f)$
10,10	0,0017	2,50	0,0463	-2,7738	-1,3349
15,20	0,0025	5,40	0,0999	-2,5963	-1,0004
21,40	0,0036	10,10	0,1869	-2,4477	-0,7285
27,20	0,0045	15,90	0,2942	-2,3436	-0,5314
32,20	0,0054	20,00	0,3700	-2,2703	-0,4318
37,30	0,0062	27,20	0,5032	-2,2064	-0,2983
41,30	0,0069	33,10	0,6124	-2,1622	-0,2130
46,70	0,0078	41,10	0,7604	-2,1088	-0,1190
52,80	0,0088	52,00	0,9620	-2,0555	-0,0168
58,50	0,0098	62,30	1,1526	-2,0110	0,0617
60,20	0,0100	66,00	1,2210	-1,9986	0,0867
64,00	0,0107	73,80	1,3653	-1,9720	0,1352
67,00	0,0112	79,80	1,4763	-1,9521	0,1692
69,30	0,0116	84,90	1,5707	-1,9374	0,1961
72,70	0,0121	92,80	1,7168	-1,9166	0,2347
75,60	0,0126	99,80	1,8463	-1,8996	0,2663
81,90	0,0137	116,00	2,1460	-1,8649	0,3316
88,00	0,0147	131,60	2,4346	-1,8337	0,3864
89,30	0,0149	135,60	2,5086	-1,8273	0,3994

Obs.: Medidor de vazão magnético com ajuste para 60 m³/h e líquido
manométrico d = 2,85.

Tabela 6 - Ensaio de perda de carga em TUBO DE IRRIGAÇÃO
COM ENGATE PMPF 3" COM SAÍDA PARA ASPERSOR
3" x 1½" TUPY. Cálculo da equação [88],

Vazão		Perda de carga		Calc. regressão	
Medidor (%)	Calculada Q (m³/s)	Manômetro Δh' (cm)	Calculada Δh (mca)	log(Q)	log(Δh)
13,60	0,0023	4,80	0,0888	-2,6446	-1,0516
17,60	0,0029	8,00	0,1480	-2,5326	-0,8297
21,10	0,0035	11,00	0,2035	-2,4539	-0,6914
23,90	0,0040	13,80	0,2553	-2,3998	-0,5929
28,30	0,0047	18,90	0,3497	-2,3264	-0,4564
29,60	0,0049	20,40	0,3774	-2,3069	-0,4232
32,70	0,0055	24,80	0,4588	-2,2636	-0,3384
36,70	0,0061	30,80	0,5698	-2,2135	-0,2443
41,00	0,0068	37,50	0,6938	-2,1654	-0,1588
45,70	0,0076	45,70	0,8455	-2,1182	-0,0729
51,90	0,0087	59,50	1,1008	-2,0630	0,0417
58,40	0,0097	72,10	1,3338	-2,0117	0,1251
63,30	0,0106	83,30	1,5410	-1,9767	0,1878
67,10	0,0112	93,00	1,7205	-1,9514	0,2357
69,90	0,0117	100,10	1,8519	-1,9337	0,2676
73,20	0,0122	109,30	2,0221	-1,9136	0,3058
76,80	0,0128	119,20	2,2052	-1,8928	0,3434
81,50	0,0136	132,80	2,4568	-1,8670	0,3904
86,90	0,0145	149,70	2,7694	-1,8391	0,4424
90,40	0,0151	161,20	2,9822	-1,8220	0,4745

Obs.: Medidor de vazão magnético com ajuste para 60 m³/h e líquido manométrico d = 2,85.

Executados os dois testes anteriores (tabelas 5 e 6) e obtidas as equações [87] e [88] elaborou-se a tabela 7. Com os valores de Q arbitrados, calculou-se os correspondentes valores de Δh_L :

$$\Delta h_L = \frac{\Delta h_1 - h_f}{3} \quad (89)$$

Finalmente, através de uma análise de regressão foi determinada a equação de perda de carga localizada para "uma saída de aspersores 3" x 1 ½" - TUPY" :

$$\Delta h_L = 626,32 \cdot Q^{1,9952} \quad (r^2 = 1,0000) \quad (90)$$

Assim, esta última equação resultou de duas equações previamente ajustadas (equações [87] e [88]) e tal foi possível devido aos altos coeficientes de correlação das equações mencionadas. Era de se esperar um coeficiente de correlação igual a unidade para a equação [90].

A figura 2 ilustra graficamente o procedimento adotado para a obtenção da equação [90], ou seja, equação de perda de carga localizada em "saída de aspersor 3" x 1 ½" TUPY. Na figura 2 estão evidenciadas as curvas: $h_f(Q)$, $\Delta h_1(Q)$, $(\Delta h_1 - h_f)(Q)$ e finalmente a curva $\Delta h_L(Q)$.

Tabela 7 - Tabela para determinação da equação [90].

Perda carga localizada em SAÍDA PARA ASPERSOR
 3" x 1½" TUPY, através de regressão linear.

Q (m ³ /h)	Δh _i (mca)	h _r (mca)	Δh _L (mca)	log(Q)	log(Δh _L)
5,00	0,0366	0,0329	0,0012	-2,8573	-2,9114
7,50	0,0774	0,0690	0,0028	-2,6812	-2,5543
10,00	0,1316	0,1167	0,0050	-2,5563	-2,3025
12,50	0,1987	0,1753	0,0078	-2,4594	-2,1079
15,00	0,2783	0,2446	0,0112	-2,3802	-1,9494
17,50	0,3699	0,3241	0,0153	-2,3133	-1,8157
20,00	0,4734	0,4136	0,0200	-2,2553	-1,7000
22,50	0,5884	0,5128	0,0252	-2,2041	-1,5982
25,00	0,7148	0,6215	0,0311	-2,1584	-1,5072
27,50	0,8524	0,7397	0,0376	-2,1170	-1,4250
30,00	1,0010	0,8670	0,0447	-2,0792	-1,3500
32,50	1,1605	1,0035	0,0523	-2,0444	-1,2811
35,00	1,3307	1,1489	0,0606	-2,0122	-1,2174
37,50	1,5115	1,3031	0,0695	-1,9823	-1,1581
40,00	1,7029	1,4660	0,0789	-1,9542	-1,1026
42,50	1,9046	1,6376	0,0890	-1,9279	-1,0506
45,00	2,1167	1,8178	0,0996	-1,9031	-1,0016
47,50	2,3390	2,0064	0,1109	-1,8796	-0,9552
50,00	2,5714	2,2033	0,1227	-1,8573	-0,9113
52,50	2,8138	2,4086	0,1351	-1,8361	-0,8695
55,00	3,0662	2,6221	0,1480	-1,8159	-0,8296

Figura 2 - Ilustração gráfica do procedimento para obtenção da perda de carga localizada, saída para aspersor 3" x 1 ½ - TUPY.

4.2.2. Relação perda de carga localizada - vazão

Os valores das constantes k e n da equação [85] obtidos para a perda de carga localizada em cada conexão estudada, estão mostrados na tabela 8.

A equação:

$$\Delta h_L = \Delta h_1 + h_f = k_2 \cdot Q^{n_2} + k_1 \cdot Q^{n_1} + k \cdot Q^n \quad (91)$$

ilustra o procedimento para a obtenção da equação de perda de carga localizada. O termo $k_1 \cdot Q^{n_1}$ corresponde à perda de carga devida somente ao comprimento do trecho de tubulação testado, enquanto que $k_2 \cdot Q^{n_2}$ se refere ao mesmo trecho acrescido de três conexões. Obviamente, o fato de terem sido testadas três conexões de uma só vez foi considerado na equação [91]. A equação final:

$$\Delta h_L = k \cdot Q^n \quad (92)$$

mostrou-se válida pois, a análise de regressão resultou em valores de coeficiente de determinação próximos da unidade, (tabela 8). A aplicação de tais equações, apesar de ser restrita a cada conexão, não traz o risco de cometer o erro de ordem conceitual, conforme citado por ASSY (1977) e KAMAND (1988), ou seja, aplicação de uma equação para um dado regime de escoamento que foi estabelecida para um outro regime diferente.

Tabela 8 - Valores das constantes k e n da equação de perda de carga localizada $\Delta h_L = k \cdot Q^n$ nas diferentes conexões testadas.

conexões	k	n	número de observações	coeficiente de determinação	obs.
1) Saida de aspersor 2" x 1 1/2" TUPY	20540	2,25	21	0,9998	
2) Derivação com saída fêmea 2" (passagem direta) - TUPY	8853	2,13	21	0,9998	
3) Derivação com saída fêmea 2" (passagem lateral) - TUPY	89495	2,13	21	1,0000	
4) Curva 90 2" - TUPY	5994	1,94	21	1,0000	
5) Saida de aspersor 3" x 1 1/2" TUPY	626	2,00	21	1,0000	
6) Derivação com saída fêmea 3" (passagem direta) - TUPY	136	1,62	21	1,0000	
7) Derivação com saída fêmea 3" (passagem lateral) - TUPY	10069	2,07	21	1,0000	
8) Curva 90 3" - TUPY	1358	1,99	21	1,0000	
9) Saida de aspersor EP 2" x 1 1/2" - TIGRE	6356	2,08	21	1,0000	
10) Derivação c/saída fêmea EP 2" (passagem direta) - TIGRE	1071	1,76	21	1,0000	
11) Derivação c/saída fêmea EP 2" (passagem lateral) - TIGRE	44300	2,02	21	1,0000	
12) Curva EP 90 2" - TIGRE	2206	1,79	21	1,0000	
13) Curva de nivelamento EP 2" - TIGRE	5352	1,93	21	1,0000	
14) Saida de aspersor EP 3" x 1 1/2" - TIGRE	527	2,05	21	0,9999	
15) Derivação c/saída fêmea EP 3" (passagem direta) - TIGRE	1016	2,15	21	0,9996	

Tabela 8 - Valores das constantes k e n da equação de perda de carga localizada $\Delta h_L = k \cdot Q^n$ nas diferentes conexões testadas.

conexões	k	n	numero de observações	coeficiente de determinação	obs.
16) Derivação c/saída fêmea EP 3" (passagem lateral) - TIGRE	4612	2,00	21	1,0000	
17) Derivação fêmea EP 3" x 2" (passagem direta) - TIGRE	1229	2,25	21	0,9989	
18) Derivação fêmea EP 3" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	9669	1,83	53	0,9933	
19) Válvula de linha EP com haste de latão 3" x 3" (fechada)	913	2,13	21	0,9997	
20) Válvula de linha EP com haste de latão 3" x 3" + curva de derivação EP 3" + curva de nivelamento EP 3" - TIGRE	9804	1,96	21	1,0000	
21) Curva EP 90 3" - TIGRE	1087	2,00	21	1,0000	
22) Curva de nivelamento EP 3" - TIGRE	977	1,93	21	1,0000	
23) Saída de aspersor EMS 2" x 1 1/2" - TIGRE	26116	2,29	21	0,9995	
24) Derivação c/saída fêmea EMS 2" (passagem direta) - TIGRE	8136	2,09	21	0,9999	
25) Derivação c/saída fêmea EMS 2" (passagem lateral) - TIGRE	48206	2,04	21	1,0000	
26) Curva EMS 90 2" - TIGRE	2047	1,77	21	1,0000	
27) Curva de nivelamento EMS 2" - TIGRE	3223	1,81	21	1,0000	
28) Saída de aspersor EMS 3" x 1 1/2" - TIGRE	216	1,80	21	1,0000	
29) Derivação c/saída fêmea EMS 3" (passagem direta) - TIGRE	121	1,66	21	1,0000	

Tabela B - Valores das constantes k e n da equação de perda de carga localizada $\Delta h_L = k \cdot Q^n$ nas diferentes conexões testadas.

conexões	k	n	numero de observações	coeficiente de determinação	obs.
30) Derivação c/saída fêmea EMS 3" (passagem lateral) - TIGRE	3510	1,93	21	1,0000	
31) Derivação fêmea EMS 3" x 2" (passagem direta) - TIGRE	383	1,94	21	1,0000	
32) Derivação fêmea EMS 3" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	17636	1,97	52	0,9975	
33) Válvula de linha EMS com haste de latão 3" x 3" (fechada)	215	1,78	21	1,0000	
34) Válvula de linha EMS com haste de latão 3" x 3" + curva de derivação EMS 3" + curva de nivelamento EMS 3" - TIGRE	9053	1,95	21	1,0000	
35) Curva EMS 90 3" - TIGRE	267	1,69	21	1,0000	
36) Curva de nivelamento EMS 3" - TIGRE	582	1,81	21	1,0000	
37) Saída de aspersor EMS 4" x 1 1/2" - TIGRE	125	2,04	19	1,0000	$Q > 0.9 \text{ m}^3/\text{h}$
38) Derivação c/saída fêmea EMS 4" (passagem direta) - TIGRE	106	1,91	20	1,0000	
39) Derivação c/saída fêmea EMS 4" (passagem lateral) - TIGRE	1377	1,98	20	1,0000	
40) Derivação fêmea EMS 4" x 2" (passagem direta) - TIGRE	280	2,22	18	0,9998	$Q > 5.6 \text{ m}^3/\text{h}$
41) Derivação fêmea EMS 4" x 3" (passagem direta) - TIGRE	976	2,56	16	0,9991	$Q > 20.0 \text{ m}^3/\text{h}$
42) Derivação fêmea EMS 4" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	66958	2,36	24	0,9810	
43) Derivação fêmea EMS 4" x 3" (passagem lateral) - TIGRE	9251	2,24	52	0,9966	

Tabela 8 - Valores das constantes k e n da equação de perda de carga localizada $\Delta h_L = k.Q^n$ nas diferentes conexões testadas.

conexões	k	n	numero de observações	coeficiente de determinação	obs.
44) Válvula de linha EMS com haste de latão 4" x 3" (fechada)	619	2,44	17	0,9994	$Q > 14.7 \text{ m}^3/\text{h}$
45) Curva EMS 90 4" - TIGRE	273	1,96	21	0,9999	

Obs: As unidades de perda de carga localizada e vazão na equação $\Delta h_L = k.Q^n$ são: m.c.a e m^3/s respectivamente.

Na equação [91], uma condição tem de ser imposta, ou seja,

$$k_2 \cdot Q^{n_2} - k_1 \cdot Q^{n_1} > 0 \quad (93)$$

Da equação acima resulta:

$$Q > 10^{\log \left[\frac{k_1}{k_2} \right] / (n_2 - n_1)} \quad (94)$$

Os valores de vazão para a análise de regressão, e consequentemente, obtenção da equação de perda de carga localizada, satisfazem a condição da equação [93]. Assim, deve-se restringir o uso da equação de perda de carga localizada somente para valores de vazão acima de um certo limite. Tal limite foi calculado e está apresentado na tabela 8. Em termos práticos, esse valor não tem muita importância, pois se mostrou significativo somente para conexões de 4". O valor máximo foi encontrado para uma

"derivação com saída fêmea EMS 4"x 3" (passagem direta)", que foi de 20 m³/h, o que corresponde a uma velocidade de 0,8 m/s em tubos de 4". Isso mostra que esse fator não restringe, na prática, o uso da equação. SILVESTRE (1985) cita que para escoamento onde a velocidade é menor que 1 m/s, as perdas de carga localizada podem ser desprezadas.

Recomenda-se, na prática, que a velocidade de escoamento nas canalizações para irrigação não ultrapasse a 2,0 m/s, (OLITTA,1984).

Para a perda de carga localizada nas várias conexões, os valores de n encontrados variaram entre 1,7 e 2,6, intervalo este bem maior em relação ao encontrado para a perda de carga contínua.

Em conexões onde houve uma redução brusca de diâmetro, uma mudança brusca na direção do escoamento, ou esses dois efeitos combinados, verificou-se aí os maiores valores de k e n, o que era de se esperar. A geometria da conexão implica no grau de turbulência, e esta, por sua vez, implica na perda de carga, (MILLER,1984).

Observa-se na tabela 8, que, para estes casos os valores, tanto do coeficiente k, quanto do índice n, são os mais elevados encontrados.

Também para esses casos os coeficientes de determinação foram ligeiramente inferiores, ou seja, houve

uma maior dispersão dos dados experimentais em relação ao modelo proposto, o que pode ser explicado pelo fato de, em tais casos, o resultado ser obtido a partir de 3 determinações distintas: testes para obtenção das perdas de carga unitária nos tubos de diâmetro D_1 e D_2 e, mais o teste para determinação de perda de carga localizada na referida conexão. Como se comete, em cada teste executado, um erro experimental, quando são combinados resultados de vários testes, espera-se que esse erro se propague de maneira mais intensa.

O expoente n está relacionado com o grau de turbulência que se verifica na tubulação ou conexão. Verificou-se que, para a tubulação, n permaneceu aproximadamente constante, enquanto que n variou de maneira mais intensa para o caso de conexões onde ocorre diferentes geometrias.

4.2.3. Relação comprimento equivalente - vazão

O conceito de comprimento equivalente tem uma grande aplicação de uso prático. Para sua obtenção, basta combinar a equação de perda de carga localizada devido a uma conexão com a equação para a perda de carga unitária para a tubulação correspondente. Desta forma, o conceito de comprimento equivalente (L_e) é definido:

$$J \times L_e = \Delta h_L \quad (95)$$

do que resulta:

$$L_e = \frac{\Delta h_L}{J} \quad (96)$$

Como a perda de carga localizada e unitária varia em função de diferentes valores de potência de vazão, a fórmula para o comprimento equivalente passa a ser também função de uma potência de vazão:

$$L_e = c \cdot Q^m \quad (97)$$

onde c e m são constantes determinadas a partir das equações de perdas de carga localizada e unitária.

HOWELL & BARINAS (1980) utilizaram uma expressão tipo equação [97] em seus trabalhos.

Os valores das constantes c e m da equação [97] estão apresentadas na Tabela 9 para as várias conexões.

Houve casos em que o valor de n para certas conexões foi menor que o valor de n para a tubulação. Tal implica em um valor do expoente m da equação [97] negativo. Quando isso se verifica, o comprimento equivalente decresce com o aumento da vazão, mas tal não quer dizer que a perda de carga diminui quando se insere a referida conexão na tubulação, ou seja, continua havendo um acréscimo na perda

de carga. O comprimento equivalente continua sendo maior que o comprimento real da conexão.

Da mesma forma, houve casos em que m assumiu valores nulos, ou próximos de zero ou seja, o comprimento equivalente não depende ou pouco varia com a vazão.

Observou-se que, para valores negativos de m , valores de c menores que a unidade.

Para o caso de conexões onde há redução de diâmetro, foi usada uma metodologia diferente para obtenção dos dados e para o cálculo das perdas de carga. Essa metodologia está explicada no item 3.4.2.

4.3. Coeficiente de atrito f de Darcy-Weisbach e Número de Reynolds

Para cada valor de perda de carga medido na tubulação foi calculado o coeficiente de atrito f da fórmula de Darcy-Weisbach, como também, o valor do Número de Reynolds.

O coeficiente de atrito foi calculado explicitando-o na equação de Darcy-Weisbach.

$$f = \left[\frac{h_f}{L} \right] \cdot \left[\frac{2 \cdot g}{v^2} \right] \cdot D = J \cdot \frac{2 \cdot g}{v^2} \cdot D \quad (98)$$

Tabela 9 - Valores das constantes c e m da equação

$L_e = c.Q^m$ de comprimentos equivalentes nas diferentes conexões testadas.

conexões	c	m
1) Saída de aspersor 2" x 1 ½" TUPY	7,23	0,42
2) Derivação com saída fêmea 2" (passagem direta) - TUPY	3,12	0,30
3) Derivação com saída fêmea 2" (passagem lateral) - TUPY	31,49	0,30
4) Curva 90 2" - TUPY	2,11	0,11
5) Saída de aspersor 3" x 1 ½" TUPY	1,69	0,17
6) Derivação com saída fêmea 3" (passagem direta) - TUPY	0,37	-0,20
7) Derivação com saída fêmea 3" (passagem lateral) - TUPY	27,23	0,25
8) Curva 90 3" - TUPY	3,67	0,16
9) Saída de aspersor EP 2" x 1 ½" - TIGRE	2,54	0,26
10) Derivação c/saída fêmea EP 2" (passagem direta) - TIGRE	0,43	-0,06
11) Derivação c/saída fêmea EP 2" (passagem lateral) - TIGRE	17,70	0,21
12) Curva EP 90 2" - TIGRE	0,88	-0,03
13) Curva de nivelamento EP 2" - TIGRE	2,14	0,11
14) Saída de aspersor EP 3" x 1 ½" - TIGRE	1,76	0,26

Tabela 9 - Valores das constantes c e m da equação

$L_e = c.Q^m$ de comprimentos equivalentes nas diferentes conexões testadas.

conexões	c	m
15) Derivação c/saída fêmea EP 3" (passagem direta) - TIGRE	3,40	0,36
16) Derivação c/saída fêmea EP 3" (passagem lateral) - TIGRE	15,43	0,20
17) Derivação fêmea EP 3" x 2" (passagem direta) - TIGRE	4,11	0,46
18) Derivação fêmea EP 3" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	32,34	0,04
19) Válvula de linha EP com haste de latão 3" x 3" (fechada)	3,06	0,33
20) Válvula de linha EP com haste de latão 3" x 3" + curva de derivação EP 3" + curva de nivelamento EP 3" - TIGRE	32,79	0,17
21) Curva EP 90 3" - TIGRE	3,63	0,21
22) Curva de nivelamento EP 3" - TIGRE	3,27	0,14
23) Saída de aspersor EMS 2" x 1 1/2" - TIGRE	11,59	0,49
24) Derivação c/saída fêmea EMS 2" (passagem direta) - TIGRE	3,61	0,30
25) Derivação c/saída fêmea EMS 2" (passagem lateral) - TIGRE	21,39	0,24
26) Curva EMS 90 2" - TIGRE	0,91	-0,03
27) Curva de nivelamento EMS 2" - TIGRE	1,43	0,01
28) Saída de aspersor EMS 3" x 1 1/2" - TIGRE	0,69	-0,01

Tabela 9 - Valores das constantes c e m da equação

$L_e = c.Q^m$ de comprimentos equivalentes nas diferentes conexões testadas.

conexões	c	m
29) Derivação c/saída fêmea EMS 3" (passagem direta) - TIGRE	0,38	-0,15
30) Derivação c/saída fêmea EMS 3" (passagem lateral) - TIGRE	11,13	0,12
31) Derivação fêmea EMS 3" x 2" (passagem direta) - TIGRE	1,21	0,13
32) Derivação fêmea EMS 3" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	55,94	0,17
33) Válvula de linha EMS com haste de latão 3" x 3" (fechada)	0,68	-0,03
34) Válvula de linha EMS com haste de latão 3" x 3" + curva de derivação EMS 3" + curva de nivelamento EMS 3" - TIGRE	28,72	0,14
35) Curva EMS 90 3" - TIGRE	0,85	-0,11
36) Curva de nivelamento EMS 3" - TIGRE	1,85	0,00
37) Saída de aspersor EMS 4" x 1 1/2" - TIGRE	1,54	0,24
38) Derivação c/saída fêmea EMS 4" (passagem direta) - TIGRE	1,31	0,11
39) Derivação c/saída fêmea EMS 4" (passagem lateral) - TIGRE	16,96	0,18
40) Derivação fêmea EMS 4" x 2" (passagem direta) - TIGRE	3,45	0,42
41) Derivação fêmea EMS 4" x 3" (passagem direta) - TIGRE	12,02	0,76

Tabela 9 - Valores das constantes c e m da equação $L_e = c.Q^m$ de comprimentos equivalentes nas diferentes conexões testadas.

conexões	c	m
42) Derivação fêmea EMS 4" x 2" (passagem lateral) - TIGRE	824,40	0,56
43) Derivação fêmea EMS 4" x 3" (passagem lateral) - TIGRE	113,90	0,44
44) Válvula de linha EMS com haste de latão 4" x 3" (fechada)	7,62	0,64
45) Curva EMS 90 4" - TIGRE	3,36	0,17

Obs.: As unidades de L_e e Q são m e m^3/s , respectivamente.

O Número de Reynolds foi calculado pela equação:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (99)$$

sendo que foi adotado o valor da viscosidade cinemática da água a 20°C, temperatura que predominou durante os ensaios. O valor da aceleração da gravidade local foi corrigido pela variação da latitude e da altitude do local dos ensaios. Tais valores são: viscosidade cinemática (ν) igual a $1,006 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, e aceleração da gravidade local (g) igual a $9,7863 \text{ m/s}^2$.

As tabelas de 10 a 19 mostram as vazões e a perda de carga unitária obtidas nos testes, coeficiente de atrito f e Número de Reynolds correspondentes, para cada tubulação.

As vazões oscilaram entre a máxima e mínima que se conseguiu durante a realização dos testes, e, as vezes, correspondem a valores de velocidade de escoamento altos, que, na prática, são proibitivos ou não aconselháveis. OLITTA (1984) propõe velocidade de 2,0 m/s como limite. Em irrigação, é prática usual trabalhar com velocidade de escoamento entre 0,5 a 2,5 m/s. As tabelas mencionadas acima mostram as velocidades de escoamento correspondentes às vazões de teste. Uma vez que os dados experimentais não apresentaram dispersão com relação ao modelo potencial proposto, tais tabelas podem ser usadas, tanto para estimativa de perda de carga unitária, cálculo do coeficiente de atrito f , quanto para verificação dos limites de velocidade. Valores intermediários podem ser linearmente interpolados.

No presente trabalho estão propostas fórmulas que estimam a perda de carga, e têm utilização simples. A inclusão das tabelas 10 a 19, tem como objetivo principal o de ilustrar o comportamento dos parâmetros: J , Re e f em função da vazão (Q) e da velocidade (v). Para isso, também, foram elaborados gráficos de perda de

carga versus vazão, e coeficiente f versus Número de Reynolds, (figuras 3 a 12).

Nota-se, no início da curva de coeficiente de atrito versus Número de Reynolds (figuras 3 a 12), um comportamento irregular, e isso não acontece a medida que a velocidade aumenta. Caso se diferencie a equação [99] em função de J e v , chega-se à seguinte expressão:

$$df = 2 \cdot g \cdot D \left[\frac{1}{v^2} dJ - \frac{2 \cdot J}{v^3} dv \right] \quad (100)$$

De uma simples análise da equação [100], conclui-se que, quanto menor é a velocidade, maior o erro ou a diferencial df . Tal análise mostra que, para Número de Reynolds baixos, o coeficiente de atrito f é mais sensível a um erro experimental. De maneira análoga se conclui que o coeficiente f tende a ser cada vez menos dependente do Número de Reynolds a altas velocidades, o que está de acordo com a literatura.

Tabela 10 - Perda de carga unitária em TUBO DE IRRIGAÇÃO COM ENGATE PMPF 2" - TUPY em função da vazão. Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0008	0,0882	0,0061	0,48	21916	0,0243
0,0012	0,1764	0,0123	0,71	32646	0,0219
0,0016	0,3024	0,0210	0,93	42690	0,0220
0,0019	0,4284	0,0298	1,12	51594	0,0213
0,0022	0,5544	0,0385	1,31	60269	0,0202
0,0025	0,7056	0,0490	1,49	68487	0,0199
0,0028	0,8568	0,0596	1,67	76478	0,0194
0,0031	1,0332	0,0718	1,83	84239	0,0193
0,0034	1,2096	0,0841	2,00	92001	0,0189
0,0037	1,4112	0,0981	2,18	100220	0,0186
0,0039	1,6254	0,1130	2,35	107982	0,0185
0,0042	1,8144	0,1261	2,51	115059	0,0182
0,0045	2,0412	0,1419	2,67	122592	0,0180
0,0048	2,2806	0,1585	2,83	130126	0,0179
0,0051	2,5578	0,1778	3,02	138573	0,0177
0,0054	2,8602	0,1988	3,20	147020	0,0175
0,0056	3,0618	0,2128	3,33	152955	0,0173
0,0059	3,3642	0,2339	3,50	160717	0,0173
0,0062	3,6792	0,2557	3,67	168707	0,0171
0,0064	3,9690	0,2759	3,83	175784	0,0170
0,0067	4,3092	0,2995	4,01	184231	0,0168
0,0073	5,0148	0,3486	4,34	199527	0,0167

Figura 3 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO DE IRRIGAÇÃO COM ENGATE PMPF 2" - TUPY.

Tabela 11 - Perda de carga unitária em TUBO DE IRRIGAÇÃO COM ENGATE PMPF 3" - TUPY em função da vazão. Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m³/s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0017	0,0463	0,0032	0,43	30263	0,0232
0,0025	0,0999	0,0068	0,65	45544	0,0222
0,0036	0,1869	0,0127	0,92	64121	0,0209
0,0045	0,2942	0,0201	1,16	81500	0,0204
0,0054	0,3700	0,0252	1,38	96482	0,0183
0,0062	0,5032	0,0343	1,60	111763	0,0185
0,0069	0,6124	0,0418	1,77	123748	0,0184
0,0078	0,7604	0,0519	2,00	139928	0,0179
0,0088	0,9620	0,0656	2,26	158206	0,0177
0,0098	1,1526	0,0786	2,50	175285	0,0173
0,0100	1,2210	0,0833	2,58	180379	0,0173
0,0107	1,3653	0,0931	2,74	191765	0,0171
0,0112	1,4763	0,1007	2,87	200754	0,0169
0,0116	1,5707	0,1072	2,97	207645	0,0168
0,0121	1,7168	0,1171	3,11	217833	0,0167
0,0126	1,8463	0,1260	3,24	226522	0,0166
0,0137	2,1460	0,1464	3,51	245399	0,0164
0,0147	2,4346	0,1661	3,77	263676	0,0161
0,0149	2,5086	0,1711	3,82	267572	0,0161

Figura 4 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO DE IRRIGAÇÃO COM ENGATE PMPF 3" - TUPY.

Tabela 12 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EP 2" - TIGRE em função da vazão.

Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0009	0,1008	0,0068	0,49	22987	0,0256
0,0015	0,2646	0,0179	0,89	41242	0,0209
0,0022	0,5292	0,0359	1,25	58144	0,0210
0,0027	0,7812	0,0529	1,54	71666	0,0204
0,0031	1,0206	0,0691	1,78	82934	0,0199
0,0035	1,2726	0,0862	2,02	94202	0,0193
0,0038	1,4742	0,0999	2,20	102315	0,0189
0,0038	1,4994	0,1016	2,22	103442	0,0188
0,0044	1,9278	0,1306	2,55	118542	0,0184
0,0049	2,3688	0,1605	2,86	132965	0,0180
0,0053	2,6838	0,1818	3,06	142430	0,0178
0,0058	3,1752	0,2151	3,35	155952	0,0175
0,0061	3,4776	0,2356	3,54	164516	0,0173
0,0065	3,9312	0,2663	3,78	175784	0,0171
0,0068	4,2462	0,2877	3,95	183672	0,0169
0,0071	4,5738	0,3099	4,11	191334	0,0168
0,0073	4,8258	0,3270	4,23	196969	0,0167
0,0074	5,0022	0,3389	4,32	201025	0,0166
0,0075	5,1156	0,3466	4,37	203279	0,0166
0,0075	5,1534	0,3491	4,38	203955	0,0166

Figura 5 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EP 2" - TIGRE.

Tabela 13 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EP 3" - TIGRE em função da vazão.

Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0023	0,0851	0,0057	0,60	41649	0,0223
0,0032	0,1499	0,0101	0,81	56930	0,0211
0,0041	0,2387	0,0161	1,06	74309	0,0197
0,0047	0,2997	0,0202	1,21	84796	0,0190
0,0053	0,3682	0,0248	1,36	94983	0,0186
0,0058	0,4292	0,0290	1,49	103972	0,0181
0,0065	0,5310	0,0358	1,67	116857	0,0177
0,0071	0,6160	0,0416	1,81	126744	0,0175
0,0076	0,6975	0,0471	1,94	135733	0,0172
0,0081	0,7937	0,0536	2,09	145921	0,0170
0,0090	0,9435	0,0637	2,30	160903	0,0166
0,0100	1,1600	0,0783	2,57	179779	0,0163
0,0106	1,2895	0,0870	2,73	191165	0,0161
0,0117	1,5300	0,1033	3,00	210042	0,0158
0,0124	1,7057	0,1151	3,18	222627	0,0157
0,0134	1,9684	0,1329	3,44	240904	0,0154
0,0146	2,3051	0,1556	3,75	262478	0,0152
0,0155	2,5604	0,1728	3,98	278658	0,0150

Figura 6 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EP 3" - TIGRE.

Tabela 14 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EMS 2° - TIGRE em função da vazão.

Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m³/s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0008	0,0756	0,0054	0,44	20326	0,0258
0,0010	0,1260	0,0090	0,58	26876	0,0245
0,0015	0,2520	0,0180	0,85	39523	0,0227
0,0019	0,3654	0,0261	1,09	50590	0,0201
0,0021	0,4914	0,0351	1,22	56688	0,0215
0,0026	0,6804	0,0486	1,49	69335	0,0199
0,0029	0,8694	0,0621	1,70	79046	0,0196
0,0032	1,0332	0,0738	1,88	87177	0,0191
0,0036	1,2726	0,0909	2,11	98018	0,0186
0,0040	1,4994	0,1071	2,31	107277	0,0183
0,0042	1,7010	0,1215	2,48	114956	0,0181
0,0046	1,9782	0,1413	2,69	124893	0,0178
0,0049	2,1924	0,1566	2,85	132121	0,0177
0,0052	2,4192	0,1728	3,02	140251	0,0173
0,0054	2,6586	0,1900	3,18	147478	0,0172
0,0058	2,9862	0,2134	3,38	156964	0,0171
0,0060	3,1752	0,2269	3,51	162836	0,0169
0,0063	3,4524	0,2467	3,67	170289	0,0168
0,0065	3,7044	0,2647	3,82	177290	0,0166
0,0068	3,9564	0,2827	3,96	183839	0,0165
0,0070	4,1832	0,2989	4,08	189260	0,0164
0,0073	4,4730	0,3196	4,23	196487	0,0163
0,0076	4,8636	0,3475	4,43	205521	0,0162

Figura 7 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EMS 2ª - TIGRE.

Tabela 15 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EMS 3" - TIGRE em função da vazão.

Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0022	0,0740	0,0050	0,56	39439	0,0218
0,0029	0,1203	0,0081	0,74	51988	0,0204
0,0044	0,2627	0,0177	1,13	79476	0,0190
0,0053	0,3608	0,0243	1,36	95312	0,0182
0,0057	0,4089	0,0275	1,45	101885	0,0180
0,0062	0,4829	0,0325	1,59	111745	0,0177
0,0068	0,5624	0,0378	1,74	122202	0,0172
0,0075	0,6753	0,0454	1,92	134751	0,0170
0,0083	0,7955	0,0535	2,11	148197	0,0166
0,0089	0,9176	0,0617	2,28	159849	0,0164
0,0096	1,0545	0,0710	2,46	172697	0,0162
0,0104	1,2081	0,0813	2,65	186142	0,0160
0,0108	1,3117	0,0883	2,77	194209	0,0159
0,0114	1,4301	0,0962	2,92	204965	0,0156
0,0119	1,5466	0,1041	3,05	213929	0,0155
0,0126	1,7224	0,1159	3,21	225582	0,0155
0,0131	1,8574	0,1250	3,34	234545	0,0155
0,0137	2,0332	0,1368	3,51	246198	0,0154
0,0149	2,3588	0,1587	3,80	266814	0,0152

Figura 8 - Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO DE IRRIGA EMS 3" - TIGRE.

Tabela 16 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EMS 4" - TIGRE em função da vazão.

Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0077	0,2016	0,0129	1,10	103141	0,0195
0,0092	0,3024	0,0193	1,32	123277	0,0205
0,0106	0,3654	0,0233	1,52	142348	0,0186
0,0123	0,4788	0,0305	1,77	165394	0,0181
0,0142	0,5796	0,0370	2,04	190980	0,0164
0,0160	0,7434	0,0474	2,29	214705	0,0166
0,0176	0,8820	0,0563	2,53	237128	0,0162
0,0190	1,0080	0,0643	2,73	255633	0,0159
0,0205	1,1592	0,0739	2,94	275656	0,0157
0,0219	1,2978	0,0828	3,14	294320	0,0155
0,0231	1,4490	0,0924	3,31	310241	0,0155
0,0245	1,6002	0,1021	3,52	329252	0,0152
0,0256	1,7514	0,1117	3,68	344294	0,0152
0,0272	1,9278	0,1230	3,90	365006	0,0149
0,0286	2,1294	0,1358	4,11	384604	0,0148
0,0306	2,3940	0,1527	4,39	410718	0,0146
0,0324	2,6712	0,1704	4,65	435269	0,0145
0,0342	2,9484	0,1881	4,91	460161	0,0144
0,0358	3,2130	0,2050	5,14	481149	0,0143
0,0372	3,4272	0,2186	5,34	499741	0,0142
0,0387	3,6792	0,2347	5,56	520594	0,0140

Figura 9- Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO DE IRRIGAENS 4" - TIGRE.

Tabela 17 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EMS 2" c/SAÍDA PARA ASPERSOR 2" x 1 ½ - TIGRE
em função da vazão. Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do
Número de Reynolds.

Vazão (m³/s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0010	0,1260	0,0087	0,57	26424	0,0245
0,0013	0,2142	0,0148	0,75	35006	0,0237
0,0016	0,3024	0,0209	0,92	42911	0,0223
0,0019	0,4158	0,0287	1,08	50138	0,0225
0,0021	0,5292	0,0365	1,24	57591	0,0217
0,0024	0,6300	0,0434	1,39	64592	0,0205
0,0027	0,8064	0,0556	1,59	73626	0,0202
0,0030	1,0080	0,0695	1,78	82434	0,0201
0,0033	1,1466	0,0791	1,92	89210	0,0196
0,0037	1,4112	0,0973	2,15	99824	0,0192
0,0040	1,6254	0,1121	2,32	107503	0,0191
0,0043	1,8270	0,1260	2,48	115182	0,0187
0,0045	2,0538	0,1416	2,64	122409	0,0186
0,0049	2,3436	0,1616	2,84	131669	0,0184
0,0051	2,5830	0,1781	2,99	138670	0,0182
0,0057	3,1122	0,2146	3,32	154028	0,0178
0,0062	3,6162	0,2494	3,60	167127	0,0176
0,0066	4,1454	0,2859	3,85	178871	0,0176
0,0073	4,9266	0,3397	4,26	197616	0,0171
0,0075	5,1408	0,3545	4,36	202359	0,0171

Figura 10- Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EMS 2" C/SAÍDA PARA ASPERSOR 2" x 1 1/2" - TIGRE.

Tabela 18 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EMS 3" C/SAÍDA PARA ASPERSOR 3" x 1 1/2" - TIGRE
em função da vazão. Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do
Número de Reynolds.

Vazão (m ³ /s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0020	0,0666	0,0044	0,51	35956	0,0230
0,0027	0,1129	0,0075	0,69	47941	0,0220
0,0035	0,1776	0,0118	0,90	62923	0,0201
0,0045	0,2794	0,0185	1,16	81500	0,0188
0,0055	0,3959	0,0262	1,40	98279	0,0183
0,0062	0,4921	0,0326	1,58	110864	0,0179
0,0068	0,5791	0,0384	1,75	122250	0,0173
0,0075	0,6975	0,0462	1,93	135134	0,0171
0,0082	0,8140	0,0540	2,10	146820	0,0169
0,0089	0,9509	0,0630	2,29	160303	0,0166
0,0097	1,1026	0,0731	2,48	173487	0,0164
0,0102	1,2247	0,0812	2,62	183675	0,0162
0,0108	1,3635	0,0904	2,78	194761	0,0161
0,0113	1,4763	0,0979	2,91	203450	0,0160
0,0119	1,6225	0,1076	3,07	214537	0,0158
0,0124	1,7483	0,1159	3,19	222926	0,0157
0,0131	1,9277	0,1278	3,37	235511	0,0155
0,0138	2,1220	0,1407	3,55	248695	0,0153
0,0147	2,3736	0,1574	3,77	263676	0,0153
0,0156	2,6677	0,1769	4,02	281055	0,0151

Figura 11- Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EMS 3" C/SAÍDA PARA ASPERSOR 3 x 1 1/2" - TIGRE.

Tabela 19 - Perda de carga unitária em TUBO IRRIGA EM 4" C/SAÍDA PARA ASPERSOR 4" x 1 1/2" - TIGRE
em função da vazão. Coeficiente de perda de carga f de Darcy-Weisbach em função do
Número de Reynolds.

Vazão (m³/s)	Perda de carga		Velocidade (m/s)	Nº de Reynolds	Coeficiente f
	distribuída (m.c.a)	unitária (m/m)			
0,0063	0,1260	0,0079	0,90	84125	0,0180
0,0087	0,2520	0,0157	1,25	116827	0,0187
0,0112	0,4032	0,0252	1,61	150823	0,0179
0,0139	0,5796	0,0362	1,99	186761	0,0168
0,0168	0,8064	0,0503	2,41	225955	0,0160
0,0192	1,0206	0,0637	2,76	258314	0,0155
0,0216	1,2852	0,0802	3,09	289678	0,0155
0,0237	1,5246	0,0951	3,39	317963	0,0153
0,0256	1,7514	0,1093	3,66	343194	0,0150
0,0277	2,0034	0,1250	3,96	371486	0,0147
0,0297	2,2680	0,1415	4,25	398406	0,0145
0,0315	2,5326	0,1580	4,51	423022	0,0143
0,0331	2,7594	0,1722	4,74	444011	0,0142
0,0347	3,0114	0,1879	4,97	465682	0,0141
0,0363	3,2508	0,2029	5,19	486909	0,0139
0,0385	3,6036	0,2249	5,51	516139	0,0137
0,0390	3,7170	0,2320	5,58	523433	0,0137

Figura 12- Perda de carga unitária em função da vazão e coeficiente f de Darcy-Weisbach em função do Número de Reynolds - TUBO IRRIGA EMS 4" C/SAÍDA PARA ASPERSOR 4 x 1 $\frac{1}{2}$ " - TIGRE.

5. CONCLUSÕES

O processo de perda de carga em tubos e conexões de PVC (linha irrigação) pode ser representado por uma equação potencial, isto é, a perda de carga é proporcional a uma potência da vazão Q .

As perdas de carga unitária estimadas através das equações propostas, como através da equação de Hazen-Williams para $C = 150$, não mostraram diferenças significativas. Conclui-se que a equação de Hazen-Williams com C adotado igual a 150 se aplica aos tubos de PVC - linha irrigação.

Na equação de perda de carga unitária $J = k.Q^n$, o expoente n assumiu valores próximos de 1,8. O coeficiente k assumiu valores diferentes para diâmetro, fabricante e tipo de engate. Tal coeficiente é função, não só do diâmetro, como também das características da rugosidade e geometria da tubulação.

Para a equação de perda de carga localizada $\Delta h_L = k \cdot Q^n$, o expoente n assumiu valores entre 1,7 a 2,6. O coeficiente k variou de modo análogo ao caso de perda de carga na tubulação.

O coeficiente de atrito f da equação de Darcy-Weisbach se comporta de maneira irregular para valores de Número de Reynolds próximos de 50×10^3 até 100×10^3 . O valor desse coeficiente, se não for adotado cuidadosamente, pode induzir a erros no cálculo da perda de carga.

Dificuldades relacionadas na seleção do valor f , aliada a complexidade da equação de Darcy-Weisbach dificultam o seu uso prático, comparada a utilização das equações propostas no presente trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Elaboração de projetos de sistemas de adução de água para abastecimento público: procedimento**; NB-591. Rio de Janeiro, 1977. 118p.

ASSY, T.M. **O emprego de fórmula universal de perda de carga e as limitações das fórmulas empíricas**. São Paulo, CETESB, 1977. 22p.

AZEVEDO NETO, J. M. de & ALVAREZ, G. A. **Manual de hidráulica**. 7.ed. São Paulo, Edgard Blücher, 1985. 2v., 724p.

BERNUTH, R.D. von & WILSON, T. Friction factors for small diameter plastic pipes. **Journal of Hydraulics Engineering**, New York, **115**(2); 183-92, Feb. 1989.

BOTREL, T.A. Hidráulica de microaspersores e de linhas laterais para irrigação localizada. Piracicaba, 1984. 78p. (Mestrado - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz"/USP).

CHURCHILL, S.W. Friction factor equation spans all fluid-flow regimes. **Chemical Engineering**, New York, **84**(24):91-2, Nov. 1977.

FARIA, M. Características hidráulicas do micro-gotejador Irtec e de linha lateral de irrigação. Viçosa, 1981. 78p. (M.S. - Universidade Federal de Viçosa).

GILES, R.V. **Mecânica dos fluidos e hidráulica**. Rio de Janeiro, McGraw-Hill, 1971. 401p.

HOWELL, T.A. & BARINAS, F.A. Pressure losses across trickle irrigation, fittings and emitters. **Transaction of the ASAE**, St. Joseph, **23**(4): 928-33, July/Aug. 1980.

ITO, H. Pressure losses in smooth pipe bends. **Journal of Basic Engineering**, New York, **82**(1): 131-43, Mar. 1960.

ITO, H. & IMAI, K. Energy losses at 90 pipe functions. **Journal of the Hydraulics Division**, New York, **99(9)**: 1353-68, Sept.1973.

IWANAMI, S.; SUU, T.; KATO, H. Study on flow characteristics in right-angled pipe fittings. **Bulletin of JSME**, Tokyo, **12(53)**: 1041-53, Oct. 1969.

JAMISON, D.K. & VILLEMONTÉ, J.R. Junction losses in laminar and transitional flows. **Journal Hydraulics Division**, New York, **97(7)**: 1045-63, July 1971.

KAMAND, F.Z. Hydraulic friction factors for pipe flow. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, New York, **114(2)**: 311-23, May 1988.

KAVASSAKI, Y. Desenvolvimento de técnica de medida de baixas pressões diferenciais aplicada a determinação de perda de carga localizada em conexões com redução. São Carlos, 1985. 118p. (Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos"/USP).

MACINTYRE, A. J. **Instalações hidráulicas**. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1982. 770p.

McENROE, B.M. Hydraulic friction factor for pipe flow.
Journal of Irrigation and Drainage Engineering, New
York, 115(5): 915-8, 1989.

MILLER, D.S. **Internal flow systems**. s.l., BHRA Fluid
Engineering, 1984. 290p. (BHRA Fluid Engineering
Series, 5).

MURAKAMI, M. & SHIMIZU, Y. Studies on the hydraulics
loss in pipe bends. **Bulletin of JSME**, Tokyo, 16(96):
981-92, June 1973.

NEVES, E.T. **Curso de hidráulica**. 2.ed. Porto Alegre,
Globo, 1968. 577p.

NEKRASOV, B. **Hydraulics**; for aeronautical engineers.
Moscow, Peace Publishers, s.d. 274p.

OLITTA, A. F. L. **Os métodos de irrigação**. São
Paulo, Nobel, 1984. 267p.

OLIVEIRA, A.S.; LEE, J.S.; CACERES, N.T.; THOMAZELLA,
R.A.D. Perdas de carga em juntas de ação rápida e tubos
novos de alumínio de 2, 3, 4, 5 e 6 polegadas de
diâmetro, usados na irrigação por aspersão. **O Solo**,
Piracicaba, 76(2): 35-49, jul./dez. 1984.

OLIVEIRA, C. Hidráulica de gotejadores e de linhas laterais para irrigação por gotejamento. Viçosa, 1978. 72p. (M.S. - Universidade Federal de Viçosa).

PEREIRA, A.J.S. & ALMEIDA, A.B. de. Formulação explícita e universal da resistência em tubos. In: CONGRESSO LATINO AMERICANO DE HIDRÁULICA, 12., São Paulo, 1986. **Anais.** São Paulo, Associação Internacional de Pesquisas Hidráulicas, 1986. v.1, p.56-66.

SILVESTRE, P. **Mecânica dos fluidos;** hidráulica - fundamentos. Belo Horizonte, UFMG, 1977. 122p. (Edições Engenharia, 42/77).

SILVESTRE, P. **Hidráulica geral.** Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1985. 316p.

SMITH, R.J. Energy loss in branching flow and its application to irrigation pipeline design. **Journal of Agricultural Engineering Research**, Silsoe, **41**(3): 181-9, Nov. 1988.

SOUZA, P. A. de. Quatro formulações unificadas e explícitas para o cálculo do fator de atrito (f) de escoamento forçado. In: CONGRESSO LATINO AMERICANO DE HIDRÁULICA, 12., São Paulo, 1986a. **Anais.** São Paulo, Associação Internacional de Pesquisas Hidráulicas, 1986a. v.1, p.67.

SOUZA, P.A. de. Nova formulação explícita para o cálculo do fator de atrito (f) de escoamento forçado. In: CONGRESSO LATINO AMERICANO DE HIDRÁULICA, 12., São Paulo, 1986. **Anais.** São Paulo, Associação Internacional de Pesquisas Hidráulicas, 1986b v.1 p.75-85.

STREETER, V.L. & WYLIE, E.B. **Mecânica dos fluidos.** 7. ed. São Paulo, McGraw Hill, 1982. 585p.

SWAMEE, P.K. & JAIN, A.K. Explicit equations for pipe flow problems. **Journal of the Hydraulics Division**, New York, 102(5): 657-67, May 1976.

TESTEZLAF, R. Estudo de perda de carga em tubulações e engates rápidos utilizados em linhas de irrigação. Campinas, 1982. 97p. (Mestrado - Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola/UNICAMP).

TIGRE. Tubos e conexões TIGRE IRRIGA de PVC rígido para linhas portáteis de irrigação. Joinville, s.d. 31p. (Irriga - LP. Boletim de Produtos).

TUPY. Manual de irrigação. Jaboaão, s.d. n.p.

VILLEMONTÉ, J.R. Some basic concepts on flow in braching conduits. Journal of the Hydraulics Division, New York, 103(7): 685-97, July 1977.

WILLIAMSON, J.V. & RHONE, T.J. Dividing flow in branches and wyes. Journal of the Hydraulics Division, New York, 99(5): 747-69, May 1973.

WILSEY, E.F. Friction factors for turbulent flow in pipes. Transaction of the ASCE, St. Joseph, 119: 331-7, 1954.