



Universidade do Porto
Faculdade de Engenharia
FEUP

ESTUDO DO TRANSPORTE PNEUMÁTICO VERTICAL DE ROLHAS DE CORTIÇA

Ricardo Nuno Basto Barbosa Monteiro

Licenciado em Engenharia Química pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
mestre em Fundamentos e Aplicações da Mecânica dos Fluidos

Dissertação realizada sob a supervisão do
Professor Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho,
Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, Julho de 2005

Resumo

O transporte pneumático de rolhas de cortiça é um processo muito usado na indústria corticeira, sendo o projecto deste tipo de instalações assente puramente numa base empírica.

Os estudos experimentais efectuados para caracterizar este tipo de transporte pneumático foram, até ao momento, apenas orientados para o estudo de processos de transporte pneumático na direcção horizontal, quer para o transporte em regime permanente, quer para a fase de aceleração das rolhas.

O propósito deste trabalho foi o de se estudar e caracterizar o transporte pneumático de rolhas de cortiça na direcção vertical. Para tal, foi projectada e construída uma instalação laboratorial que permitiu a aquisição de dados obtidos através de diversos ensaios realizados, com variação de alguns parâmetros característicos deste tipo de escoamento bifásico. Três tamanhos padrão de rolhas e um único diâmetro de conduta foram usados nas experiências.

Inicialmente foi analisada a evolução da perda de carga do escoamento bifásico por unidade de comprimento da conduta. Através desta primeira interpretação dos dados foi possível verificar que, durante o regime transitório inicial, os valores de perda de carga são elevados e que estes assumem uma tendência mais linear e constante, assim que se aproximam as condições de escoamento em regime permanente.

Duas zonas distintas puderam então ser perfeitamente definidas, a região de transporte em regime transitório, durante a qual se verifica a aceleração das rolhas, e a região de transporte regime permanente, onde o escoamento bifásico está perfeitamente

estabilizado. Embora cronologicamente a região de regime transitório seja anterior à região de regime permanente, optou-se, no tratamento e interpretação dos dados experimentais, por se analisar em primeiro lugar a zona de transporte em regime permanente, seguindo-se depois a zona de regime transitório.

Na região de regime permanente constata-se que o valor da perda de carga, por unidade de comprimento de conduta, para o transporte pneumático na vertical de rolhas de cortiça, é superior à perda de carga associada à fricção do escoamento gasoso isolado, para um mesmo valor de velocidade de fluido transportador, ao contrário do que sucedia no transporte pneumático horizontal de rolhas de cortiça. Dos resultados experimentais foi ainda possível observar tendências de evolução da perda de carga, quando se variam os diversos parâmetros característicos do escoamento.

Os dados da perda de carga experimentalmente obtidos foram comparados com valores calculados através de um modelo generalista presente na literatura. A pouca adequabilidade dos modelos generalistas ao caso concreto do transporte pneumático das rolhas, justificou o desenvolvimento, por correlação não-linear dos dados experimentais, de uma expressão para o factor de fricção deste escoamento bifásico, como função de grupos adimensionais, fisicamente caracterizadores deste tipo de escoamento.

Quanto ao regime transiente, este trabalho visou a análise da variação do comprimento necessário para que se atinjam as condições de regime permanente, com a variação de alguns parâmetros do escoamento – comprimento de reaceleração. Numa primeira análise verificou-se que, para este tipo de transporte pneumático, o valor do comprimento de reaceleração é idêntico ao comprimento de aceleração obtido para transporte pneumático na horizontal.

Os dados de comprimentos de aceleração experimentalmente obtidos foram também comparados com valores calculados através de uma equação generalista presente na literatura, não sendo as conclusões satisfatórias. Foi conseqüentemente desenvolvida, por correlação não-linear dos dados experimentais, uma expressão para o comprimento de reaceleração das rolhas, em função de grupos adimensionais caracterizadores deste escoamento bifásico.

Abstract

The pneumatic conveying of cork stoppers is used in the cork processing industries with equipments designed and built purely on an empirical basis.

Experimental studies to characterize this type of pneumatic conveying have been, so far, oriented towards the study of horizontal conveying processes, either for steady state transportation or for the acceleration phase.

The intention of this work was to study and characterize the pneumatic transport of cork stoppers in the vertical direction. For such, it was projected and constructed a laboratorial installation that allowed the acquisition of data obtained through different tests carried out with variation of some characteristic parameters of this type of two-phase flow. Three standard stopper sizes and a single pipe diameter were used in the experiments.

Initially, the evolution of the pressure drop of the two-phase flow per unit of length of the pipe was analysed. Through this first interpretation of the data it was possible to confirm that, during the initial transient regime, the values of pressure drop rose abruptly, but were afterwards followed by a smoother reduction trend, when it gets close to the conditions of steady state.

Two distinct zones have been perfectly defined; the region of transport in transient regime, where it happens the acceleration of the corks, and the steady state transport region, where the two-phase flow is perfectly stabilized. Although the region of transient regime is previous to the steady state region, it was opted, in the treatment and

interpretation of the experimental data, to analyse in first place the zone of steady state conveying.

In the steady state region the experimental results obtained for the pressure drop per unit of pipe length show that, for the vertical pneumatic conveying of cork stoppers, those values are higher compared to the pressure drop associated with the friction of the isolated gas flow, for the same value of transporting fluid velocity, in contrast to what succeeded in the horizontal pneumatic conveying of cork stoppers. Based on the experimental results it was also possible to observe main trends on the evolution of the pressure drop, when several characteristic parameters of the two-phase flow were changed.

The experimental data of the pressure drop had been compared with values calculated through a general model presented in literature. Because of the low adequateness of this general model to the concrete case of the pneumatic conveying of the corks, it justified the development, by non-linear correlation of the experimental data, of an expression for the frictional factor of this two-phase flow, as a simple function of dimensionless parameters that physically characterize this type of flow.

As far as the transient regimen was concerned, this experimental work allowed the analysis of the variation of the necessary pipe length until conditions of steady state were reached – re-acceleration length, with the variation of some characteristic flow parameters. In a first analysis it was verified that, for this type of pneumatic conveying, the value of the re-acceleration length is identical to the acceleration length obtained for horizontal pneumatic conveying.

The experimental data of re-acceleration lengths have also been compared with values calculated through a general equation for the acceleration length presented in literature, with no satisfactory conclusions. So, again, it was developed, by a non-linear correlation of the experimental data, an expression for the re-acceleration length of the corks, as a simple function of dimensionless parameters that physically characterize this type of flow.

Résumé

Le transport pneumatique de bouchon de liège est un procédé très utilisé dans l'industrie du liège, le projet de ce type d'installations étant purement fondé sur une base empirique.

Les études expérimentales effectuées pour caractériser ce type de transport pneumatique ont été, jusqu'à présent, seulement orientées pour l'étude de processus de transport pneumatique dans la direction horizontale, soit pour le transport en régime permanent, soit pour la phase d'accélération des bouchons.

Le propos de ce travail a été d'étudier et de caractériser le transport pneumatique de bouchons de liège dans la direction verticale. Pour ce faire, une installation en laboratoire a été projetée et construite, ce qui a permis l'acquisition de données obtenues à travers de divers essais réalisés avec variation de certains paramètres caractéristiques de ce type d'écoulement biphasé. Trois dimensions étalon de bouchons et un seul diamètre de conduite ont été utilisés dans les expériences.

L'évolution de la perte de charge de l'écoulement biphasé par unité de longueur de la conduite a été initialement analysée. À travers de cette première interprétation des données, il a été possible de vérifier que, pendant le régime transitoire initial, les valeurs de perte de charge sont élevées et que celles-ci assument une tendance plus plane, aussitôt que l'on s'approche des conditions d'écoulement en régime permanent.

Deux zones distinctes ont pu alors parfaitement être définies, la région de transport en régime transitoire, pendant lequel se vérifie l'accélération des bouchons, et la région de transport en régime permanent, où l'écoulement biphasé est parfaitement stabilisé. Bien que chronologiquement la région de régime transitoire soit précédente à la

région de régime permanent, il a été opté, dans le traitement et l'interprétation des données expérimentales, d'analyser en premier lieu la zone de transport en régime permanent, et ensuite la zone de régime transitoire.

Dans la région de régime permanent on constate que la valeur de la perte de charge, par unité de longueur de conduite, pour le transport pneumatique de bouchons de liège à la verticale, est supérieur à la perte de charge associée au frottement de l'écoulement gazeux isolé, pour une même valeur de vitesse de fluide transportant, au contraire de ce qui se passait dans le transport pneumatique horizontal des bouchons de liège. À partir des résultats expérimentaux il a été encore possible d'observer des tendances d'évolution de la perte de charge, quand les divers paramètres caractéristiques de l'écoulement varient.

Les données de perte de charge obtenues expérimentalement ont été comparées avec des valeurs calculées à travers un modèle généraliste existant dans la littérature. Le peu d'adéquation des modèles généralistes aux cas concrets du transport pneumatique des bouchons, a justifié le développement, par corrélation non-linéaire des données expérimentales, d'une expression pour le facteur de friction de cet écoulement biphasé, comme fonction de groupes adimensionnels, physiquement caractéristiques de ce type d'écoulement.

Quant au régime transitoire, ce travail a visé l'analyse de la variation de la longueur nécessaire pour laquelle sont atteintes les conditions de régime permanent, avec la variation de quelques paramètres d'écoulement - longueur de réaccélération. Dans une première analyse il a été vérifié que, pour ce type de transport pneumatique, la valeur de la longueur de réaccélération est identique à la longueur d'accélération obtenue pour le transport pneumatique à l'horizontale.

Les données de longueurs d'accélération expérimentalement obtenues ont aussi été comparées avec des valeurs calculées à travers une équation généraliste existant dans la littérature, les conclusions n'étant pas satisfaisantes. En conséquence il a été développé, par corrélation non-linéaire des données expérimentales, une expression pour la longueur de réaccélération des bouchons, en fonction de groupes adimensionnels caractéristiques de cet écoulement biphasé.

Agradecimentos

Começo por agradecer de uma forma especial ao Professor Carlos Pinho, meu orientador, por toda a sua ajuda, dedicação e sobretudo paciência. Sem o seu apoio e ensinamentos este trabalho não teria sido possível.

Ao INEGI, Instituto de Mecânica e Gestão Industrial, nomeadamente ao CETERM, pela cedência das suas instalações para a realização da parte experimental deste trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial da Escola Superior de Tecnologia de Viseu, pelo incentivo dado e pelo esforço em criar condições para que tivesse a disponibilidade necessária para a realização deste trabalho.

A todos os meus amigos por, de forma directa ou indirecta, me terem sempre apoiado e incentivado. Um agradecimento muito especial aos meus amigos do INEGI: Dani, Silvina, Leonardo, Sr. Vitor e Avec pela preciosa ajuda prestada quer no trabalho laboratorial, quer na parte final de escrita da tese.

Por último uma palavra de carinho para os meus pais e irmão. Sempre presentes e essenciais em tudo na minha vida, foram uma vez mais fundamentais nesta etapa. Por tudo, o meu muito obrigado.

Nomenclatura

A	área da secção recta da conduta	$[m^2]$
B_x	Erro sistemático associado à medição da grandeza x	$[-]$
C_D	Coeficiente de arrasto para uma nuvem de partículas	$[-]$
C_{DS}	Coeficiente de arrasto para uma partícula	$[-]$
C_o	Coeficiente de descarga do orifício	$[-]$
d	Diâmetro das partículas (rolhas)	$[m, mm]$
D	Diâmetro da tubagem	$[m, mm]$
d_p	Diâmetro equivalente da partícula (rolhas)	$[m, mm]$
f	Factor de fricção para o gás, formulação de Darcy	$[-]$
F_D	Força de arrasto	$[N]$
f_g	Factor de fricção para o gás, formulação de Fanning	$[-]$
f_p	Factor de fricção para o sólido, formulação de Darcy	$[-]$
Fr	Número de Froude	$[-]$
Fr_{salt}	Número de Froude para condições de saltação	$[-]$
f_s	Factor de fricção para o sólido, formulação de Fanning	$[-]$
g	Aceleração gravítica	$[m/s^2]$
H	Altura das rolhas	$[m, mm]$
L	Comprimento de tubagem	$[m, mm]$
L_a	Comprimento de aceleração das partículas sólidas	$[m]$

$L_{a\ calc}$	Comprimento de aceleração calculado pelas correlações	[m]
$L_{a\ exp}$	Comprimento de aceleração experimental	[m]
$L_{a\ R\&D}$	Comprimento de aceleração calculado através de R & D	[m]
m_p	Massa das rolhas	[kg]
$\dot{m}_p$	Caudal mássico de rolhas	[kg/s]
$\dot{m}_f$	Caudal mássico do ar transportador	[kg/s]
P	Pressão ambiente absoluta	[Pa]
P_x	Erro aleatório associado à medição da grandeza x	[-]
Q	Caudal volúmico	[m ³ /s]
R	Constante dos gases perfeitos	[Pa.m ³ /(kmol.k)]
Re	Número de Reynolds do escoamento gasoso	[-]
Re_p	Número de Reynolds da partícula	[-]
Re_t	Número de Reynolds terminal da partícula	[-]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[s]
U_c	Velocidade de engasgamento ou sufoco	[m/s]
U_f	Velocidade intersticial do fluido	[m/s]
U_p	Velocidade das partículas sólidas	[m/s]
U_{salt}	Velocidade de saltitação	[m/s]
U_t	Velocidade terminal das partículas	[m/s]
U_x	Incerteza associada à medição da grandeza x	[-]
v	Velocidade média do tubo de Pitot	[m/s]
$V_{conduta}$	Volume da conduta onde ocorre transporte	[m ³]
V_p	Volume da partícula	[m ³]
V_{rolhas}	Volume de rolhas (necessário para o calculo da porosidade)	[m ³]
y	Posição do tubo de Pitot	[m]
ε	Porosidade do escoamento bifásico	[-]
θ	Factor de carga do escoamento bifásico	[-]
ε_c	Porosidade do escoamento nas condições de engasgamento	[-]
μ_f	Viscosidade dinâmica do ar	[Pa.s]
ΔP_{exp}	Perda de carga do escoamento experimental	[Pa, mmH ₂ O]

ΔP_g	Perda de carga da fase gasosa	[Pa, mmH ₂ O]
ΔP_{Nam}	Perda de carga do escoamento por Namkung e Cho	[Pa, mmH ₂ O]
ΔP_s	Perda de carga da fase sólida	[Pa, mmH ₂ O]
ΔP_t	Perda de carga total	[Pa, mmH ₂ O]
λ_s	Factor de atrito da fase sólida	[-]
λ_t	Factor de atrito total	[-]
$\lambda_{t\,cal}$	Factor de atrito calculado através da correlação teórica	[-]
$\lambda_{t\,exp}$	Factor de atrito experimental	[-]
ρ_f	Massa volúmica do fluido	[kg/m ³]
ρ_p	Massa volúmica das partículas (rolhas)	[kg/m ³]
$\varPi$	Parâmetro de ajuste	[-]
ψ	Esfericidade das partículas	[-]

Lista de Figuras

	<i>Pág.</i>
1.1 Escoamento bifásico gás-sólido (Transporte Pneumático).	2
1.2 Sistema de transporte pneumático na instalação industrial da Peugeot em Valentigney, França (1847), Molerus (1996).	3
1.3 – Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sobrepressão, Purutyan et al. (2001).	7
1.4 Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em depressão, Purutyan et al. (2001).	8
1.5 Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sistema misto, Purutyan et al. (2001).	9
1.6 Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sistema fechado, Purutyan et al. (2001).	10
1.7 Diagrama de estado geral para fluxo sólidos em transporte pneumático, Purutyan et al. (2001).	11
1.8 Diagrama de fase para transporte pneumático na direcção horizontal	13
1.9 Diagrama de fase para transporte pneumático na direcção vertical.	15
1.10 Fluxo de partículas solidas ao longo de uma curvatura. Efeito de corda.	30
1.11 Fracção volúmica de sólidos, num escoamento bifásico gás-sólido, numa curva a 90°, Lee et al. (2004).	31
2.1 Esquema da instalação experimental.	36
2.2 Ventilador centrífugo usado como movimentador primário	37
2.3 Variador de frequência usado (ABB- modelo ACS401000932).	37

2.4	Zona da tubagem horizontal onde está instalado o medidor de caudal de diafragma.	38
2.5	Pormenor da placa orifício para medição indirecta do caudal de fluido transportador.	39
2.6	Tremonha de alimentação de sólidos à conduta.	40
2.7	Esquema da curva de mudança de direcção usada.	41
2.8	Curva de mudança de direcção usada.	41
2.9	Pormenor da conduta vertical.	42
2.10	Barómetro usado para medição da Pressão atmosférica.	43
2.11	Conjunto termómetro/higrómetro usado para medição da temperatura ambiente.	43
2.12	Sistema de aquisição de dados.	44
3.1	Dimensões medidas para caracterização do material.	46
3.2	Esquema da instalação usada para calibração dos transdutores de pressão.	46
4.1	Evolução da perda de carga por unidade de comprimento ao longo da conduta vertical de transporte pneumático.	56
4.2	Valores experimentais obtidos para ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,13 e $Fr = 20$.	58
4.3	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×22).	59
4.4	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×22).	60
4.5	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×22).	61
4.6	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×22).	62
4.7	Evolução da perda de carga Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista via equação de Blasius (rolhas 38×22).	63
4.8	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×24).	64
4.9	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×24).	65
4.10	Evolução da perda de carga (Rolhas 38×24).	66
4.11	Evolução da perda de carga Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista pela equação de Blasius (rolhas 38×24).	67
4.12	Evolução da perda de carga (Rolhas 45×24).	68
4.13	Evolução da perda de carga (Rolhas 45×24).	69
4.14	Evolução da perda de carga (Rolhas 45×24).	69

4.15	Evolução da perda de carga. Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista pela equação de Blasius (rolhas 45×24).	70
4.16	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Namkung e Cho (2002) para a perda de carga em regime permanente.	73
4.17	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Namkung e Cho (2002) para a perda de carga em regime permanente. Factor de fricção da fase sólida calculado a partir da correlação desenvolvida por Reddy and Pei (1969).	74
4.18	Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 38×22).	79
4.19	Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 38×24).	81
4.20	Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 45×24).	83
4.21	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (4.14) para o factor global de fricção.	85
4.22	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (4.15) para o factor global de fricção.	86
4.23	Evolução da perda de carga por metro de conduta vertical para diferentes ensaios de transporte pneumático de rolhas 45×24 .	54
4.24	Comparação dos valores obtidos para a perda de carga por comprimento de conduta em regime permanente através das diferentes correlações e dos experimentais em função do factor de carga dos sólidos para uma situação de transporte pneumático de rolhas 45×24 , com $Fr=19,38$.	55
4.25	Comparação dos valores obtidos para a perda de carga por comprimento de conduta em regime permanente através das diferentes correlações e dos experimentais em função do número de Froude para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×24 , com $\theta=0,22$.	55
5.1	Ajustes dos valores experimentais para determinação do comprimento de aceleração experimental.	58

5.2	Valores experimentais para o comprimento de aceleração obtidos em ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,13 e $Fr = 20$.	58
5.3	Valores experimentais obtidos para o comprimento de aceleração em ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,14. Rolhas 38×22.	63
5.4	Valores experimentais obtidos para o comprimento da aceleração em ensaios realizados com um $Fr = 25$. Rolhas 38×24.	67
5.5	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 38×22)	71
5.6	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 38×24).	75
5.7	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 45×24).	78
5.8	Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento de aceleração dos diferentes tipos de rolhas testados.	79
5.9	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.28) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 38×22.	81
5.10	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.29) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 38×24.	83
5.11	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.30) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 38×24.	86
5.12	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.32) para o comprimento de regime transiente.	91
5.13	Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.33) para o comprimento de regime transiente.	91

5.14	Comparação dos valores obtidos do comprimento de regime transiente através das diferentes correlações, e dos experimentais em função do factor de carga dos sólidos para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×22, com $Fr=19,8$.	93
5.15	Comparação dos valores obtidos do comprimento de regime transiente através das diferentes correlações, e dos experimentais em função do número de Froude para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×24, com $\theta=0,22$.	94
II.1	Recta de calibração para o transdutor de pressão 1	95
II.2	Recta de calibração para o transdutor de pressão 2	96
III.1	Curva de calibração para a placa orifício.	96

Índice

	<i>Pág.</i>
Resumo	I
Abstract	III
Résumé	V
Agradecimentos	VII
Nomenclatura	VIII
Índice	XI
Lista de figuras	XV
1 – Introdução	1
1.1 – Considerações gerais	1
1.2 - Vantagens e desvantagens	4
1.3 -Forças envolvidas no transporte de sólidos em suspensão	5
1.4 - Tipos de sistemas de transporte pneumático	6
1.4.1 - Sistemas de sobrepressão	6
1.4.2-Sistemas de depressão	7
1.4.3 - Sistemas mistos	8
1.4.4 - Sistemas em circuito fechado	9
1.5 - Princípios de funcionamento – Fases do escoamento	10
1.5.1 - Fases do escoamento no transporte pneumático na horizontal	12
1.5.2 - Fases do escoamento no transporte pneumático na vertical	14
1.6 – Velocidades críticas no transporte pneumático	16

1.6.1 – Considerações gerais	16
1.6.2–Conceito de velocidade terminal	17
1.6.3 - Velocidade mínima de gás em transporte vertical. Velocidade de entupimento, engasgamento ou sufoco	19
1.6.4 - Velocidade crítica de gás em transporte horizontal. Velocidade de saltitação	21
1.7 – Queda de pressão em transporte pneumático	22
1.7.1 – Considerações gerais	22
1.7.2 – Correlações disponíveis na literatura para a previsão das perdas de carga	23
1.8 – Transporte pneumático em regime transitório	28
1.8.1- Aceleração das partículas sólidas	28
1.8.2 - Zona de re-aceleração das partículas sólidas – Efeito da mudança de direcção	29
1.9 – Transporte pneumático de rolhas de cortiça	32
2 – Instalação Experimental	35
2.1- Considerações gerais	35
2.2 – Movimentador de ar primário usado e respectiva medição de caudal de fluido transportador	36
2.3 – Dispositivo de alimentação de sólidos	39
2.4– Mudança de direcção do escoamento	40
2.5 – Medição das condições ambientais	42
2.6 – Aquisição de dados	44
3 – Procedimento experimental	45
3.1 - Caracterização do material a transportar	45
3.2- Calibração dos transdutores de pressão	46
3.3- Calibração da placa orifício para a medição do caudal de ar transportador	47
3.3.1 – Considerações gerais	47
3.3.2 – Metodologia usada na calibração da placa orifício	48
3.3.3 - Correção da velocidade superficial do fluido para a temperatura do ensaio	49

3.4 - Determinação das perdas de carga no transporte pneumático na vertical	51
3.4.1 – Metodologia experimental usada	51
3.4.2-Análise prévia dos resultados experimentais	52
4 – Resultados experimentais – Regime permanente	54
4.1 – Caracterização das partículas sólidas	54
4.2 – Resultados experimentais para escoamento em regime permanente	55
4.2.1- Considerações gerais	55
4.2.2- Influência da dimensão das rolhas	58
4.2.3 – Resultados experimentais para rolhas tipo 38 × 22	58
4.2.4 – Resultados experimentais para rolhas tipo 38 × 24	63
4.2.5 – Resultados experimentais para rolhas tipo 45 × 24	67
4.3 – Comparação dos resultados experimentais com correlações existentes na bibliografia. Modelo de Namkung e Cho(2002)	71
4.4 - Correlação dos resultados experimentais do presente trabalho	75
4.4.1- Rolhas 38 × 22	78
4.4.2 - Rolhas 38×24	79
4.4.3 - Rolhas 45×24	81
4.4.4 - Correlação global para os diferentes tipos de rolhas testados	83
4.5 – Conclusões	86
5 - Escoamento em regime transiente	91
5.1 – Resultados experimentais	91
5.1.1- Influência da dimensão das rolhas	93
5.1.2- Influência do número de Froude	94
5.1.3- Influência do factor de carga de sólidos	95
5.2 – Comparação dos resultados experimentais com correlações existentes na bibliografia	96
5.2.1 – Correlação de Rose e Duckworth	96
5.2.1.1- Rolhas 38×22	98
5.2.1.2- Rolhas 38×24	99
5.2.1.3- Rolhas 45×24	100

5.2.1.4- Comparação global dos resultados	100
5.2.2 – Correlação de Klinzing (2003)	102
5.3 – Correlação dos resultados experimentais do presente trabalho	103
5.3.1 - Rolhas 38×22	108
5.3.2 - Rolhas 38×24	109
5.3.3 - Rolhas 45×24	110
5.3.4 - Correlação universal	112
5.4 – Conclusões	115
6 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	118
6.1 – Conclusões	118
6.2 - Sugestões para trabalhos futuros	122
7 - Referências Bibliográficas	123
ANEXO I – Caracterização do material a transportar	131
I.1 - Rolhas 38 × 22	132
I.2 - Rolhas 38 × 24	133
I.3 - Rolhas 45 × 24	134
ANEXO II – Rectas de calibração dos transdutores de pressão	135
ANEXO III – Curva de calibração da placa orifício	137
ANEXO IV – Incertezas associadas aos resultados experimentais	138

1 **Introdução**

1.1 – Considerações gerais

O escoamento de misturas bifásicas gás-sólido, normalmente denominado transporte pneumático quando o fluido transportador é o ar, é muito utilizado em variados tipos de indústrias, entre elas as indústrias corticeiras, na carga e descarga de materiais secos assim como na distribuição de materiais para e de reactores químicos.

O conhecimento e compreensão dos mecanismos de transporte de sólidos granulares e pós nos processos industriais, nomeadamente nas indústrias químicas, tem sido ao longo do tempo um desafio e um objectivo. De facto, enquanto que líquidos podem ser transportados praticamente em qualquer lugar numa instalação industrial através de uma tubagem, os sólidos granulares são normalmente movidos através de equipamentos mecânicos, tais como transportadores de correia, de parafuso ou por arrasto. Estes métodos impõem limitações severas na disposição construtiva dos equipamentos assim como na distribuição dos sólidos e, na maioria de casos, podem provocar a contaminação e expõem o produto ao contacto directo com peças mecânicas, com consequente risco de degradação (Purutyan et al., 2001).

Em alternativa a esses sistemas surge o transporte pneumático e hidráulico, que oferecem a flexibilidade do transporte dos sólidos em tubagens. O princípio destes sistemas de transporte de sólidos é simples, dispersa-se um pó ou um sólido granular no seio de um fluido em escoamento numa tubagem e transporta-se até ao destino desejado, local onde será então separado o sólido transportado do fluido transportador. Estamos

portanto na presença de um escoamento bifásico (líquido-sólido no caso do transporte hidráulico e gás-sólido no caso do transporte pneumático).



Figura 1.1 – Escoamento bifásico gás-sólido (Transporte Pneumático).

Na natureza estamos rodeados por variadíssimos exemplos de escoamentos bifásicos gás-sólido como por exemplo nuvens de poeira e de fumo. O estudo destes tipos de escoamento e a tentativa de os utilizar em benefício do homem foi sempre um objectivo importante. A sua utilização é muito diversa indo desde a secagem pneumática até ao *cracking* catalítico, por exemplo. O transporte pneumático, ou seja, o método de transporte de sólidos granulares em tubagens usando uma corrente gasosa como fluido transportador surge como outra importante área deste tipo de escoamentos. De facto, a maior parte das partículas de diferentes materiais podem ser transportadas pneumaticamente, a não ser que estejam húmidas ou pegajosas. O tamanho de partículas que podem ser transportadas com esta tecnologia pode variar desde a ordem de grandeza dos micrómetros até partículas com tamanho de ordem de grandeza do centímetro.

Esta tecnologia é considerada uma das inovações que caracteriza a indústria de século XIX. O primeiro sistema de transporte pneumático documentado reporta a 1847 e localizava-se na instalação industrial da Peugeot em Valentigney, França. Esse sistema

consistia numa unidade de despoeiramento de catorze rectificadoras, conforme representado na figura seguinte (Molerus, 1996).

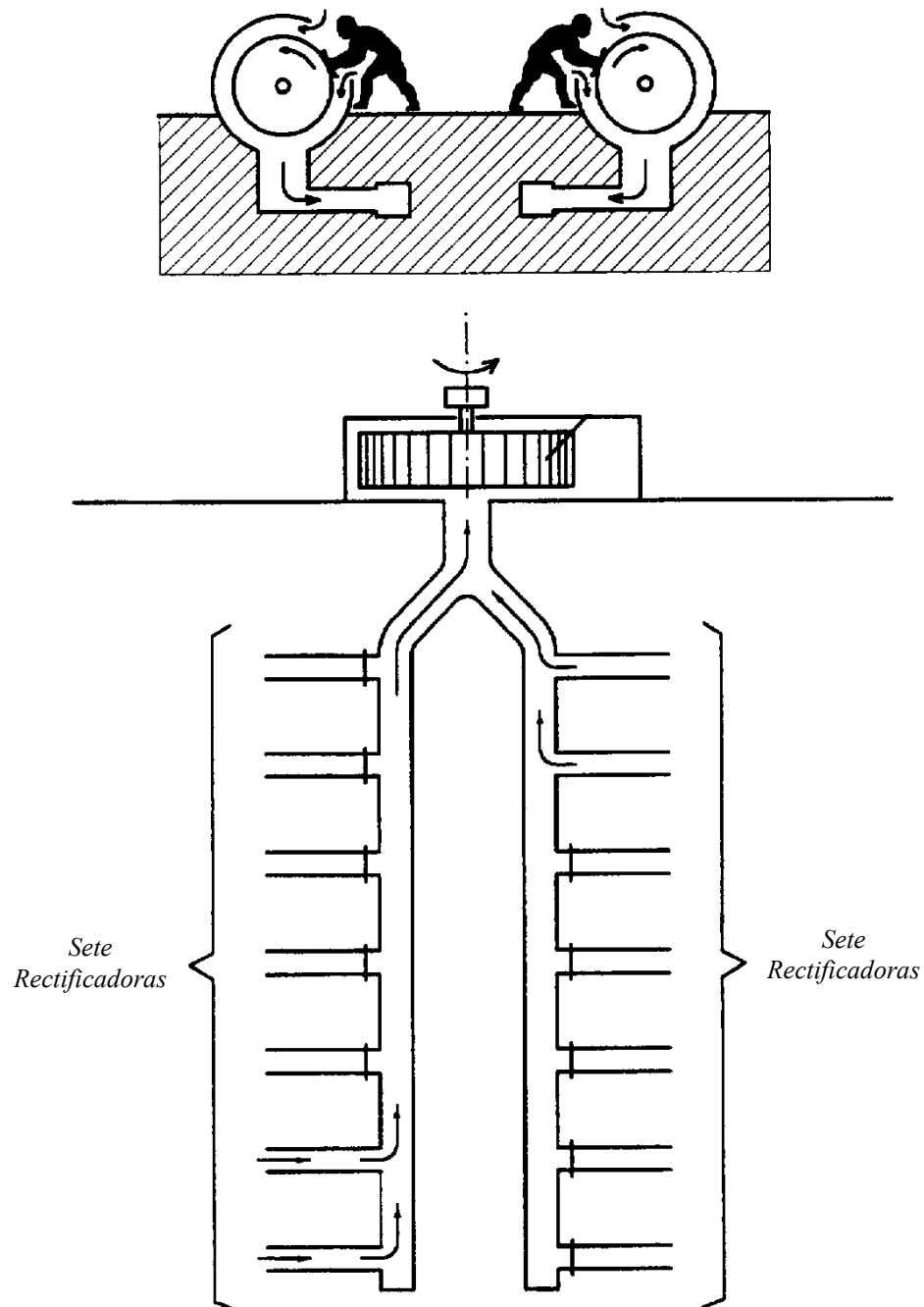


Figura 1.2 - Sistema de transporte pneumático na instalação industrial da Peugeot em Valentigney, França (1847), Molerus (1996).

Outra aplicação considerada como um dos primeiros usos documentados desta tecnologia foi o descarregamento de trigo das barcas para os moinhos de farinha, no fim do século XIX em Londres (Reed, 1991).

1.2 Vantagens e desvantagens

De certo modo, o transporte pneumático de partículas sólidas baseia-se num princípio que é adequado principalmente para líquidos e gases. Sendo assim, não é de admirar que o transporte pneumático de sólidos, pese embora apresentar vantagens significativas, seja também caracterizado por algumas desvantagens, segundo Molerus (1996).

Vantagens:

1.Limpeza e contenção - Os sistemas pneumáticos devidamente projectados e construídos podem estar livres de poeiras. Os sistemas do vácuo têm a vantagem de que eventuais fugas nas condutas não provocam a perda dos sólidos a transportar, visto estes estarem a ser transportados a pressões inferiores à atmosférica, de modo que os sistemas mesmo danificados contêm, todo o produto verificando-se unicamente infiltrações do exterior para o interior dos sistemas.

2.Baixa contaminação - Os sistemas fechados podem impedir a maioria das formas de contaminação, além de que o contacto com componentes mecânicos é mínimo. Os sistemas de sobrepressão impedem a admissão de contaminantes para o interior do sistema, para além de que podem usar o gás seco inerte como fluido transportador para excluir o oxigénio e a humidade e, consequentemente, reduzir o risco de explosividade associado ao transporte de pós.

Desvantagens:

Um dos inconvenientes principais é o elevado consumo de energia para o seu accionamento. Fazendo uma análise na base do custo por peso de material e por distância

de transporte, este tipo de sistema é, de longe, o método o mais caro de transportar partículas sólidas. Mas, em muitos casos, o custo mais elevado é justificado, porque as alternativas não são viáveis devido às limitações da disposição, às exigências de baixa contaminação ou de limpeza, assim como devido à pouca manutenção requerida para estas instalações.

1.3 -Forças envolvidas no transporte de sólidos em suspensão

Este tipo de transporte implica o aproveitamento das forças desenvolvidas pela interacção entre o sólido e o meio transportador. As forças envolvidas são o arrasto, peso, impulsão e as decorrentes da pressão. Em geral há que distinguir entre transporte pneumático e transporte hidráulico, dada a diferença de características existentes entre os fluidos transportadores num e noutro caso.

Assim sendo a força de arrasto, neste tipo de transporte (F_D), experimentada por uma partícula sólida imersa num escoamento será proporcional à massa volúmica do fluido, à área frontal da partícula e ao quadrado da velocidade relativa entre o sólido e o fluido,

$$F_D = C_D \cdot \frac{\rho_f}{2} \cdot (U_f - U_p)^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}. \quad (1.1)$$

A impulsão I , e o peso efectivo P (diferença entre o peso da partícula e a impulsão a que fica sujeita quando imersa num fluido) são por sua vez função das massas volúmicas do fluido e da partícula e do volume desta última,

$$I = \rho_f \cdot V_p \quad (1.2)$$

$$P = (\rho_p - \rho_f) \cdot V_p \quad (1.3)$$

Estas forças estão intimamente ligadas aos critérios a satisfazer para que se verifique o transporte em suspensão, quer na direcção vertical, quer na direcção horizontal.

Com efeito, o transporte de sólidos em suspensão recorrendo a um gás como fluido transportador, é fortemente influenciado pela baixa densidade destes fluidos, podendo afirmar-se que praticamente não existe impulsão. Esta desvantagem tem que ser compensada com a utilização de velocidades mais elevadas levando aos consequentes acréscimos de consumo de energia relativamente ao transporte hidráulico. De igual modo, o desgaste e o atrito assumem uma maior importância, o que impõe por sua vez limites para a velocidade.

Por outro lado, os gases são bastantes compressíveis, o que obriga ao aumento da velocidade ao longo da conduta devido à expansão causada pela redução de pressão, resultando em desgaste e consumo de energia acrescidos. O problema pode ser parcialmente ultrapassado aumentando-se a secção da conduta com a distância a vencer; mesmo assim o comprimento limite de uma instalação de transporte pneumático situa-se, em geral, nos 3 a 4 km, exigindo-se porém concentrações de sólido muito baixas relativamente às permitidas no transporte hidráulico.

O transporte pneumático é assim fundamentalmente vocacionado para curtas distâncias, geralmente dentro de uma unidade industrial ou entre unidades próximas.

1.4 - Tipos de sistemas de transporte pneumático

Os tipos de sistemas de transporte pneumático podem ser classificados de várias maneiras, dependendo da sua função ou da pressão de funcionamento (sobrepessão, depressão, combinado, ou circuito fechado).

1.4.1 - Sistemas de sobrepressão

Este tipo de instalações de transporte pneumático é ideal quando ocorre a situação de se ter um único ponto da alimentação e pontos de entrega múltiplos, Figura 1.3,

Purutyan et al. (2001). O escoamento bifásico em sistemas de sobrepressão pode ser de baixa pressão, fase diluída, ou fase densa de alta pressão. Estes sistemas podem ter capacidades mais elevadas e operar a distâncias mais longas do que as verificadas em sistemas de depressão. Como inconveniente, surge o facto de se operar a pressões mais elevadas do que a atmosfera, o que implica um redobrado cuidado em manter a estanqueidade das tubagens visto que, em caso de rompimentos das mesmas, haverá tendência imediata de fuga das partículas sólidas transportadas, assim como do ar transportador, inibindo-se as condições de transporte a jusante do ponto de fuga.

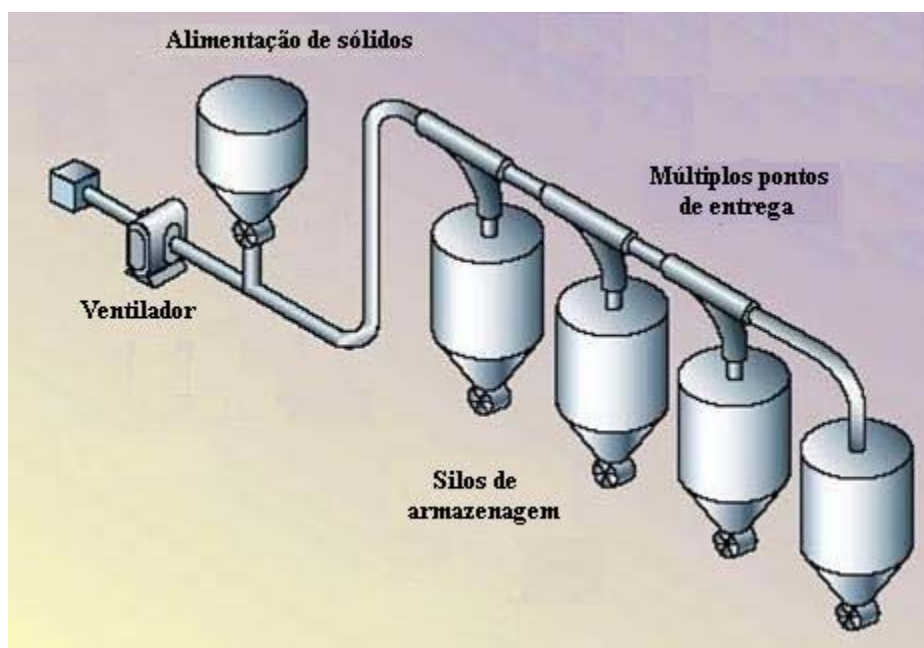


Figura 1.3 – Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sobrepressão, Purutyan et al. (2001).

1.4.2-Sistemas de depressão

Os sistemas de transporte pneumático em depressão ou por vácuo são ideais quando o produto tiver que ser recolhido de vários pontos de alimentação e transportado para um único destino, Figura 1.4, Purutyan et al. (2001).

Outro aspecto importante é que, já que a pressão de funcionamento é inferior à atmosférica, não há perigo de fuga dos materiais a transportar ao longo da linha. Assim, estes sistemas são muito úteis para transporte de materiais tóxicos ou perigosos. Os sistemas do vácuo (ou depressão) são limitados geralmente a umas distâncias mais curtas do que os de sobrepressão e operam tipicamente com um baixo factor de carga de sólidos.

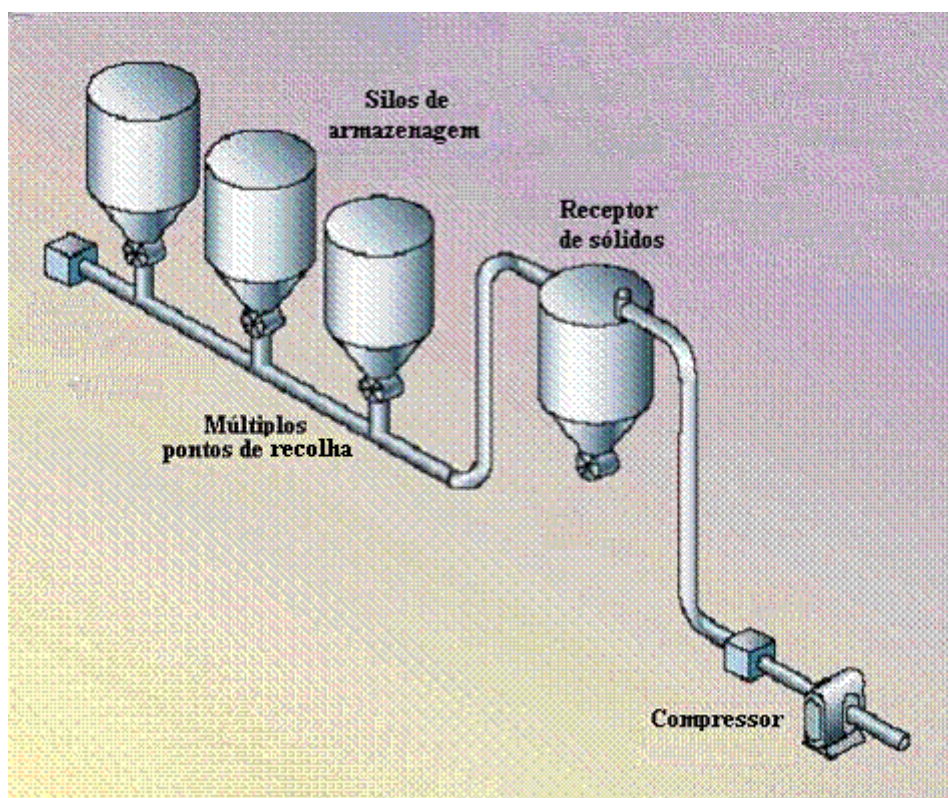


Figura 1.4 – Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em depressão, Purutyan et al. (2001).

Entretanto, neste tipo de sistemas, é também possível conseguir o transporte com um elevado factor de carga de sólidos e velocidade do fluido transportador baixa desde que seja para distâncias reduzidas (cerca de 50 m).

A velocidade requerida para o fluido transportador é frequentemente mais elevada num sistema de vácuo do que num sistema de sobrepressão, isto porque a densidade do gás é mais baixa nestes tipos de sistema.

1.4.3 - Sistemas mistos

Os sistemas mistos ou combinados conjugam, dentro a mesma instalação, os tipos de sistemas indicados anteriormente, podendo desse modo explorar as vantagens de cada um deles, Figura 1.5, Purutyan et al. (2001).

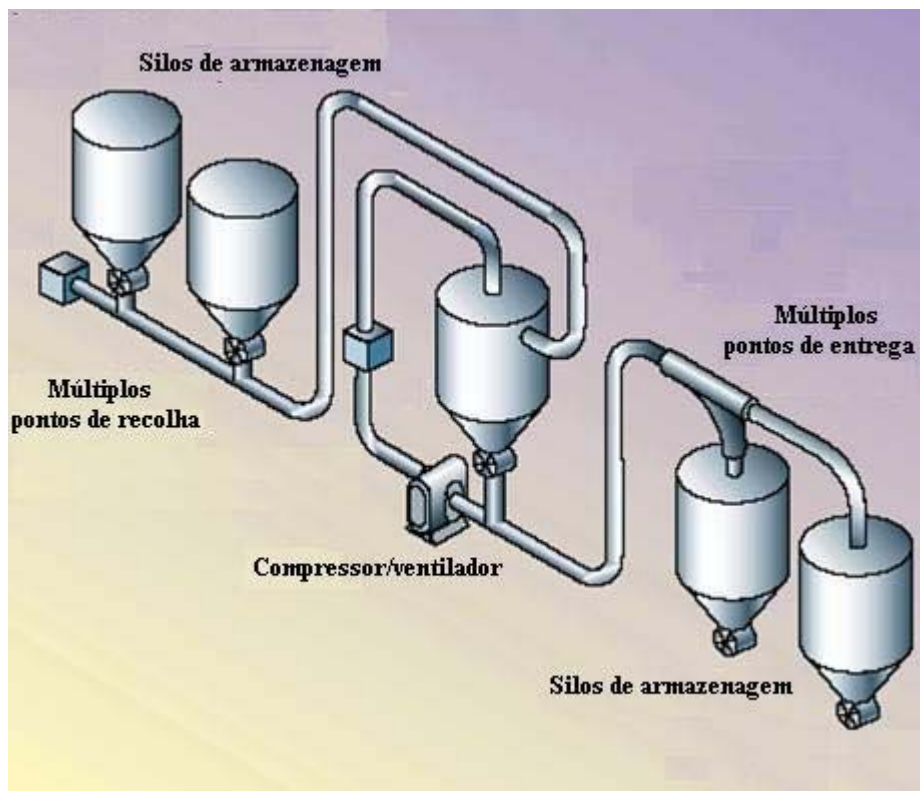


Figura 1.5 – Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sistema misto, Purutyan et al. (2001).

Estes sistemas são constituídos por duas secções: uma zona com funcionamento em depressão, seguida por uma outra zona a operar em sobrepressão. O benefício que advém de uma maior complexidade construtiva é que, a facilidade da alimentação em vácuo, permite vários pontos de entrada dos sólidos, combinada com a capacidade mais elevada e a distância mais longa atingida ao usar-se a sobrepressão, assim como a possibilidade de se terem diversos pontos de descarga de sólidos.

1.4.4 - Sistemas em circuito fechado

Os sistemas em circuito fechado são usados quando o gás transportador não é o ar, podendo ser, dependendo dos casos, o azoto, o dióxido de carbono, o árgon, ou vapor de água, Figura 1.6 (Purutyan et al., 2001). Nestes casos é usado um circuito fechado.

Isto verifica-se quando os materiais a transportar exigem o recurso a fluidos especiais.

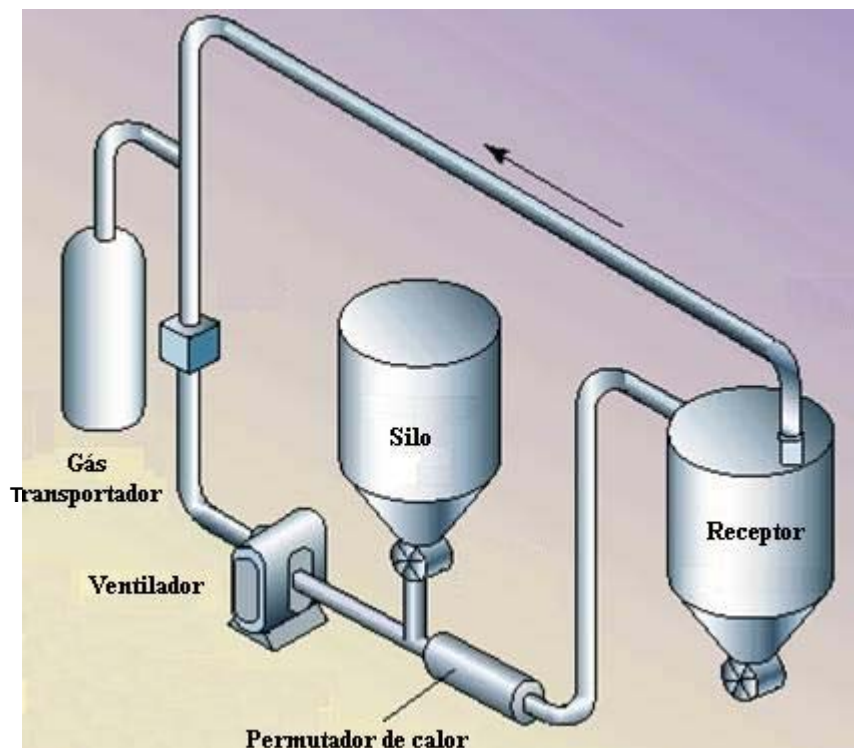


Figura 1.6 – Representação de um sistema de transporte pneumático a operar em sistema fechado, Purutyán et al. (2001).

1.5 - Princípios de funcionamento – Fases do escoamento

Para além das velocidades mínimas requeridas para transportar pneumáticamente uma quantidade especificada de sólidos num sistema dado, o projectista deve também saber a queda de pressão inerente ao escoamento bifásico. Esta exigência é função do caudal de alimentação dos sólidos e do fluxo do gás. A mesma quantidade de sólidos pode ser transportada numa determinada linha usando um número de combinações de queda de pressão e da velocidade. Este facto é explicado melhor graficamente através de um diagrama de estado geral, que representa a queda de pressão por metro de comprimento de conduta em função da velocidade do gás transportador, para um caudal de sólidos constante, Figura 1.7. Os pontos presentes neste gráfico representam, então, situações de diferentes factores de carga do transporte pneumático.

Define-se factor de carga θ como a razão entre o caudal mássico de sólidos transportado e o caudal mássico de ar transportador,

$$\theta = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_f} \quad (1.4)$$

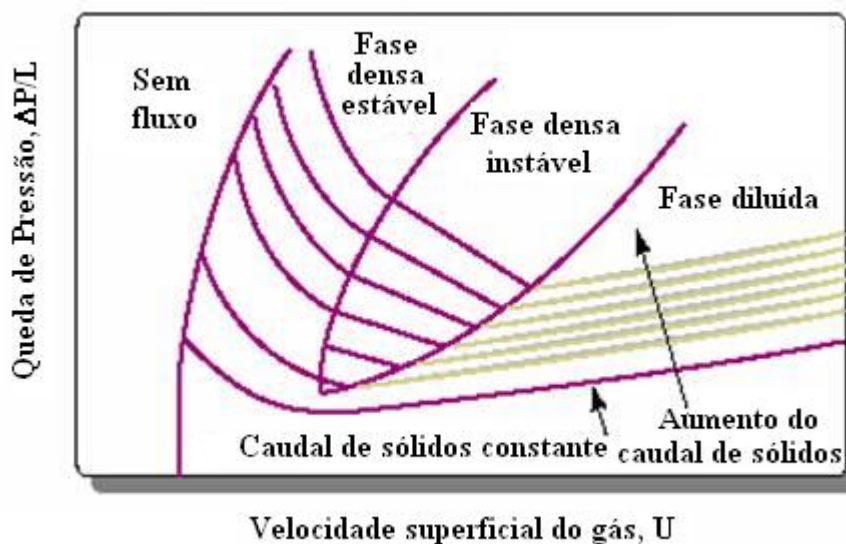


Figura 1.7- Diagrama de estado geral para fluxo sólidos em transporte pneumático, Purutyan et al. (2001).

As categorias de escoamento bifásico para transporte pneumático mais comuns e frequentemente pouco entendidas, são as de escoamento em fase diluída e em fase densa. De facto, o transporte pneumático de partículas sólidas, pode ocorrer sobre uma larga escala de condições, limitada numa extremidade pelo fluxo isolado de gás transportador sem sólidos em suspensão e, no outro extremo, por uma conduta completamente cheia de sólidos a transportar. As unidades de despoeiramento industriais são um exemplo de instalações de transporte pneumático que operam a baixas concentrações, onde o desempenho é governado quase inteiramente pelo fluxo do gás. A maioria dos sistemas industriais funcionam algures entre estes dois limites e expressam-se, de uma forma geral, como fase diluída ou fase densa, dependendo do factor de carga de sólidos.

1.5.1 - Fases do escoamento no transporte pneumático na horizontal

Para velocidades elevadas do gás, as partículas dos sólidos são suspensas geralmente no ar. Sob estas circunstâncias, os valores para o factor de carga dos sólidos são relativamente baixos, tipicamente abaixo de 15, e estamos na presença de transporte pneumático em fase diluída. Se a velocidade do gás for diminuída lentamente, a queda de pressão requerida para transportar pneumaticamente uma quantidade constante de sólidos, diminui igualmente. Após se ter alcançado um mínimo, uma redução adicional na velocidade do gás resulta num aumento da queda pressão, porque as colisões interparticulares aumentam e as partículas começam a depositar-se ao longo da geratriz inferior da conduta. Esta região, onde os factores de carga dos sólidos são tipicamente maiores do que 15 e a velocidade de gás transportador está abaixo da velocidade de saltitação, é a de transporte em fase densa.

Com muitos materiais, não há nenhum limite distinto que separe a região de fase diluída da região de fase densa enquanto que, com outros, limites muito distintos definem regiões de transporte estável e instável. Tipicamente, pós muito finos, tais como o cimento e a cal incluem-se nesta última categoria, que pode cobrir uma larga escala de condições de transporte pneumático. Outros materiais com granulometrias mais grosseiras, tais como a perlite e o açúcar, incluem-se na outra categoria, que tem uma região distinta onde as condições de transporte pneumático são instáveis ou impossíveis.

Teoricamente, o transporte pneumático mais eficiente pode ser conseguido nas velocidades que provocam quedas de pressão mais baixas, ou nos pontos do mínimo da pressão. Entretanto, como pode ser visto no diagrama de estado geral para partículas grosseiras, Figura 1.7, nem é sempre possível manter um fluxo estável nos mínimos teóricos da pressão. Para alguns materiais, o fluxo nesta região torna-se extremamente errático com flutuações severas da pressão, fazendo com que as partículas caiam fora da suspensão. Geralmente, o projectista deve decidir-se se o sistema se operará na região de baixa velocidade ou alta velocidade, (Purutyan et al., 2001).

Sistematizando podemos, através da análise do diagrama de fase para transporte pneumático horizontal, Figura 1.8, verificar as várias fases do escoamento.

Essas fases são função do factor de carga dos sólidos e da velocidade do fluido transportador.

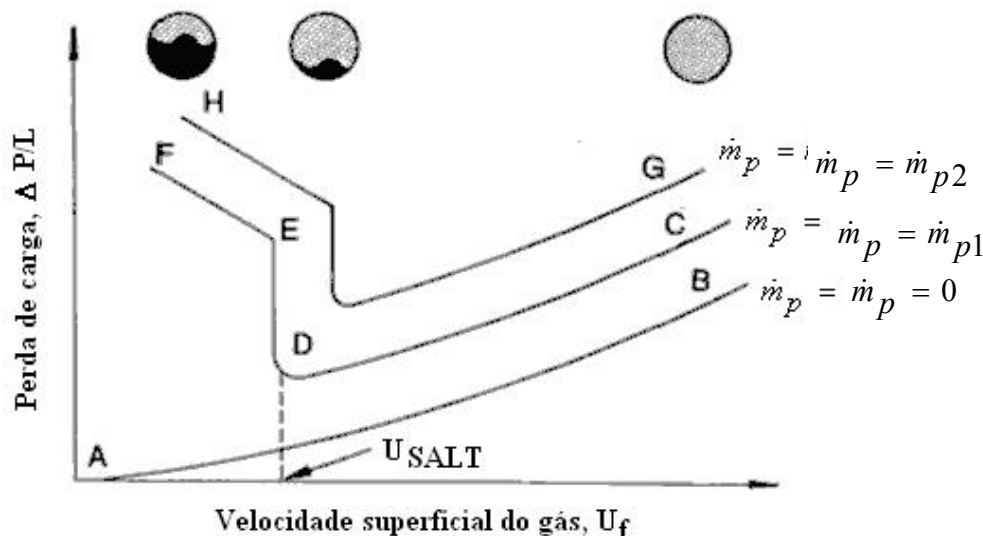


Figura 1.8 - Diagrama de fase para transporte pneumático na direcção horizontal.

Neste diagrama a linha AB representa a curva obtida para o escoamento monofásico de gás transportador, CDEF representa o escoamento bifásico com um determinado caudal de alimentação de sólidos aqui denominado por $\dot{m}_{p1}$, enquanto que a curva GH é para um escoamento com um caudal de alimentação de sólidos mais elevado, $\dot{m}_{p2}$.

No ponto C, a velocidade do gás é suficientemente elevada para transportar todos os sólidos numa suspensão muito diluída. As partículas sólidas são impedidas de sedimentar na geratriz inferior da conduta devido aos redemoinhos turbulentos, gerados na corrente de gás, segundo Rhodes (1998). Quando se reduz a velocidade do gás, mantendo constante o caudal de alimentação de sólidos, a resistência ao escoamento por fricção diminui, diminuindo consequentemente o valor de $\Delta P/L$. Os sólidos movem-se mais lentamente e o factor de carga de sólidos aumenta.

No ponto D a velocidade de gás é insuficiente para manter os sólidos em suspensão e estes começam a depositar-se ao longo da geratriz inferior da conduta. A velocidade de gás à qual isto acontece é chamada de velocidade de saltitação. Este conceito de velocidade de saltitação será adiante abordado com mais pormenor.

Uma posterior diminuição na velocidade do gás resulta numa rápida e maior deposição de sólidos e consequente aumento em $\Delta P/L$ à medida que a área disponível para fluxo de gás é restringida pela sedimentação de sólidos.

Na região E e F, alguns sólidos movem-se em fluxo de fase densa, ao longo do fundo do tubo, enquanto outros seguem em fluxo de fase diluída no gás, na parte superior do tubo.

1.5.2 - Fases do escoamento no transporte pneumático na vertical

No que diz respeito ao caso particular do transporte pneumático na direcção vertical, existem fundamentalmente três tipos de escoamento. Assim podemos considerar, segundo Yang (1976):

- Escoamento em fase diluída no qual os sólidos são transportados verticalmente como uma suspensão em dispersão com pequena concentração volúmica de sólidos (normalmente por volta de 5%);

- Escoamento em fase densa. Dois tipos de escoamento em fase densa podem ser distinguidos dependendo se a formação e o escoamento das bolhas ocorre no sistema particular gás/sólido. Se o *slugging* ocorre, as partículas são transportadas por bolhas tubulares alongadas de ar semelhantes ao que acontece num leito fluidizante borbulhante. Este tipo de fase de escoamento é denominado como fase densa com *slugging*. No entanto, para alguns sistemas (como para pós finos) o fenómeno de *slugging* não ocorre e os sólidos são transportados verticalmente numa fase densa com uma considerável recirculação interna de sólidos, resultando por vezes num factor de fricção de sólidos negativo devido ao fluxo contínuo de sólidos, na vertical, de cima para baixo, perto da parede da conduta. Este tipo de fase densa é análoga a um leito fluidizante circulante e pode ser denominado por fase densa sem *slugging*;

- Escoamento de trombos de leito fixo. Neste tipo de escoamento, as partículas são transportadas em bloco sob a forma de porções de leito fixo com uma porosidade da ordem de grandeza das observadas nos sistemas de leitos fixos estacionários e com um movimento relativo entre as partículas muito reduzido.

Para o caso particular do transporte pneumático na vertical será então válido o seguinte diagrama de estado geral, ver Figura 1.9.

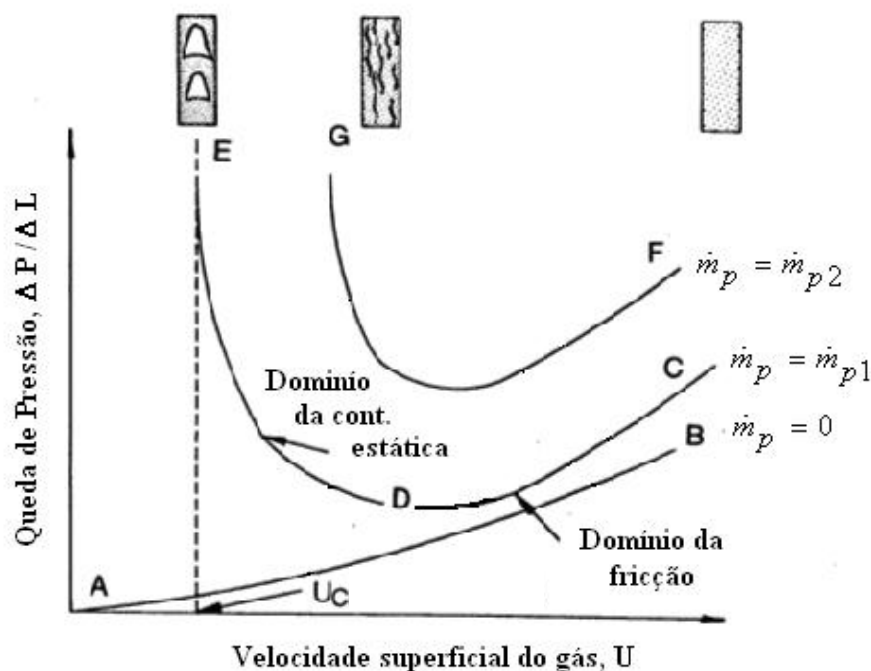


Figura 1.9 - Diagrama de fase para transporte pneumático na direcção vertical.

Neste diagrama a curva AB representa a evolução da queda de pressão por atrito, devida ao escoamento monofásico do gás numa linha de transporte vertical. A curva CDE é para um escoamento bifásico com um determinado caudal de alimentação de sólidos aqui denominado por $\dot{m}_{p1}$, enquanto que a curva FG é para um escoamento com um caudal de alimentação de sólidos mais elevado, $\dot{m}_{p2}$.

No ponto C a velocidade do gás é elevada, a concentração é baixa e a resistência do atrito entre o gás e a parede do tubo predomina. À medida em que a velocidade do gás é reduzida, a resistência do atrito diminui, mas como a concentração da suspensão aumenta, a carga estática exigida para suportar estes sólidos também aumenta. Se a velocidade do gás é reduzida a um valor abaixo do ponto D, então o aumento na carga estática excede em valor a diminuição na resistência por atrito e $\Delta p/L$ sobe novamente.

Na região DE a velocidade decrescente causa um aumento rápido na concentração de sólidos e é alcançado um ponto em que o gás não pode mais arrastar todos os sólidos.

Neste ponto, forma-se na linha de transporte um leito fluidizado deslizante (*slugging*).

1.6 – Velocidades críticas no transporte pneumático

1.6.1 – Considerações gerais

No projecto de instalações industriais de transporte pneumático foi já visto que o conhecimento da velocidade do fluido transportador é um factor fundamental e necessário para a obtenção de um transporte seguro e com uma perda de carga associada razoável.

De facto, considerações práticas inerentes à integridade física do material a transportar, à erosão das paredes da conduta e à obtenção de valores tão reduzidos quanto possíveis para a perda de carga do transporte pneumático, impõem limites superiores para a velocidade do gás transportador. Para além do mencionado, há também interesse económico em trabalhar com velocidades reduzidas de ar. Porém, apesar do exposto, sabe-se que há velocidades abaixo das quais não se pode descer, sob pena de se deteriorarem rapidamente as condições de transporte pneumático. Há então uma velocidade mínima, para o ar transportador, abaixo da qual não se deve descer. Porém a definição desta velocidade envolve algumas dificuldades práticas. Poderá ser definida, em primeira instância, como a velocidade do ar transportador à qual se forma o primeiro bloqueio da conduta visualmente detectável. A detecção visual torna-se complicada pelo que, empiricamente, foram criados modelos que permitem obter uma estimativa dessa velocidade mínima do ar transportador em função de características físicas do sistema de

transporte pneumático, nomeadamente para o transporte na vertical, Zenz e Othmer (1960), Yuosfi e Gau (1974) e Knowlton e Bachovchin (1975).

1.6.2– Conceito de velocidade terminal

A velocidade que uma partícula atinge em queda livre, sob a acção da gravidade, no seio de um fluido em repouso, designa-se por velocidade terminal e é representada por U_t . O conhecimento desta velocidade é de grande importância no estudo do transporte pneumático, pois a manutenção de uma partícula em suspensão numa corrente gasosa exige da parte desta que a componente vertical da velocidade seja superior ao valor de U_t .

Considerando uma partícula esférica de diâmetro d_p e massa específica ρ_p , largada no seio de um fluido em repouso com velocidade inicial nula e aplicando um balanço de forças, tendo em atenção que o arrasto contraria o movimento de queda livre da partícula temos que:

Massa $\times$ aceleração = peso - impulsão - arrasto

ou,

$$\frac{\pi}{6} \cdot d_p^3 \cdot \rho_p \cdot \frac{dU_p}{dt} = \frac{\pi}{6} \cdot (\rho_p - \rho_f) \cdot g \cdot d_p^3 - C_{Ds} \cdot \frac{\rho_f}{2} \cdot U_p^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (1.5)$$

Onde C_{Ds} é o coeficiente de resistência aerodinâmica ou coeficiente de arrasto para uma partícula isolada. A partícula atingirá as condições de velocidade terminal quando atingir o regime permanente ou seja quando $dU_p/dt = 0$ pelo que $U_p = U_t$, logo :

$$\frac{\pi}{6} \cdot (\rho_p - \rho_f) \cdot g \cdot d_p^3 = C_{Ds} \cdot \frac{\rho_f}{2} \cdot U_t^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (1.6)$$

Rearranjando, temos que:

$$U_t = \sqrt{\frac{4 \cdot (\rho_p - \rho_f) \cdot g \cdot d_p}{3 \cdot C_{Ds} \cdot \rho_f}} \quad (1.7)$$

Onde C_{Ds} representa o coeficiente de arrasto de uma partícula sólida isolada que é por sua vez função dessa mesma velocidade U_t . Quanto ao coeficiente de arrasto para uma partícula isolada pode dizer-se genericamente que,

$$C_{Ds} = \frac{\alpha}{\text{Re}_t^b} \quad (1.8)$$

onde

$$\text{Re}_t = \frac{\rho_f \cdot U_t \cdot d_p}{\mu_f} \quad (1.9)$$

tomando a e b valores consoante o regime de escoamento relativo entre a partícula e o gás transportador.

Caso se pretenda aplicar uma correcção ao coeficiente de arrasto de uma partícula isolada para levar em conta a influência dos choques interparticulares e entre as partículas e as paredes confinadoras das condutas, pode usar-se a seguinte expressão, segundo Klizing (1981),

$$C_D = C_{Ds} \varepsilon^{-4,7} \quad (1.10)$$

No caso do transporte pneumático na vertical, as forças devidas à acção do escoamento sobre a partícula actuam em sentido oposto ao peso das partículas sólidas. Se a velocidade média do fluido U_f for maior que a velocidade terminal das partículas U_t , então o material é arrastado. Atendendo que o perfil de velocidades não é uniforme, existindo zonas de velocidade bastante inferior à média, deve na verdade verificar-se a condição, $U_f \gg U_t$ para que o arrastamento se possa processar.

Dado que o caudal necessário ao transporte obriga, geralmente, a que o escoamento na conduta seja turbulento, as forças devidas às flutuações transversais da

velocidade conduzem quase sempre a uma distribuição de partículas mais ou menos uniforme em toda a secção.

1.6.3 - Velocidade mínima de gás em transporte vertical. Velocidade de entupimento, engasgamento ou sufoco

No projecto de instalações para transporte pneumático na vertical é importante ser-se capaz de prever, para determinadas velocidades de fluido transportador, o regime de escoamento. Para sistemas em que o escoamento pode ocorrer na fase densa com *slugging* (formação de bolhas tubulares), o ponto de transição entre o escoamento de sólidos em suspensão (fase diluída) para o escoamento com *slugging*, é referido como sendo o ponto de engasgamento ou sufoco, Xu et al. (2001).

Para sistemas de escoamentos bifásicos gás-sólido na direcção vertical o termo engasgamento tem sido usado para descrever uma mudança particular no comportamento do sistema bifásico, quando o transporte pneumático passa para uma condição de fluxo em fase densa. Devido à importância deste fenómeno, para o projecto de unidades de transporte pneumático, um grande conjunto de trabalhos tem sido realizado de modo a entender o fenómeno e conseguir quantificar a sua ocorrência. No entanto, a definição de engasgamento ou sufoco continuou pouco clara até que três diferentes mecanismos foram definidos por Bi et al. (1993). Desses três tipos de engasgamento de fluxo por eles definidos apenas o denominado engasgamento acumulativo (tipo A) e o engasgamento clássico (tipo C), ocorrem devido as mudanças inerentes aos sistemas gás-sólido, enquanto que mecanismo definido como tipo B ocorre devido à ineficiência da própria instalação industrial.

Em comparação, as principais características do engasgamento tipo C é definido como a formação súbita de bolhas alongadas e de bolhas tubulares quando a operação em estado estacionária cessa. Trabalhos realizados por Matsen (1982) e Chong e Leung (1986) evidenciam também que o fenómeno de engasgamento denota essencialmente uma transição rápida ou abrupta da fase diluída para a fase densa.

Sem fazer a distinção entre os diferentes tipos de engasgamento, os escoamentos gás sólido foram classificados como sistemas sem engasgamento de fluxo e com engasgamento de fluxo (Yousfi e Gau, 1974; Yang, 1976; Smith, 1978; Leung, 1980 a,b; Konrad, 1986). Esta distinção foi efectuada com base na primeira definição de engasgamento de fluxo de Zenz (1949) e Zenz e Othmer (1960). Sob certas condições verifica-se que o escoamento se torna cada vez mais denso e menos uniforme com a formação de agregados de partículas com uma considerável recirculação interna de sólidos (Capes e Nakamura, 1973; Leung e Wiles, 1976; Yerushalmi e Cankurt, 1979). Através da definição do engasgamento acumulado, o fenómeno de engasgamento de fluxo deve prevalecer em todos os sistemas de transporte pneumático na vertical.

Segundo Zenz e Othmer (1960), admite-se que no instante crítico em que há colapso do transporte na vertical se verifica a seguinte condição,

$$U_p = U_c - U_t \quad (1.11)$$

em que U_c é a velocidade superficial do ar transportador nas condições de engasgamento da conduta. Daí,

$$\dot{m}_p = \rho_p \cdot (1 - \varepsilon_c) \cdot (U_c - U_t) \quad (1.12)$$

sendo ε_c a porosidade referente ao instante crítico.

Outra relação empírica adequada ao cálculo de U_c é a de Yousfi e Gau (1974),

$$\frac{U_c}{\sqrt{g \cdot d_p}} = 32 \cdot \text{Re}_t^{-0,06} \cdot \left[\frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot U_c} \right]^{-0,28} \quad (1.13)$$

ou a de Knowlton e Bachovchin (1975),

$$\frac{U_c}{\sqrt{g \cdot d_p}} = 9,07 \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,347} \cdot \left(\frac{\dot{m}_p \cdot d_p}{\mu_f} \right)^{0,214} \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^{0,246} \quad (1.14)$$

Existem ainda documentados trabalhos de Day et al. (1990) e Bai et al. (1998) acerca da determinação da velocidade de sufoco ou engasgamento.

Para além da imposição de valores limites superiores e inferiores para a velocidade sabe-se igualmente que há uma determinada velocidade para a qual se observa a minimização da perda de carga a vencer. A experiência acumulada no projecto e operação de sistemas de transporte pneumático permitiu definir valores empíricos aproximados para essas velocidades óptimas.

1.6.4 - Velocidade crítica de gás em transporte horizontal. Velocidade de saltitação

Tal como anteriormente foi referido existe, para um determinado fluxo de sólidos a transportar, uma velocidade de gás a partir da qual, se se reduzir esse valor as partículas tendem a depositar na geratriz inferior da conduta e começam a ser transportadas através de um processo denominado de saltitação.

Não é possível prever teoricamente as condições sob as quais ocorrerá escoamento acompanhado de saltitação. Existem porém, disponíveis na bibliografia, algumas correlações para prever a velocidade de fluido transportador correspondente a essa situação – velocidade de saltitação.

A correlação de Zenz (1964) é frequentemente usada mas é completamente empírica e requer o uso de um gráfico. Leung e Jones (1978) afirmam que ela tem um erro médio de $\pm 54\%$.

A correlação de Rizk (1973), baseada em uma aproximação semi-teórica, é consideravelmente mais simples para usar, e tem uma margem de erro semelhante. Ela é expressa como:

$$\theta = \frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot U_{salt} \cdot A} = \left[\frac{1}{10^{(1440 \cdot d_p + 1,96)}} \right] \cdot Fr_{salt} \quad (1.15)$$

onde as unidades são as do S.I..

Nessa expressão,

$$Fr_{salt} = \frac{U_{salt}}{\sqrt{g \cdot D}} \quad (\text{Número de Froude para velocidade de saltitação}) \quad (1.16)$$

1.7 – Queda de pressão em transporte pneumático

1.7.1 – Considerações gerais

É relativamente simples calcular a queda de pressão quando há somente um fluxo gasoso, mas incluir o efeito dos sólidos transportados é consideravelmente mais complicado. Muito trabalho tem sido feito para prever analiticamente a queda de pressão, mas há ainda uma disparidade significativa entre vários métodos. Os modelos desenvolvidos para determinar com rigor a queda de pressão usam os dados experimentais observados nos ensaios e relacionam-nos com os parâmetros físicos e dimensionais do material a transportar, assim como com os dados da geometria da conduta.

É considerado que a queda de pressão total ao longo de uma conduta para transporte pneumático em fase diluída é composto por vários termos:

- (1) queda de pressão devido a aceleração do gás;
- (2) queda de pressão devido a aceleração da partícula;
- (3) queda de pressão devido ao atrito do gás com as paredes;
- (4) queda de pressão relativa ao atrito dos sólidos nas paredes;
- (5) queda de pressão devido a carga estática dos sólidos;
- (6) queda de pressão devido a carga estática do gás.

Alguns destes termos podem ser ignorados, dependendo das circunstâncias. De facto se o gás e os sólidos já estão acelerados na linha, então os dois primeiros devem ser omitidos do cálculo da queda de pressão. Se o transporte pneumático é realizado na direcção horizontal, os termos (5) e (6) podem também ser omitidos.

As principais dificuldades são o conhecimento do atrito referente ao escoamento sólido, ao passo que avaliar o atrito do gás com a parede pode ser considerado independente da presença dos sólidos.

1.7.2 – Correlações disponíveis na literatura para a previsão das perdas de carga

Existem, de facto, numerosas correlações disponíveis na literatura para previsão da queda de pressão no transporte pneumático em fase diluída. Tal como foi já mencionado, o conhecimento desta perda de carga é fulcral para o dimensionamento dos sistemas de transporte pneumático.

As abordagens clássicas sugerem que, num escoamento de sólidos em suspensão numa corrente gasosa, as contribuições para a perda de carga global devem ser separadas em várias componentes consoante se refiram ao fluido transportador ou ao sólido transportado e consoante ainda a direcção do transporte (horizontal ou vertical).

Como exemplo destes modelos clássicos para previsão da perda de carga em transporte pneumático, temos o modelo de Barth (1960a; 1960b). Neste, o processo de cálculo decompõe-se essencialmente em duas parcelas, uma referente à perda de carga da fase gasosa e outra referente à perda de carga da fase sólida. A primeira contribuição (fase gasosa) é determinada de acordo com a equação de Darcy-Weißbach:

$$\Delta p_g = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2} \quad (1.17)$$

Quanto à parte sólida, por analogia com a equação (1.17), a contribuição para a perda de carga total é quantificada a partir da seguinte expressão:

$$\Delta p_s = \lambda_s \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2} \quad (1.18)$$

Em que o factor de fricção λ_s é determinado conforme o transporte se dê na vertical ou na horizontal.

Por sua vez Yang (1976) sugere uma aproximação que considera que na queda de pressão total intervêm três contribuições individuais correspondentes à aceleração, gravidade e fricção da parede:

$$\Delta P_T = \Delta P_A + \Delta P_S + \Delta P_F \quad (1.19)$$

Em que a perda de carga por aceleração ΔP_A , pode ser avaliada conforme sugerido por Yang e Keairns (1976):

$$\Delta P_A = \int_0^l \rho_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot g \cdot dl + \int_0^l \frac{2 \cdot f_g \cdot \rho_f \cdot U_f^2}{D} \cdot dl + \int_0^l \frac{f_p \cdot \rho_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot U_p^2}{2 \cdot D} \cdot dl + \left[\rho_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot U_p^2 \right] \quad (1.20)$$

Após a região de aceleração o termo estático pode ser expresso por:

$$\Delta P_S = \rho_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot g \cdot L \quad (1.21)$$

Quanto ao factor correspondente à perda de carga por fricção na parede ΔP_F , este é habitualmente subdividido em dois termos para quantificar o efeito do escoamento do fluido e o efeito das partículas sólidas:

$$\Delta P_F = \Delta P_{Fg} + \Delta P_{Fs} \quad (1.22)$$

A primeira contribuição (fase gasosa) é determinada, também neste modelo, de acordo com a equação de Darcy-Weißbach, Eq. (1.17). De notar que essa equação está

definida segundo a formulação de Darcy, sendo que, segundo a formulação de Fanning, apresentará a seguinte forma:

$$\Delta p_f = \frac{2 \cdot f_g \cdot \rho_f \cdot L \cdot U_f^2}{D} \quad (1.23)$$

Note-se que as equações têm igual significado, mas uma formulação ligeiramente diferente tendo em conta o factor de fricção em consideração. Assim e doravante iremos denominar o factor de atrito para a fase gasosa como f para a formulação de Darcy e como f_g se se estiver a considerar a formulação de Fanning.

Por análise das equações (1.17) e (1.23) facilmente se conclui que:

$$f_g = \frac{f}{4} \quad (1.24)$$

Para a fricção da parte sólida teremos também que para o escoamento vertical

$$\Delta p_{Fs} = \frac{2 \cdot f_s \cdot \rho_p \cdot (1 - \varepsilon) \cdot L \cdot U_p^2}{D} \quad (1.25)$$

Note-se que esta equação foi escrita segundo a formulação de Fanning aparecendo o coeficiente de fricção f_s mas também pode ser escrita segundo a formulação de Darcy onde, para este caso, então aparecerá f_p em vez de f_s , sendo que:

$$f_s = \frac{f_p}{4} \quad (1.26)$$

Para o cálculo do factor de fricção de sólidos, Yang (1976) sugere, para o transporte pneumático na vertical a seguinte correlação:

$$f_p = 0,0126 \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \left[(1 - \varepsilon) \cdot \frac{\text{Re}_t}{\text{Re}_p} \right]^{-0,979} \quad (1.27)$$

Outras correlações empíricas, desenvolvidas por diferentes autores para o factor de fricção dos sólidos e a relativa ao escoamento gasoso são apresentadas na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Correlações apresentadas por vários autores para o factor de fricção dos sólidos e a relativa ao escoamento gasoso. Todas se referem à formulação de Fanning.

Ref ^a	Factor de fricção
Blasius	$f_g = 0,0791 / \text{Re}^{0,25}$
Koo	$f_g = 0,014 + 0,125 \left(1 / \text{Re}^{0,32} \right)$
Stemerding (1962)	$f_s = 0,003$
Reddy and Pei (1969)	$f_s = 0,046 \cdot U_p^{-1}$
Konno and Saito	$f_s = 0,0285 \cdot \sqrt{gD} \cdot U_p^{-1}$
Van Swaaij et al. (1970)	$f_s = 0,080 \cdot U_p^{-1}$
Capes and Nakamura (1973)	$f_s = 0,048 \cdot U_p^{-1,22}$
Garic et al. (1995)	$f_s = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \frac{U_t}{U_g / \varepsilon} \cdot 0.0017 \left[\frac{1-\varepsilon}{U_s / U_t} \right]^{-1,5}$

Ao analisar-se as equações anteriores verifica-se que, um dos parâmetros importantes para o cálculo da queda de pressão e, conseqüentemente, da potência requerida das linhas de transporte, é a velocidade das partículas sólidas. De facto o conhecimento da velocidade das partículas é necessário para o cálculo das perdas de carga por aceleração, assim como das perdas por fricção num sistema de transporte pneumático. Tanto o modelo de Barth (1960a; 1960b) como o modelo de Yang (1973; 1974; 1978) e Yang e Keairns (1973; 1976) apresentam uma metodologia adequada à determinação da velocidade das partículas sólidas. Esta metodologia é tal que o processo de determinação posterior da perda de carga é dependente do conhecimento da velocidade das partículas. O conhecimento desta velocidade das partículas é, por sua vez, dependente da perda de carga, ou melhor do conhecimento do factor de fricção dos sólidos, sendo por isso todo o processo de cálculo dependente de procedimentos iterativos.

Outros modelos teóricos e mais simplistas para o cálculo das perdas de carga sugerem a determinação da perda de carga do escoamento através de uma expressão que admite um factor de fricção global para a mistura de ar e sólidos, Weber (1991), dado por:

$$\Delta p_t = \lambda_t \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2}, \quad (1.28)$$

em que o factor de fricção global λ_t , é influenciado pelos seguintes parâmetros:

- Tamanho, forma e massa volúmica dos sólidos a transportar;
- Dimensão e material da conduta;
- Massa volúmica, velocidade e viscosidade do fluido transportador;
- Factor de carga do escoamento.

Alguns autores sugerem correlações experimentais para este factor de fricção que apresentam uma forma semelhante à equação (1.29), segundo Weber (1991) e Szikszay (1988):

$$\lambda_t = a \cdot \theta^b \cdot Fr^c \cdot \left(\frac{dp}{D} \right)^d \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^e \quad (1.29)$$

Os parâmetros a , b , c , d e e são estimados a partir da correlação de dados experimentais.

Uma outra modelação teórica para a definição da perda de carga em escoamentos gás sólido é sugerida por Namkung e Cho (2002). Segundo estes autores, a perda de carga medida numa linha de transporte pneumático na direcção vertical é o somatório das componentes da perda de carga de aceleração, perda de carga estática e de fricção e pode ser expressa da seguinte forma:

$$-\frac{dP}{dz} = \left[(1-\varepsilon) \rho_p U_p \frac{dU_p}{dz} + \varepsilon \rho_g U_g \frac{dU_g}{dz} \right] + \left[\rho_s (1-\varepsilon) + \rho_g \varepsilon \right] g + \frac{2f_g \rho_g U_g^2}{D} + \frac{2f_s \rho_s (1-\varepsilon) U_p^2}{D} \quad (1.30)$$

Em que f_g é o factor de fricção para a parte gasosa e f_s o equivalente para o escoamento dos sólidos. Repare-se que neste modelo se segue a formulação de Fanning.

Na zona de escoamento desenvolvido e para regime permanente a contribuição da perda de carga de aceleração pode ser desprezada,

$$-\frac{dP}{dz} = \left[\rho_s (1 - \varepsilon) + \rho_g \varepsilon \right] g + \frac{2 f_g \rho_g U_g^2}{D} + \frac{2 f_s \rho_s (1 - \varepsilon) U_p^2}{D} \quad (1.31)$$

1.8 – Transporte pneumático em regime transiente

1.8.1- Aceleração das partículas sólidas

A zona de aceleração, ou de regime não permanente, é normalmente associada à zona de conduta imediatamente a jusante da alimentação dos sólidos. O dispositivo de alimentação dos sólidos irá introduzi-los no seio de um fluxo de ar transportador resultando daí uma significativa mudança a nível do momento provocando um aumento de pressão. Convencionalmente, o conhecimento dos parâmetros denominados de primeira e segunda ordem, isto é queda de pressão, porosidade e distribuição da velocidade ao longo da linha de transporte pneumático, é o pré-requisito para o projecto técnico bem sucedido de sistemas de transporte pneumático, sendo a distância onde as partículas são aceleradas frequentemente negligenciada. No entanto, isto pode conduzir aos erros significativos.

Na sua zona da aceleração, as partículas aumentam sua velocidade do valor inicial (igual a zero ou ligeiramente mais elevado), até um valor finito, determinado pelo balanço das forças que actuam nos sólidos. Assim, o comprimento de aceleração é definido como a distância necessária para que uma partícula, quando introduzida no seio de um fluido em movimento, seja acelerada do resto da velocidade média de escoamento de transporte pneumático. A importância deste parâmetro é evidenciada pelo facto de a queda de pressão, na zona de aceleração, ser superior às perdas de carga por fricção dos sólidos e do gás nessa mesma zona.

Devido à grande perda de carga associada à zona de aceleração é recomendado que no projecto de instalações, quando for possível, se consiga prever qual o comprimento de aceleração necessário, para a aceleração das partículas sólidas. A obtenção de correlações experimentais que estimem o comprimento de aceleração, tem sido objectivo de diversos trabalhos de investigação. De todos os trabalhos publicados constata-se que a correlação empírica mais usada é a desenvolvida por Rose e Duckworth (1961), em que o comprimento de aceleração é dado por:

$$L_a = 6D \left[\frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot g^{1/2} \cdot D^{5/2}} \cdot \left(\frac{D}{d_p} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (1.32)$$

O estudo da zona de aceleração das partículas sólidas pode ser feito através de simples balanços de forças e consequente aplicação das leis de Newton ou então através da correlação de dados experimentais. Uma combinação dos dois processos foi sugerida e obteve-se um modelo que provou, em muitos casos ser útil para caracterizar a zona da aceleração, segundo Klizing (2003):

$$L_a = 27,66 \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^{0,953} \cdot \theta^{-0,0912} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right)^{-0,924} \quad (1.33)$$

De acordo com este autor os efeitos de aceleração são mais dominantes no transporte horizontal do que no transporte vertical. Como adiante se verá esta última correlação merece-nos algumas dúvidas, concretamente quanto à possibilidade da sua aplicação ao transporte pneumático vertical de rolhas de cortiça.

1.8.2 - Zona de reaceleração das partículas sólidas – Efeito da mudança de direcção

O fluxo de partículas em suspensão num gás através de curvas produz descontinuidades no escoamento. Consequentemente, as forças que agem nas partículas sólidas, transportadas através de curvas, serão diferentes daquelas experimentadas ao longo das condutas horizontais ou verticais de transporte pneumático.

A influência das curvaturas em suspensões de partículas sólidas em gás tem sido uma importante área de pesquisa. Muitas teorias foram propostas, sem que tenha surgido qualquer modelo definitivo. Aceita-se que a proporção principal da queda de pressão total causada pela curvatura não ocorra realmente dentro da curvatura própria, mas que seja gerada na zona de reaceleração imediatamente a jusante da mudança de direcção. Esta queda de pressão é devida à reaceleração das partículas sólidas no troço recto da tubagem após a curvatura, Fokeer et al. (2003).

A distribuição de partículas na secção transversal das curvaturas tem igualmente sido alvo de estudo. Os resultados do trabalho de pesquisa de Akilli et al. (2001) forneceram um esboço do processo de segregação da partícula nos cotovelos da conduta, devido à acção de forças centrípetas. Esse estudo mostra que a nuvem das partículas forma uma fase relativamente densa, denominada por corda, na parede exterior da curvatura. Imediatamente depois de uma curva, o transporte das partículas é principalmente devido a este efeito de corda, Figura 1.10.

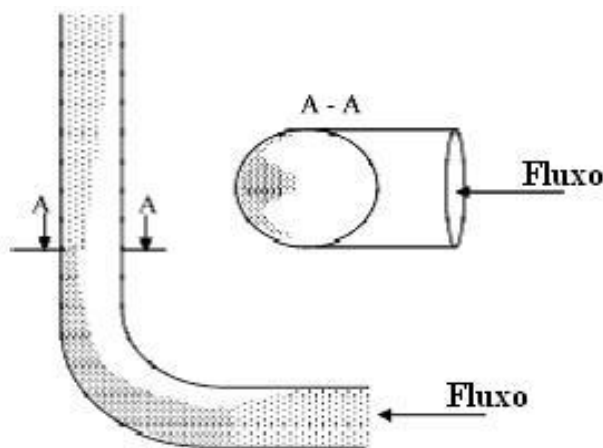


Figura 1.10 – Fluxo de partículas solidas ao longo de uma curvatura. Efeito de corda.

A região da corda tem uma concentração de sólidos muito mais elevada (Figura 1.11 - Lee et al. (2004)) do que o verificado na restante conduta e, consequentemente, devido às colisões entre partículas, estas são retardadas.

A formação e a desintegração das cordas são governadas por forças centrípetas, escoamentos secundários, e influenciados por alguns parâmetros tais como a velocidade do gás transportador, raio de curvatura, factor de carga de sólidos, tamanho das partículas

e diâmetro da tubagem. Usando simulações numéricas, Levy e Mason (1998) observaram também que a concentração máxima da partícula na corda depende da relação entre o diâmetro da tubagem e o raio do cotovelo.

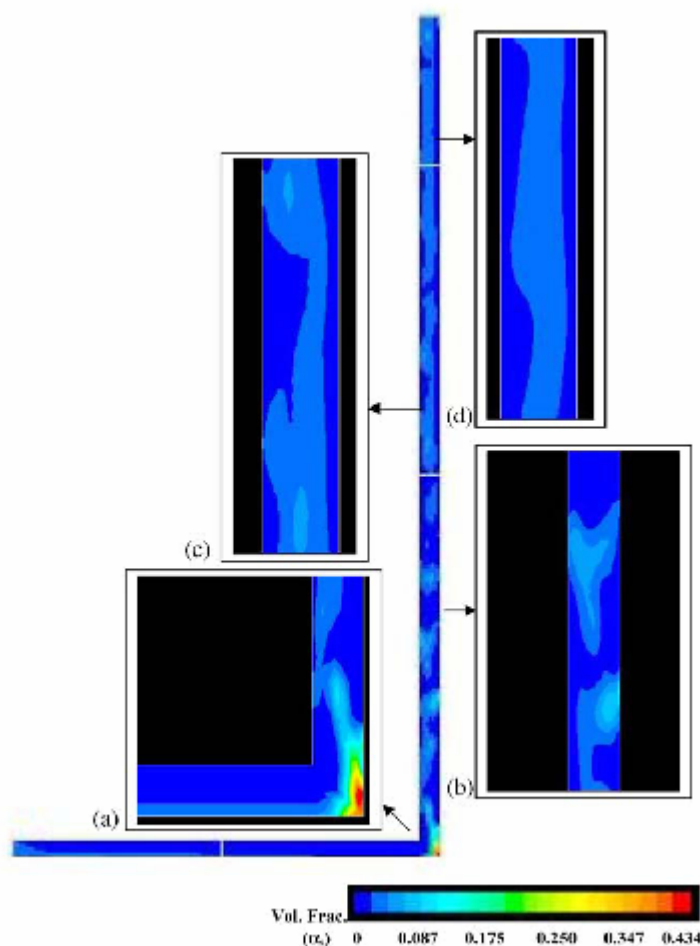


Figura 1.11 – Fracção volúmica de sólidos, num escoamento bifásico gás-sólido, numa curva a 90°, Lee et al. (2004).

Yilmaz e Levy (1998; 2001) mediram velocidades das partículas sólidas e sua concentração mássica usando para isso tecnologia com base em fibras ópticas em duas diferentes curvas de 90°. As suas investigações sugeriram um efeito de corda que se forma dentro do cotovelo e é desintegrado a jusante, passando os sólidos a ser transportados em conjuntos grandes e descontínuos. Este fenómeno de fluxo observado não parece mudar com o raio de curvatura (Yilmaz e Levy, 2001).

Os mesmos autores mostraram também que os fluxos secundários induzidos pelas curvaturas a 90° eram responsáveis pela dispersão das partículas após a mudança de direcção. Além disso, as interacções da partícula dentro da curvatura, em termos de impactos da partícula-parede, foram mostradas ser mais dependentes do raio de curvatura do que de outros factores, tal como a velocidade do fluido transportador (Li e Shen, 1995). Assim sendo, os fenómenos envolvidos no fluxo de sólidos através de uma curva a 90°, a estrutura detalhada do efeito de corda no interior das curvas e a posterior aglomeração de partículas, são áreas de pesquisa que ainda não estão completamente investigadas e descritas na literatura.

É discutível que estas conclusões possam ser aplicadas sem sobressaltos a um escoamento de partículas tão grosseiras como são as rolhas de cortiça. Contudo, a referência e enunciação destas constatações serve, tão somente, para se realçar quão importantes e desconhecidos são ainda os escoamentos multifásicos, em regiões de mudança de direcção e como estes acidentes poderão afectar os escoamentos a jusante.

1.9 – Transporte pneumático de rolhas de cortiça

O transporte pneumático é usado em algumas etapas da produção dos rolhas da cortiça, onde os danos da partícula devidos a choques interparticulares e o com as paredes de têm um efeito menor na da qualidade do produto final. O desenvolvimento de sistemas transporte pneumático de pequena distância para rolhas foi um processo essencialmente empírico e tem sido recentemente sujeito a uma aproximação experimental sistemática. Todo o trabalho de pesquisa realizado até à data reporta-se somente a transporte pneumático horizontal, no estado estacionário (Neto e Pinho, 1998), ou durante a aceleração das partículas (Pinho, 1999; Pinho 2001). De facto, no transporte pneumático horizontal de rolhas de cortiça, a poeira fina da cortiça libertada age como um lubrificante que reduz os efeitos da fricção, segundo Neto e o Pinho (1998). A deposição de poeiras fina é realçada ainda por Smeltzer et al. (1982) noutro tipo de escoamento multifásico. A queda de pressão do ar transportador é então reduzida, com o aumento do factor de carga dos sólidos dentro da gama de valores do factor de carga utilizada no transporte de rolhas, que é muito limitada (de 0,09 a 0,3). Esta situação tem sido

encontrada já em sistemas sólido-líquido; Lee et al. (1974) estudaram soluções poliméricas que contêm fibras suspensas e Radin et al. (1975) estudaram a redução do arrasto em diversas suspensões diluídas de sólidos em líquidos. Szikszay (1988) por sua vez argumentou que, por análise dos dados experimentais, não era razoável separar a queda de pressão em duas componentes separadas.

Weber (1991) sugeriu também que um único factor de fricção para a mistura gás sólido deve ser usado, em vez de dois factores separados da fricção, um para o ar e outro para os sólidos. Esta questão da redução do arrasto com a adição das partículas num fluxo gasoso é revisto recentemente no livro de Fan e Zhu (1998), que apresenta um modelo para esclarecer a redução do arrasto.

Para transporte pneumático vertical os pontos importantes da pesquisa concernem à região da aceleração, à determinação das correlações para o factor da fricção dos sólidos (Rautiainen et al., 1999) e à definição de condições de bloqueio do fluxo. Os exemplos recentes de estudos na caracterização da região da aceleração são as publicações de Dzido et al. (2002) e de Namkung e de Cho (2002), embora os trabalhos de Yang e os co-autores sejam ainda uma referência básica (Yang e Keairns, 1976). Algumas correlações maioritariamente recomendadas para o cálculo do factor da fricção são as de Yang, a saber: Yang (1973), de Yang (1974) e de Yang (1978). Para a definição das condições de bloqueio, o trabalho de Yang (1975) é outra vez recomendado frequentemente em muitas publicações recentes, como por exemplo Raczek e Palica (1997) e Xu et al. (2001). Estes últimos autores apresentam uma análise acerca do colapso das condições de suspensão em transporte pneumático vertical.

Entretanto, em todas estas publicações mais recentes, qualquer que seja o assunto tratado (aceleração, fricção ou condições de bloqueio), a ordem de grandeza dos tamanhos das partículas estudadas é completamente diferente daquela que ocorre no transporte de rolhas de cortiça. Daí a justificação para o presente trabalho.

Por outro lado, embora a redução do arrasto fosse detectada em transporte horizontal de rolhas de cortiça, nada é sabido no que concerne ao transporte na vertical, e um dos principais objectivos deste trabalho é precisamente determinar a sua importância para este tipo de sistemas.

Para pequenas distâncias, em transporte pneumático de rolhas de cortiça, as condições de estado estacionário são alcançadas dificilmente e o regime de aceleração

torna-se dominante. A determinação teórica do comprimento da aceleração em transporte horizontal é uma tarefa difícil e as equações de Rose e de Duckworth (1961) são ainda referência para esta matéria. No entanto, actualmente é reconhecido que o comprimento da aceleração não varia muito com o factor de carga sólidos e também que, esse modelo de Rose e Duckworth (1961) prevê comprimentos da aceleração abaixo daqueles que são medidos para o transporte pneumático de partículas grandes, conforme referem Marcus et al. (1985). Os dados experimentais obtidos no presente trabalho permitirão a determinação da importância deste fenómeno em transporte vertical, comparada com o que tem sido encontrado previamente em transporte pneumático horizontal, (Neto e Pinho 1998; Pinho, 1999; Pinho 2001).

2 Instalação Experimental

2.1- Considerações gerais

Para a realização deste trabalho foi necessário idealizar, projectar e construir uma instalação que estivesse de acordo e cumprisse os requisitos exigidos para atingir os objectivos propostos.

Essa instalação laboratorial está situada na Unidade de Térmica Industrial (CETERM) do Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial (INEGI) e consiste num circuito fechado destinado ao transporte de rolhas. O aparelho de movimentação de ar utilizado foi um ventilador centrífugo EFACEC tipo AP1.S.63 e a tubagem era de PVC e tinha o diâmetro interno de 121 mm. Este circuito é composto por um troço horizontal de 10,20 m de comprimento, onde, no seu início (a 4,20 m a jusante do ventilador) são introduzidas as rolhas na corrente de ar através de uma tremonha mecanizada.

Após percorrerem este trajecto horizontal, as rolhas passam um troço vertical de 6,8 m, sendo após esta passagem descarregadas na tremonha de alimentação de rolhas. Foi neste troço vertical que incidiu o estudo das perdas de carga do escoamento bifásico. Para a sua medição, este troço de tubagem vertical está equipado com tomas de pressão em dez diferentes níveis, sendo que cada nível contém quatro tomas de pressão situadas, duas a duas, em pontos diametralmente opostos por forma a ser possível efectuar uma leitura mais realista da pressão do escoamento. O primeiro nível de tomadas de pressão

estava localizada a 0,5 m da transição do tubo horizontal para o vertical, as restantes tomas encontravam-se separadas entre si o mesmo comprimento, 0,50 m.

Em seguida apresenta-se o esquema da instalação utilizada.

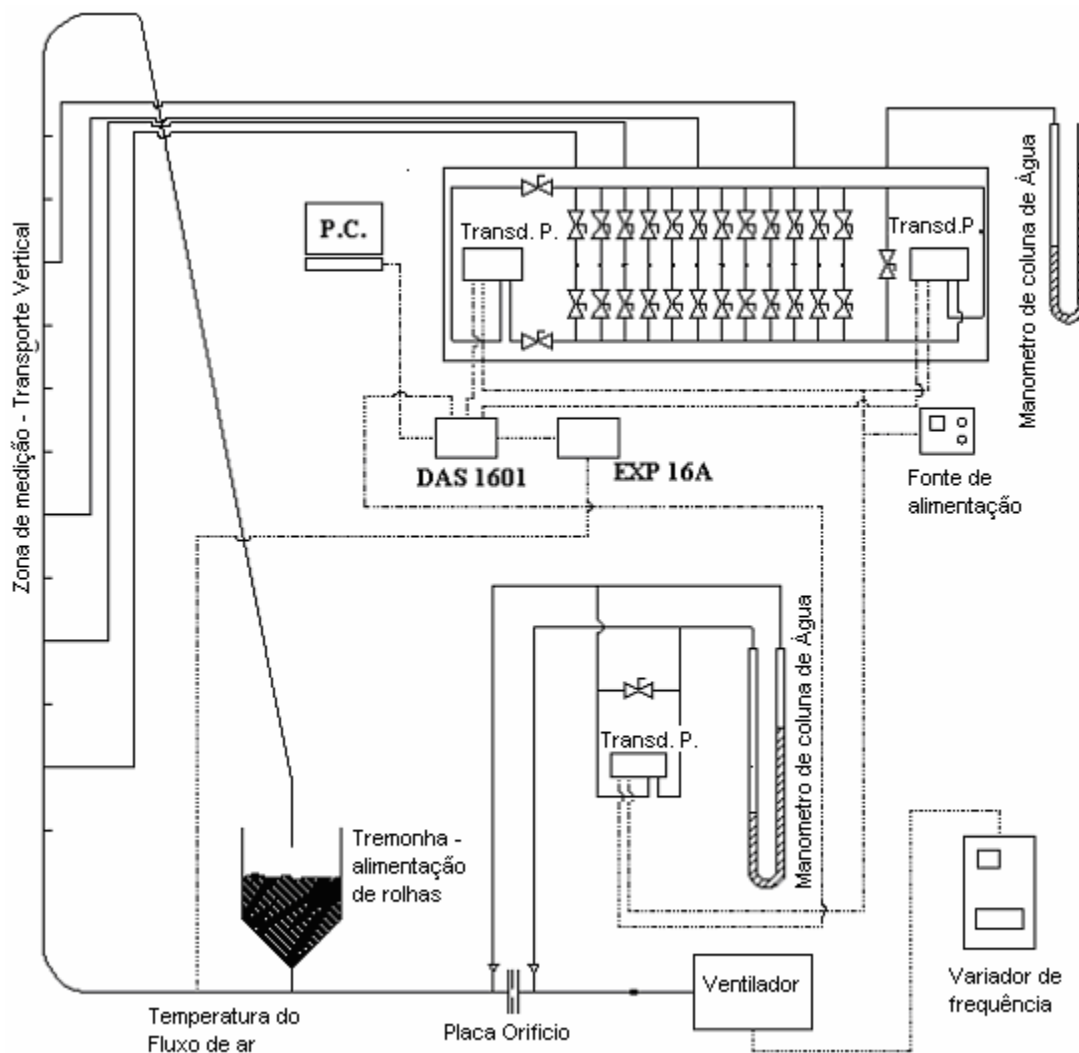


Figura 2.1 – Esquema da instalação experimental.

2.2 – Movimentador de ar primário usado e respectiva medição de caudal de fluido transportador

O ar transportador é introduzido no circuito através de um ventilador centrífugo EFACEC tipo AP1.S.63 com potência de 9 kW (ver Figura 2.2), cuja a frequência de

utilização era definida através de um variador de frequência ABB- modelo ACS401000932 (ver Figura 2.3) com uma gama de 0,1 Hz/50 Hz. Este ventilador está situado a montante da tremonha e alimenta uma tubagem de 4,20 m de comprimento até ao dispositivo de alimentação de sólidos.

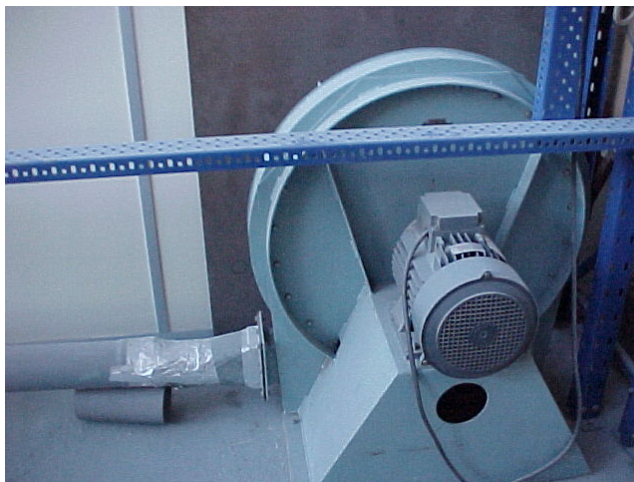


Figura 2.2 - Ventilador centrífugo usado como movimentador primário.



Figura 2.3 - Variador de frequência usado (ABB- modelo ACS401000932).

Por sua vez, o caudal de gás transportador é medido, de forma indirecta, através de uma placa orifício posicionada neste troço de tubagem a montante da tremonha, Figuras 2.4 e 2.5. Essa medição é efectuada através da leitura da queda de pressão entre um ponto situado a montante e um outro a jusante da placa orifício. Para se efectuar esta leitura do diferencial, as tomas de pressão situadas imediatamente antes e após a placa orifício estavam ligadas a um transdutor diferencial de pressão, cuja a gama de operação era de 0 a 1245 Pa. Em paralelo com o transdutor diferencial de pressão havia um manómetro de coluna de água de modo a que a medição da diferença de pressão sofrida pelo escoamento gasoso, aquando da passagem pela placa orifício, fosse avaliada pelos dois métodos, o transdutor diferencial e o manómetro de coluna de água.

O sinal medido pelo transdutor de pressão é então enviado para um sistema de aquisição de dados DAS1600 instalada num computador. A descrição pormenorizada deste sistema de aquisição será feita mais adiante.



Figura 2.4- Zona da tubagem horizontal onde está instalado o medidor de caudal de diafragma.



Figura 2.5- Pormenor da placa orifício para medição indirecta do caudal de fluido transportador.

O processo de calibração desta placa orifício é exposto no capítulo 3 do presente trabalho.

Para além do caudal de ar era também medida a temperatura de fluxo de ar com o auxílio de um termopar inserido no seio do escoamento (Figura 2.1).

2.3 – Dispositivo de alimentação de sólidos

Os sólidos são alimentados à conduta através de uma tremonha mecanizada situada na conduta horizontal, 1,70 m a jusante do medidor de diafragma, Figura 2.6.

Este dispositivo contém um parafuso que, através de manipulação, permite regular o caudal mássico de sólidos para cada ensaio.

A tremonha é alimentada pelo retorno das rolhas que se processa através da conduta inclinada que desemboca sobre ela, como se vê na Figura 2.6.



Figura 2.6 - Tremonha de alimentação de sólidos à conduta.

2.4– Mudança de direcção do escoamento

Após a alimentação e depois de percorrerem uma conduta horizontal as rolhas mudam de direcção de escoamento passando a ser transportadas na direcção vertical, troço no qual o estudo de perdas de carga foi realizado no presente trabalho.

Visto as condições de regime transiente serem função do tipo de curva usado na transição entre a tubagem horizontal e vertical, torna-se importante referir com algum pormenor os acessórios usados para efectuar essa mudança de direcção do escoamento.

Assim, devido às características do material a transportar, optou-se por usar duas curvas em PVC com um ângulo de curvatura de 45° com um troço de conduta recto de 250 mm entre elas, ver Figuras 2.7 e 2.8, evitando-se desse modo bloqueios de conduta durante os ensaios experimentais.

Após essa mudança de direcção o escoamento bifásico prossegue na direcção vertical. Na Figura 2.9 é apresentada uma vista em pormenor desse troço de conduta que é parte da instalação experimental utilizada.

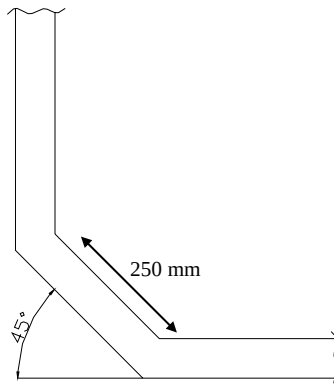


Figura 2.7 - Esquema da curva de mudança de direcção usada.



Figura 2.8 - Curva de mudança de direcção usada.



Figura 2.9 – Pormenor da conduta vertical.

2.5 – Medição das condições ambientais

Para medição das condições ambientais (nomeadamente pressão e temperatura) foram usados um barómetro com incerteza de leitura de 0,5 mmHg, e um conjunto termómetro/higrómetro usado para medição de temperaturas com uma incerteza de 0,5°C, Figuras 2.10 e 2.11.



Figura 2.10 – Barómetro usado para medição da Pressão atmosférica.



Figura 2.11 – Conjunto termómetro/higrómetro usado para medição da temperatura ambiente.

2.6 – Aquisição de dados

Para a medição dos diferenciais de pressão entre as tomas localizadas a diferentes níveis na tubagem vertical instalou-se um sistema de válvulas que permitia por manipulação destas escolher as tomas cuja diferença de pressão se pretendia medir, Figura 2.12.

O valor de queda pressão do transporte pneumático foi lido através de um dos transdutores, acima representados (Figura 2.2), que estavam por sua vez ligados ao sistema de aquisição de dados (DAS 1601 plus EXP 16 canais) instalado no computador.

Os transdutores, Séries T da Módus Instruments, Inc, eram alimentados com uma tensão de 15 V_{cc} e o sinal de saída variava entre 0 e 1 V corrente contínua. Pese embora existissem dois transdutores optou-se por efectuar as medições sempre no mesmo, sendo para tal escolhido o que tinha a melhor resolução. A gama de operação era de 0 a 1245 Pa.

Para além das medições de pressões diferenciais o sistema de aquisição de dados fornecia ainda a temperatura do fluxo através de medição efectuada por um termopar, ver Figura 2.1, assim como o valor medido indirectamente do caudal de ar transportador.



Figura 2.12 - Sistema de aquisição de dados.

Cada valor apresentado pelo sistema de aquisição era o resultado da média aritmética de 1000 valores. Para além disso, fornecia igualmente o desvio padrão destas leituras.

3 Procedimento Experimental

3.1 - Caracterização do material a transportar

Para se proceder ao estudo do escoamento bifásico numa instalação de transporte pneumático é fundamental conhecer bem o material a transportar. Para tal é necessário determinar as suas dimensões e massa volúmica.

Para a determinação das dimensões do material a transportar usam-se habitualmente técnicas de análise granulométrica, sendo a mais comum a peneiração. Dadas as características e dimensões do material, cujo transporte pneumático se pretendeu estudar neste trabalho, não era necessária a utilização desta técnica para a caracterização dimensional. Assim procedeu-se à medição com um paquímetro das dimensões (altura e diâmetro) de uma amostragem de 15 rolhas para cada um dos tipos de rolhas testados.

De igual forma procedeu-se à determinação da massa das rolhas (de cada tipo). Para tal efectuou-se a pesagem, numa balança analítica, de cada uma das rolhas da amostra escolhida.

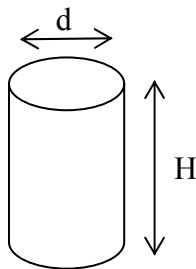


Figura 3.1 – Dimensões medidas para caracterização do material

3.2 - Calibração dos transdutores de pressão

Os transdutores de pressão utilizados (Séries T da Módus Instruments, Inc) foram calibrados com o auxílio de uma manómetro de água e utilizando uma instalação experimental que está representada na Figura 3.2 .

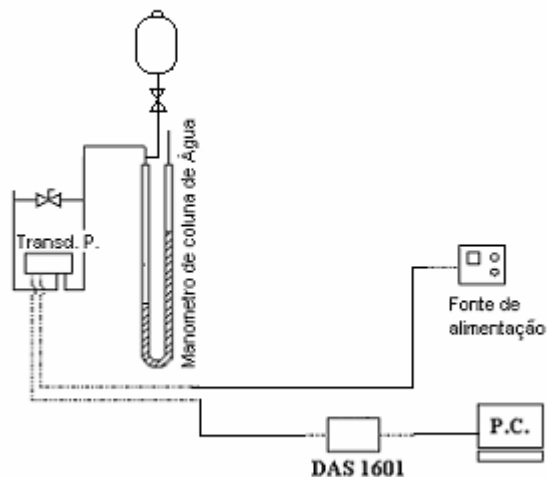


Figura 3.2 – Esquema da instalação usada para calibração dos transdutores de pressão.

A toma de alta pressão do transdutor foi ligada à toma de alta pressão do manómetro de coluna de água, a outra toma de pressão, correspondente à toma de baixa pressão ficou, nos dois instrumentos de medida, aberta para a atmosfera. Foram impostos

desníveis no manómetro de coluna de água e foi lido o correspondente sinal (tensão) de saída do transdutor.

Obtiveram-se dessa forma rectas de calibração que relacionaram quedas de pressão em mmH₂O com o respectivo sinal de saída (mV).

As curvas de calibração obtidas encontram-se representada na Figuras II.1 e II.2, do Anexo II do presente trabalho.

3.3- Calibração da placa orifício para a medição do caudal de ar transportador

3.3.1 – Considerações gerais

As medições de caudal de ar transportador podem ser baseadas em métodos directos ou indirectos, sendo estes últimos os mais comuns e os utilizados no presente trabalho. Assim, um método indirecto de medição de caudal consiste na observação e análise de fenómenos físicos que ocorrem associadas ao escoamento de um fluido como, por exemplo, variações de pressão. Como exemplo temos a medição indirecta da velocidade de escoamento através da utilização do tubo de Pitot e de uma placa orifício. Em ambos os casos, a medição efectuada é de uma diferença de pressão e o que distingue estes dois métodos é que no primeiro, o escoamento não se processa no interior do instrumento de medida, ao contrário do que acontece no caso da placa orifício ou diafragma.

1 – Tubo Pitot.

O tubo de Pitot permite a medição de velocidades locais. Esta medição é realizada indirectamente pela medida da diferença de pressão entre um ponto a montante do tubo e a pressão total no tubo de Pitot. Sabendo que a velocidade na extremidade do tubo é nula, visto ser um ponto de estagnação, podemos dizer que:

$$\Delta P = k \cdot \frac{\rho_f \cdot V^2}{2} \quad (3.1)$$

A constante k , neste caso será igual a 1 pois estamos na presença de regime turbulento.

2 – Medidor de orifício.

Com o medidor de orifício, ou diafragma, o fluido que circula na tubagem sofre uma aceleração súbita provocada por uma restrição ao escoamento. A variação de energia cinética associada a esta aceleração pode ser medida através da queda de pressão associada. Como tal, estando o sistema previamente calibrado, através da medição da queda de pressão a montante e a jusante da placa orifício é possível determinar a velocidade do fluido através da curva de calibração previamente efectuada e que se encontra, neste caso, incluída no programa de aquisição de dados.

3.3.2 – Metodologia usada na calibração da placa orifício

Para proceder a esta calibração impuseram-se diferentes caudais de ar através da regulação do variador de frequência, sendo que para cada um dos caudais de ar impostos foram medidas as quedas de pressão associadas ao tubo de Pitot. Para tal colocou-se o tubo de Pitot na extremidade da conduta em quatro posições diferentes definidas pelo método log-linear.

Este método consiste em medir a queda de pressão para quatro pontos na secção da conduta correspondente a y/D igual a 0,043; 0,290; 0,710; 0,957. Deste modo foi possível traçar o perfil de velocidades e, da sua integração, o valor do caudal de ar. Este valor de caudal de ar corresponde uma queda de pressão entre dois pontos na conduta a montante e a jusante da placa orifício. Da relação entre a queda de pressão na placa orifício e o caudal de ar foi possível construir uma curva de calibração e introduzi-la no sistema de aquisição de dados.

A curva de calibração obtida para a placa orifício encontra-se representada na Figura III.1 do Anexo III.

3.3.3 - Correção da velocidade superficial do fluido para a temperatura do ensaio

A curva de calibração da placa orifício foi obtida para uma temperatura de 20°C. Como, para uma placa orifício temos que

$$Q \propto C_o \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (3.2)$$

em que Q representa o caudal volúmico de ar, ΔP a queda de pressão associada ao fluxo de ar que atravessa a placa orifício e ρ_f , a massa volúmica de fluido.

Por sua vez

$$C_o \propto \frac{1}{\text{Re}^{1/2}} \quad (3.3)$$

Então podemos dizer genericamente que

$$Q \propto \frac{1}{\text{Re}^{1/2}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} = \left(\frac{\mu_f}{\rho_f \cdot U_f \cdot D} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{1/2} \quad (3.4)$$

$$Q \propto \left(\frac{2 \cdot \Delta P \cdot \mu_f}{\rho_f^2 \cdot U_f \cdot D} \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

Para T= 20°C temos,

$$Q_{(20^\circ\text{C})} \propto \left(\frac{2 \cdot \Delta P_{(20^\circ\text{C})} \cdot \mu_{f(20^\circ\text{C})}}{\rho_{f(20^\circ\text{C})}^2 \cdot U_{f(20^\circ\text{C})} \cdot D} \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

enquanto que para outra qualquer temperatura T, teremos

$$Q_{(T)} \propto \left(\frac{2 \cdot \Delta P_{(T)} \cdot \mu_{f(T)}}{\rho_{f(T)}^2 \cdot U_{f(T)} \cdot D} \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

Como, pela equação da continuidade,

$$\dot{m}_{f(20^\circ C)} = \dot{m}_{f(T)} \quad (3.8)$$

e

$$\dot{m}_{f(20^\circ C)} = \rho_{f(20^\circ C)} \cdot Q_{(20^\circ C)} \propto \rho_{f(20^\circ C)} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta P_{(20^\circ C)} \cdot \mu_{f(20^\circ C)}}{\rho_{f(20^\circ C)}^2 \cdot U_{f(20^\circ C)} \cdot D} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

e (para uma temperatura qualquer T),

$$\dot{m}_{f(T)} = \rho_{f(T)} \cdot Q_{(T)} \propto \rho_{f(T)} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta P_{(T)} \cdot \mu_{f(T)}}{\rho_{f(T)}^2 \cdot U_{f(T)} \cdot D} \right)^{1/2} \quad (3.10)$$

podemos dizer que,

$$\frac{\Delta P_{(T)} \cdot \mu_{f(T)}}{U_{f(T)}} = \frac{\Delta P_{(20^\circ C)} \cdot \mu_{f(20^\circ C)}}{U_{f(20^\circ C)}} \quad (3.11)$$

Considerando que, $\Delta P_{(T)} = \delta \cdot \Delta P_{(20^\circ C)}$

então:

$$U_{f(T)} = U_{f(20^{\circ}C)} \cdot \frac{\mu_{f(T)}}{\mu_{f(20^{\circ}C)}} \cdot \delta \quad (3.12)$$

O valor de δ foi obtido pela relação entre a tensão que se obtém na placa orifício a 20°C e a obtida para a temperatura de ensaio para a mesma frequência de alimentação do ventilador.

Esta equação permite corrigir a velocidade do fluido consoante a temperatura do ar transportador e foi introduzida nas folhas de cálculo de processamento dos dados experimentais.

3.4 - Determinação das perdas de carga no transporte pneumático na vertical

3.4.1 – Metodologia experimental usada

Após a caracterização do material a transportar e da calibração dos instrumentos de medição de pressão usados, procedeu-se aos ensaios de medição de perdas de carga em transporte pneumático no troço vertical da conduta, para diferentes factores de carga.

Para tal, em cada ensaio, foi escolhido um determinado caudal de partículas (rolhas de cortiça) através da fixação de uma determinada abertura no dispositivo de entrada de rolhas. Para esse caudal procedeu-se a ensaios com diferentes frequências de ventilação, ou seja, com diferentes factores de carga, ou seja, diferentes velocidades do fluido transportador. Em cada um dos ensaios foi lido o caudal de ar (indirectamente pelo programa de aquisição de dados através da queda de pressão do ar ao atravessar uma placa orifício), a queda de pressão entre a primeira toma (toma de pressão de referência) e cada uma das tomas situadas a jusante (obtido por leitura no *software* do valor fornecido pelo transdutor de pressão), o caudal de rolhas (através da pesagem de uma determinada quantidade de rolhas que saíam da instalação num determinado período de tempo) e, por último, a massa total de rolhas presente em cada instante na instalação. Este último dado permite-nos calcular a porosidade do sistema.

A metodologia experimental aplicada para determinar este parâmetro foi a seguinte: desligava-se a alimentação das rolhas e fazia-se a recolha das rolhas presentes

na tubagem. Em seguida efectuava-se a respectiva pesagem para a determinação do volume dado que se conhecia previamente a massa volúmica das partículas (conforme descrito na secção 3.1).

Para obter dados experimentais referentes a funcionamento com outros factores de carga, repetiram-se os ensaios acima referidos para um caudal de rolhas diferente.

3.4.2-Análise prévia dos resultados experimentais

Com base no que foi exposto no capítulo de introdução e, através da análise dos resultados dos trabalhos previamente efectuados para o estudo do transporte pneumático na horizontal de rolhas de cortiça, conclui-se não ser a aproximação mais correcta, para este tipo de transporte, a abordagem clássica tal como, por exemplo, a defendida por Barth (1960a; 1960b) e Yang (1973; 1974; 1978) e Yang e Keairns (1973; 1976)), que consistia em considerar o factor global de atrito como sendo a soma de um factor de atrito da fase sólida com o factor de atrito da fase gasosa. Assim optou-se por fazer um tratamento dos dados experimentais de acordo com a aproximação defendida por Weber (1991), já descrita no Capítulo 1 que considera um factor global da mistura, λ_t . Este autor justifica o uso de um coeficiente de atrito global para a mistura gás-sólido, principalmente porque o valor medido é efectivamente referente às duas fases, ou seja, por via da medição experimental não se consegue destringir a componente inerente ao gás e a componente inerente ao sólido.

A massa volúmica do fluido, ρ_f , foi calculada, para cada ensaio, considerando a temperatura média dos mesmos e a pressão atmosférica, através da equação de estado dos gases ideais ou perfeitos.

No que diz respeito à velocidade do fluido, a utilizada nos cálculos foi a velocidade intersticial – U_f . De facto, quando se está a estudar o transporte de um material, a verdadeira velocidade do fluido é U_f pois entra em consideração apenas com a área de secção recta que o fluido tem para circular, não considerando a “parte” ocupada pelos sólidos. Daí a necessidade de conhecer a porosidade do escoamento em cada um dos ensaios efectuados.

Assim, para cada ensaio que resulta da combinação de um determinado caudal de ar transportador (através da fixação de uma determinada frequência de alimentação do

ventilador) com determinado caudal de rolhas (regulado através de uma abertura de tremonha seleccionada) foi possível calcular o factor de carga como sendo

$$\theta = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_f} \quad (3.13)$$

sendo o valor da porosidade calculado por

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_{rolhas}}{V_{conduta}} = 1 - \frac{\frac{m_p}{\rho_p}}{V_{conduta}} \quad (3.14)$$

em que m_p é, para um dado ensaio, a massa de partículas existentes no interior da conduta e $V_{conduta}$ é o volume total da zona da conduta onde ocorre o transporte das partículas. A velocidade do fluido, U_f , foi então para cada ensaio determinada através de :

$$U_f = \frac{\dot{m}_f}{\varepsilon \cdot \rho_f \cdot A} \quad (3.15)$$

Com esta velocidade de fluido transportador foi então possível determinar o número de Froude correspondente a cada ensaio efectuado através de:

$$Fr = U_f / \sqrt{g D} \quad (3.16)$$

Com os dados experimentais acima citados foi possível efectuar o cálculo do factor de atrito global experimental, $\lambda_{t \exp}$.

Este cálculo foi efectuado com os dados experimentais obtidos para os pontos medidos com transporte pneumático em estado estacionário.

Em regime permanente, a queda de pressão por unidade de comprimento é um valor constante, valor esse que foi determinado e considerado para o cálculo de λ_t em cada ensaio.

4 Resultados Experimentais

- Regime Permanente

4.1 – Caracterização das partículas sólidas

Para o projecto e dimensionamento de instalações de transporte pneumático é condição fundamental, o conhecimento das características físicas e geométricas das partículas que se pretenda transportar. Para tal, utilizam-se técnicas de análise granulométrica adequadas às dimensões das partículas em estudo.

Neste trabalho, para cada tipo de rolha foram obtidas amostras de quinze rolhas, e efectuadas medições das suas dimensões características com o auxílio de um paquímetro, assim como a determinação da sua massa, utilizando para o efeito uma balança analítica. As características das rolhas constituintes das amostras avaliadas e os correspondentes valores médios de referência estão detalhados no Anexo I.

A partir dos valores médios obtidos para os três tamanhos de rolhas em análise foi possível determinar o respectivo valor médio do diâmetro equivalente d_p , que representa o diâmetro da esfera com igual volume ao da rolha em estudo, da esfericidade ψ , assim como, da massa volúmica ρ_p . A Tabela 4.1 que se segue apresenta tais valores. Podemos ver que a esfericidade das rolhas é muito próxima para os três tamanhos, enquanto que as diferenças de massa volúmica média, são uma indicação clara de que as rolhas de diferentes tamanhos foram fabricadas com cortiças de diferentes proveniências. Do ponto

de vista experimental isto é bastante interessante, pois diversifica a gama de variação dos parâmetros característicos das rolhas e consequentemente de todo o processo de estudo do seu transporte pneumático.

Tabela 4.1 – Parâmetros físicos e geométricos dos vários tipos de rolhas testados.

Tipo ($l \times d$) [mm×mm]	d_p [m]	ψ	ρ_p [kg/m³]
38 × 22	0,0302	0,85	193
38 × 24	0,0320	0,85	185
45 × 24	0,0339	0,84	166

4.2 – Resultados experimentais para escoamento em regime permanente

4.2.1- Considerações gerais

A primeira análise dos resultados visava avaliar e quantificar a importância da região da aceleração na evolução da queda de pressão deste tipo de escoamento.

Assim, para cada tipo de rolha estudado foram efectuados ensaios de medições de perda de carga no troço vertical da conduta. Foram então determinados pontos experimentais tendo estes sido comparados com os valores teóricos determinados via equação de Blasius, equação esta válida para escoamento de um fluido em regime turbulento numa conduta de paredes lisas. Esta comparação apenas faz sentido efectuar na zona de escoamento permanente, ou estado estacionário, e servirá unicamente como referência, ficando-se assim como uma ideia da importância relativa do escoamento da fase gasosa e da fase sólida.

Observam-se, na Figura 4.1, alguns resultados típicos para a queda de pressão, por unidade de comprimento de conduta, entre a primeira toma de pressão no troço vertical de conduta e as tomas subsequentes a jusante desta. De notar que, cada ponto experimental apresentado é o resultado da média aritmética de 1000 valores.

Analisando essa figura, constata-se que, depois de uma ascensão inicial e repentina na queda de pressão, devido aos efeitos da entrada que ocorrem em algumas das situações testadas, verifica-se posteriormente, durante o estado transiente associado

ao processo de reaceleração das partículas motivada pela mudança de direcção, uma redução dos valores medidos para a queda de pressão.

Somente depois de as condições do transporte em estado estacionário serem atingidas, a evolução da queda de pressão segue uma tendência mais linear. Esta situação do estado estacionário é atingida num ponto da conduta situado cerca de 2,5 a 4 m após a mudança de direcção. Esta ordem de grandeza para o comprimento de entrada, e inerente ao processo de reaceleração das rolhas, é similar à que foi encontrado para transporte horizontal de rolhas de cortiça (Neto e Pinho, 1998; Pinho, 1999; Pinho 2001).

Por outro lado, os dados experimentais de queda de pressão obtidos com as tomas da pressão situadas na extremidade final da conduta vertical, isto é, para além dos 4,5 m, não foram considerados como valores de escoamento em estado estacionário, visto a desaceleração do fluxo inerente à mudança de direcção que se avizinha, induzir o aumento da queda de pressão sendo, desse modo, obtidas de novo condições de estado transiente para transporte pneumático.

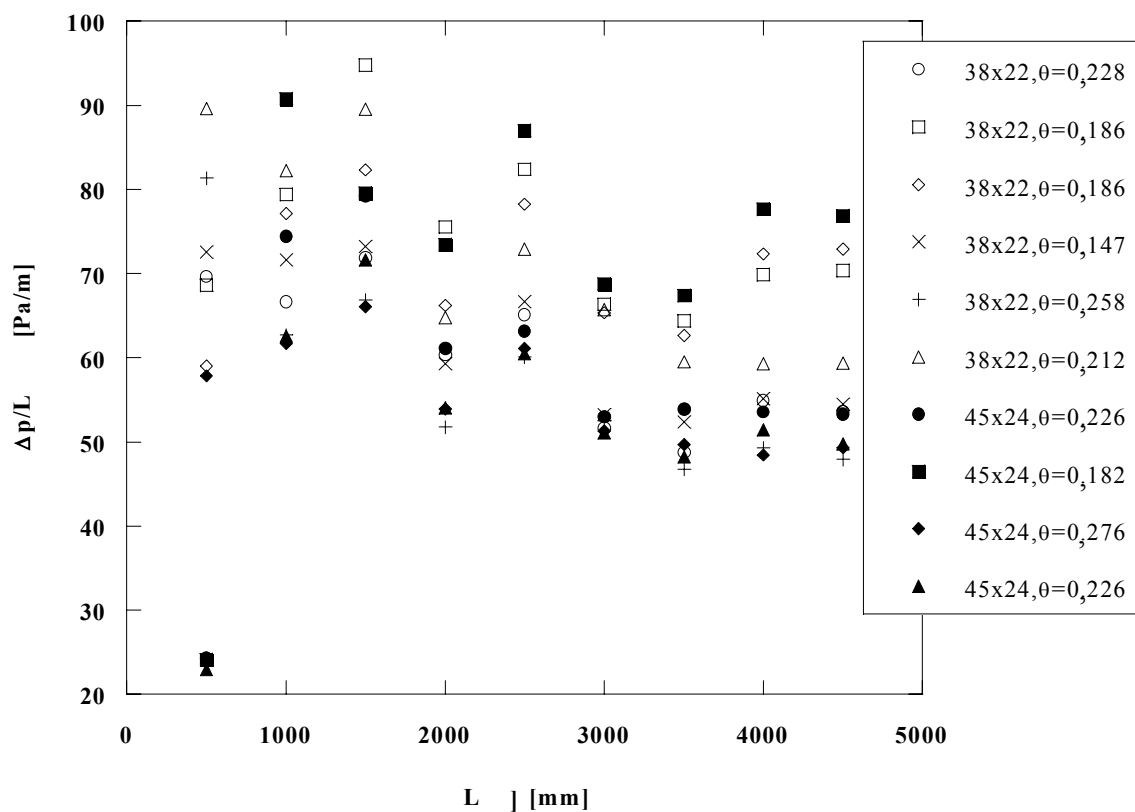


Figura 4.1 - Evolução da perda de carga por unidade de comprimento ao longo da conduta vertical de transporte pneumático.

Em face do constatado, e já esperado, de existir inicialmente um troço da conduta onde o escoamento se processava em regime transiente e durante o qual se dava a reaceleração das rolhas seguido de um troço onde se verificava o transporte das rolhas em regime permanente, o estudo a efectuar dividiu-se em duas partes complementares. Numa primeira fase do trabalho estudou-se o comportamento deste tipo de escoamento em regime estacionário e que será doravante analisado no presente capítulo e o estudo da fase de reaceleração que será analisado no capítulo posterior.

Ainda da análise efectuada à Figura 4.1 torna-se evidente que, para este estudo do regime estacionário os dados experimentais a tratar para essas condições serão apenas os valores de queda de pressão obtidos para os comprimentos de conduta vertical para além dos 3 m e até aos 4,5 m. É notório que apenas as quatro últimas tomas de pressão medem as perdas de carga para escoamento bem desenvolvido ou permanente pois apresentam valores com tendência linear.

Após a análise da influência das dimensões das rolhas na perda de carga linear do escoamento bifásico, a interpretação dos resultados correspondente ao regime permanente é, numa primeira fase, efectuada separadamente para cada tamanho de rolhas em estudo, seguindo-se finalmente uma análise dos resultados para todos os tamanhos combinados. Posteriormente é efectuada uma comparação dos dados experimentais com valores calculados através de uma correlação presente na bibliografia. Por fim, efectua-se uma correlação dos dados experimentais para cada tipo de rolha testado e uma outra mais geral, entrando para o efeito com a totalidade dos dados experimentais, chegando-se assim a uma correlação de maior universalidade para a perda de carga de rolhas em transporte pneumático vertical em fase diluída.

De notar que, para o cálculo da velocidade superficial do fluido transportador (U_f), teve de ser determinada a porosidade do escoamento (conforme descrito no Capítulo 3). Em todos os casos a porosidade do escoamento estava situada entre 0,995 e 0,997. Estes valores, por serem apenas resultado auxiliares e não principais, não serão apresentados em pormenor na análise subsequente.

4.2.2- Influência da dimensão das rolhas

Por análise da Figura 4.2 que representa os valores da perda de carga linear por unidade de comprimento de conduta, para um ensaio realizado com um factor de carga de sólidos igual a 0,13 e um número de Froude de 20, em função da dimensão das rolhas transportadas, verifica-se que a perda de carga diminui com o aumento das dimensões das rolhas a transportar.

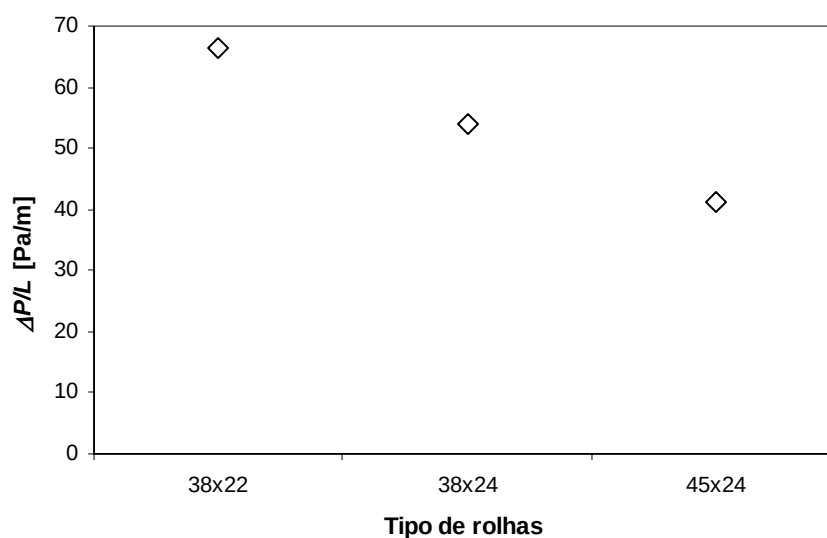


Figura 4.2 – Valores experimentais obtidos para ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,13 e $Fr = 20$.

Porém, não é possível concluir peremptoriamente esse efeito visto que as rolhas, tal como exposto na Tabela 4.1, não têm o mesmo valor de massa volúmica, sendo o aumento da dimensão das rolhas acompanhado pela diminuição da sua massa volúmica.

Desse modo, não sendo possível separar os efeitos, não se poderá afirmar nada acerca da influência da dimensão das rolhas na perda de carga do escoamento bifásico.

4.2.3 – Resultados experimentais para rolhas tipo 38×22

Para este tipo de rolhas a evolução da perda de carga do escoamento por metro de conduta em função da distancia à primeira toma (situada 50 cm após a mudança de direcção) tem sempre o comportamento ilustrado na Figura 4.3 onde são representados os

resultados experimentais de um ensaio realizado para velocidade de fluido transportador correspondente a um número de Froude de 24,50 e factor de carga de 0,120. Logo após a mudança de direcção entre a horizontal e a vertical, temos um valor de perda de carga linear elevado, observando-se posteriormente uma redução dos valores medidos. Somente depois de as condições do transporte em estado estacionário serem atingidas, a evolução da queda de pressão segue uma tendência mais linear, sendo que esta situação de transporte em estado estacionário é atingida num ponto da conduta situado cerca de 3 m após o início do troço vertical de conduta.

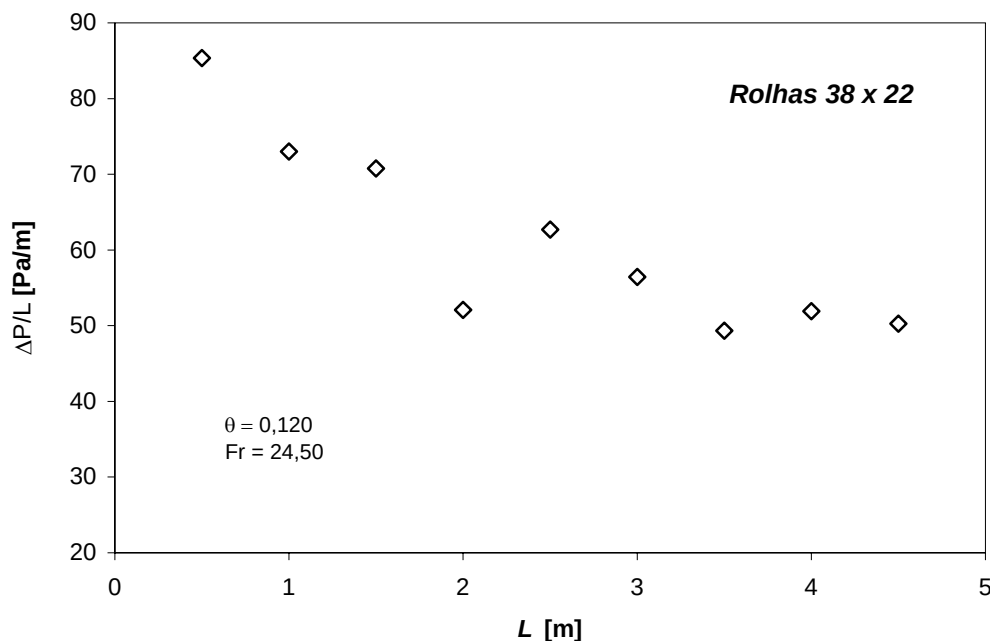


Figura 4.3 – Evolução da perda de carga

O efeito de reaceleração das partículas devido à curva de mudança de direcção é notório nesta evolução da perda de carga, onde se constata um decréscimo acentuado de $\Delta P / L$ nos primeiros 3 m de conduta. O estado estacionário é caracterizado por uma evolução com tendência linear na perda de carga ao longo da conduta. A primeira fase em que a perda de carga linear medida apresenta valores variáveis, com uma tendência decrescente, é típico do estado transiente ou de reaceleração motivado pelo efeito de uma mudança de direcção no escoamento gás-sólido.

Por sua vez e analisando as Figuras 4.4 e 4.5 observa-se que para valores idênticos de velocidade de fluido transportador, ou seja, iguais números de Froude 18,96, os

ensaios realizados para diferentes factores de carga de sólidos demonstram que a perda de carga no regime estacionário aumenta com o aumento do factor de carga para uma dada velocidade de fluido transportador constante.

De facto para o ensaio realizado para número Froude de 18,96 e factor de carga de 0,175 temos que a perda de carga do escoamento por metro de conduta é, para condições de regime estacionário, igual a 54,90 Pa/m, enquanto que para o ensaio referente ao número Froude de 18,96 e factor de carga de 0,225, o valor medido para a perda de carga foi de 56,15 Pa/m . Este facto era esperado e está de acordo com o diagrama de estado geral para transporte pneumático, ver Capítulo 1, que nos indica que para uma mesma velocidade de fluido transportador, o aumento do factor de carga provoca uma aumento da perda de carga do escoamento. Note-se que os valores de perda de carga por metro linear apresentados são, para cada ensaio, obtidos através da média aritmética dos valores medidos pelas últimas quatro tomas de pressão.

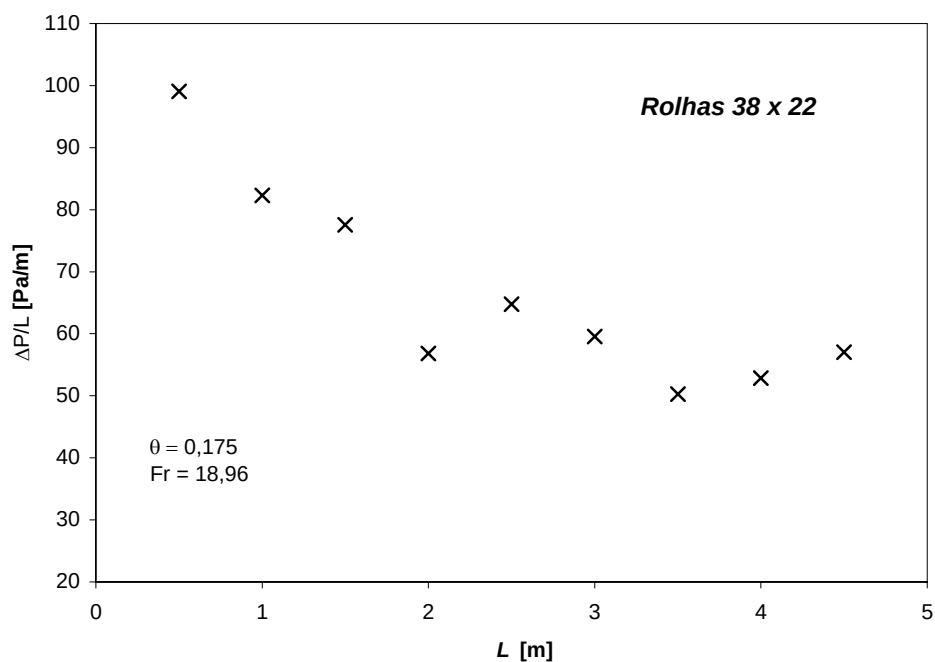


Figura 4.4 – Evolução da perda de carga

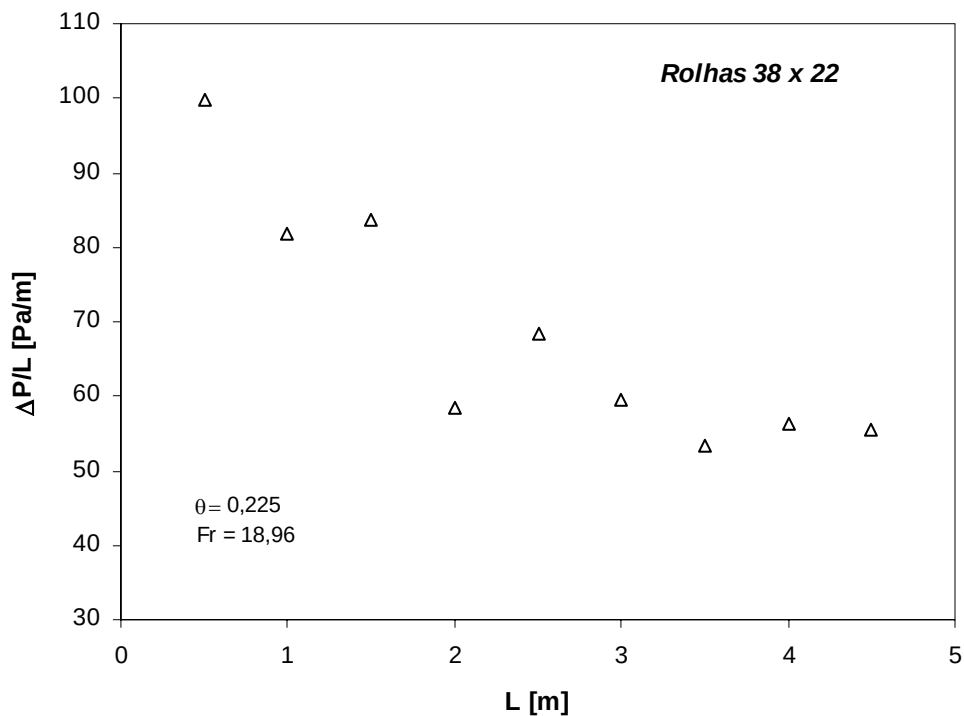


Figura 4.5 – Evolução da perda de carga

De igual forma verifica-se que, para um mesmo valor de factor de carga de sólidos, a perda de carga do escoamento diminui com a diminuição da velocidade de fluido transportador, conforme se pode verificar através da análise das Figuras 4.5 e 4.6. Este comportamento está também de acordo com o diagrama de estado geral para transporte pneumático. De facto, é esperada uma diminuição da perda de carga do escoamento com a diminuição da velocidade de fluido transportador para um mesmo valor do factor de carga de sólidos. Isto porque estamos, claramente, numa situação de transporte pneumático em fase diluída (típico de escoamentos com baixo factor de carga de sólidos).

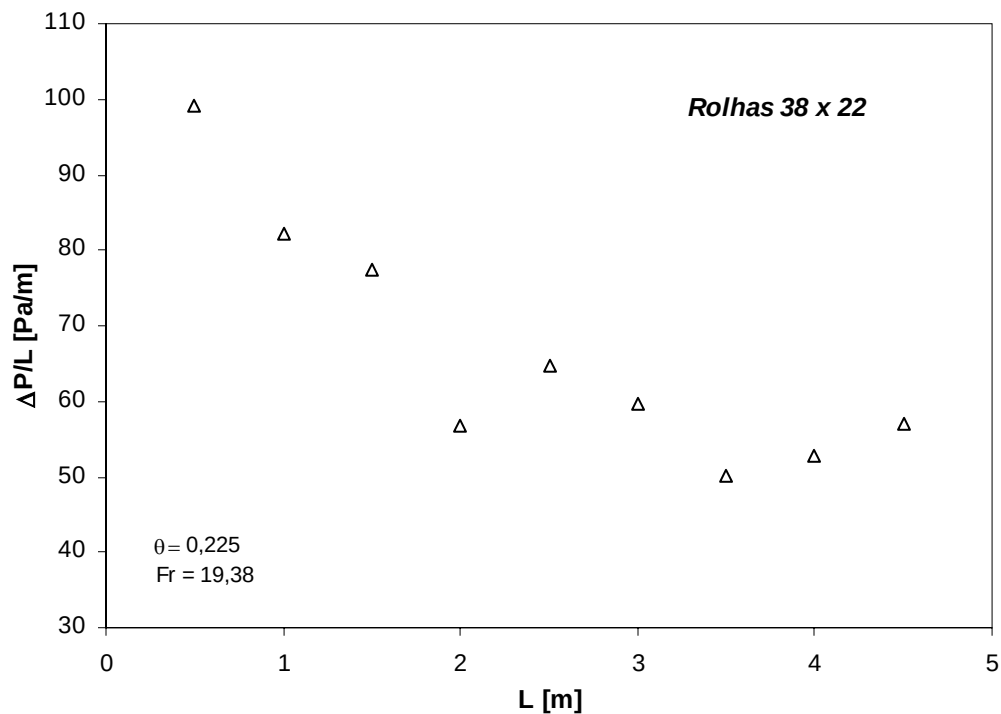


Figura 4.6 – Evolução da perda de carga

De acordo com a análise acima efectuada, a perda de carga do escoamento gasoso isolado e equivalente será, teoricamente e assumindo a tendência verificada, inferior à perda de carga do escoamento bifásico. Por análise da Figura 4.7 observa-se que, para este tipo de escoamento, a perda de carga em transporte pneumático, em escoamento permanente, é superior ao previsto pela equação de Blasius para o escoamento isolado do mesmo caudal de ar transportador, em regime permanente, em condutas de paredes lisas.

Enquanto que no transporte pneumático de rolhas de cortiça na horizontal, as perdas de carga para o escoamento bifásico são inferiores às do escoamento da fase gasosa correspondente (Neto e Pinho, 1998; Pinho, 1999; Pinho 2001), para transporte pneumático na vertical de rolhas de tamanho 38×22 tal situação não acontece, tal como é demonstrado pelos dados experimentais agora obtidos, Figura 4.7.

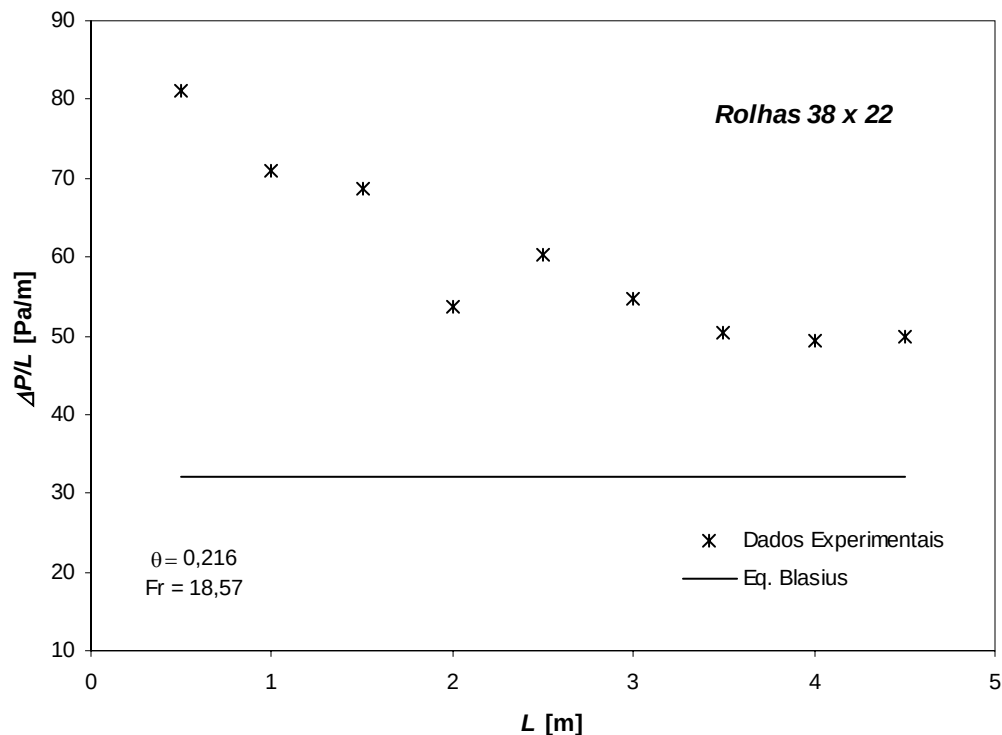


Figura 4.7 – Evolução da perda de carga. Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista via equação de Blasius (rolhas 38×22).

4.2.4 – Resultados experimentais para rolhas tipo 38 × 24

Para este tipo de rolhas a evolução da perda de carga por metro linear de conduta é idêntico ao observado para as rolhas 38×22. Conforme se pode confirmar pela análise da Figura 4.8, após a curvatura temos um valor de perda de carga linear elevado e posteriormente observa-se uma redução do mesmo. Somente depois de as condições do transporte em estado estacionário serem atingidas, a evolução da queda de pressão segue uma tendência mais linear sendo esta situação do estado estacionário é atingida num ponto da conduta situado cerca de 3 m após o início do troço vertical.

Porém, em alguns ensaios, realizados a velocidades mais elevadas de fluido transportador, chegando-se por isso a números de Froude mais elevados, verifica-se um facto novo. Como se observa pela análise da Figura 4.8 a perda de carga medida entre as duas primeiras tomas de pressão tem um valor muito baixo e só a partir da segunda toma

de pressão a evolução segue a tendência acima descrita. Este comportamento, patente nas rolhas de maiores dimensões, não sendo objecto de estudo no presente trabalho não poderá ser interpretado com rigor. Para tal seria necessário realizar um maior numero de ensaios, por forma a constatar quais os motivos e quais os parâmetros que influenciam o fenómeno observado.

No entanto, pode-se afirmar que as rolhas imediatamente após a curva de mudança de direcção sofrem uma desaceleração, proveniente do facto de ser formado um efeito de corda pelo que o valor de perda de carga diminui num primeiro instante, aumentado significativamente aquando da reaceleração das partículas a partir da segunda toma, nos ensaios em que este efeito é verificado. Tal acontece por ser necessário fornecer maior energia para vencer os efeitos gravíticos e reacelarar as partículas quando estas apresentam maiores dimensões.

Nas rolhas mais pequenas, as de 38×22, não se verifica este tipo de comportamento.

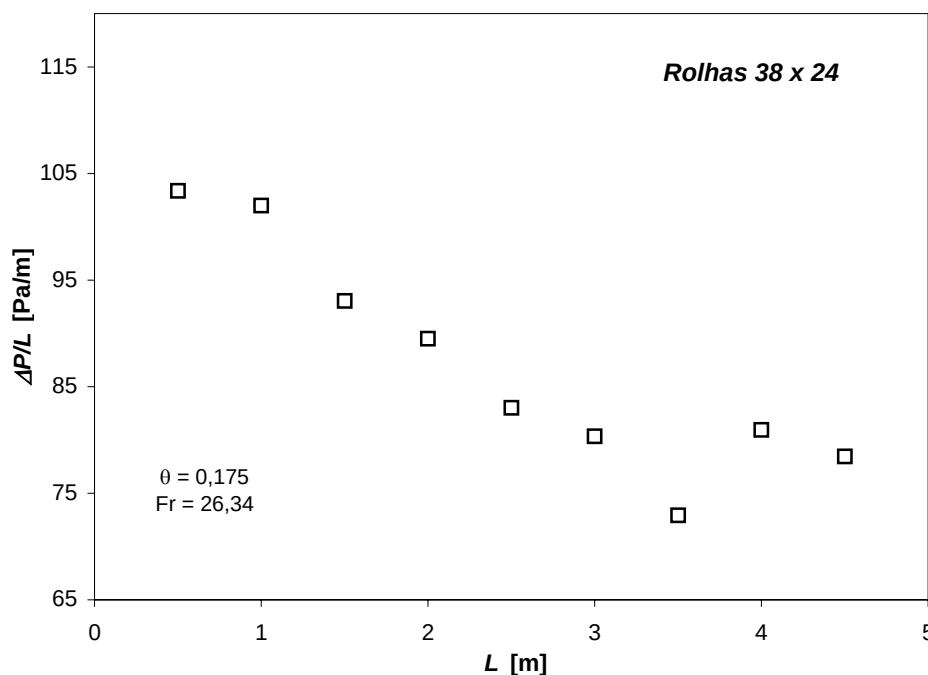


Figura 4.8 – Evolução da perda de carga

Quanto à influência do número de Froude e do factor de carga, também nos ensaios realizados com este tipo de rolhas se constata que a perda de carga por unidade de

comprimento de conduta, para regime estacionário, aumenta com o aumento do factor de carga para uma dada velocidade de fluido transportador constante. De igual forma verifica-se que, para um mesmo valor de factor de carga de sólidos, a perda de carga do escoamento diminui com a diminuição da velocidade de fluido transportador, ver Tabela 4.2 e Figuras 4.9 e 4.10.

Tabela 4.2 – Valores experimentais da perda de carga, em regime permanente, por metro de conduta obtidos nos ensaios efectuados com rolhas tipo 38×24.

Factor de Carga, θ	Número de Froude, Fr	$\Delta P / L$ [Pa/m]
0,20	22,3	61,27
0,20	25,5	68,09
0,15	26,1	68,63
0,17	26,1	78,54

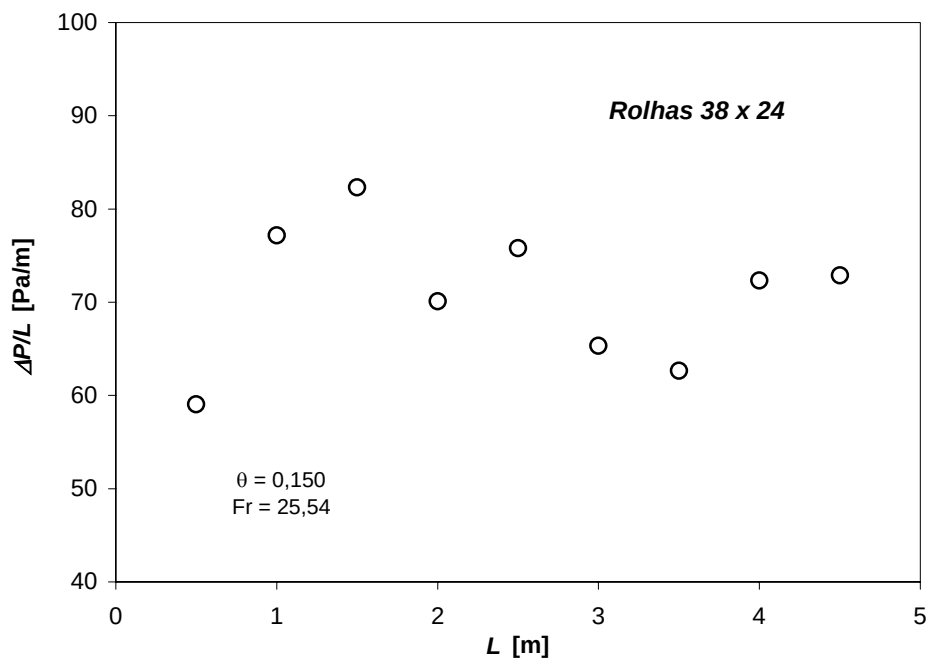


Figura 4.9 – Evolução da perda de carga

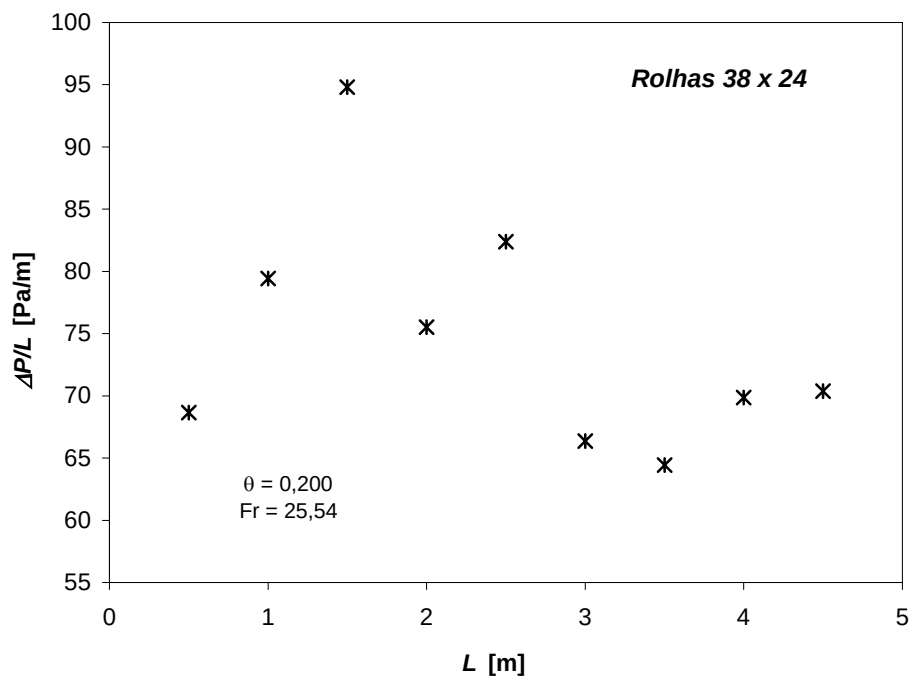


Figura 4.10 – Evolução da perda de carga

Tal como sucede para as rolhas de 38×22, também para as rolhas de 38×24, a evidência experimental, mostra que a perda de carga no escoamento gás-sólido é superior à perda de carga inerente ao escoamento do mesmo caudal de gás transportador na ausência de sólidos, Figura 4.11.

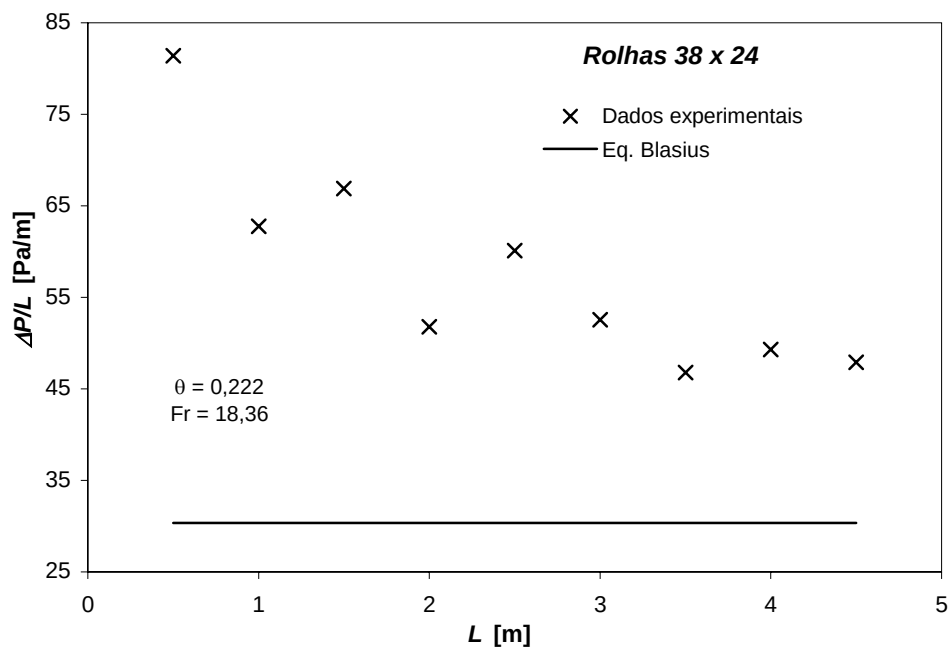


Figura 4.11 – Evolução da perda de carga Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista pela equação de Blasius (rolhas 38× 24).

4.2.5 – Resultados experimentais para rolhas tipo 45 × 24

Nos ensaios realizados com este tipo de rolhas o comportamento observado em termos da evolução da perda de carga linear ao longo do comprimento da conduta indica-nos que o efeito da mudança de direcção do escoamento na transição horizontal vertical é igualmente notável. De facto em todos os ensaios efectuados o aspecto da variação da queda de pressão ao longo do comprimento da conduta é idêntico ao apresentado na Figura 4.12. Novamente a importância da maior inércia das partículas se faz sentir na evolução da perda de carga global.

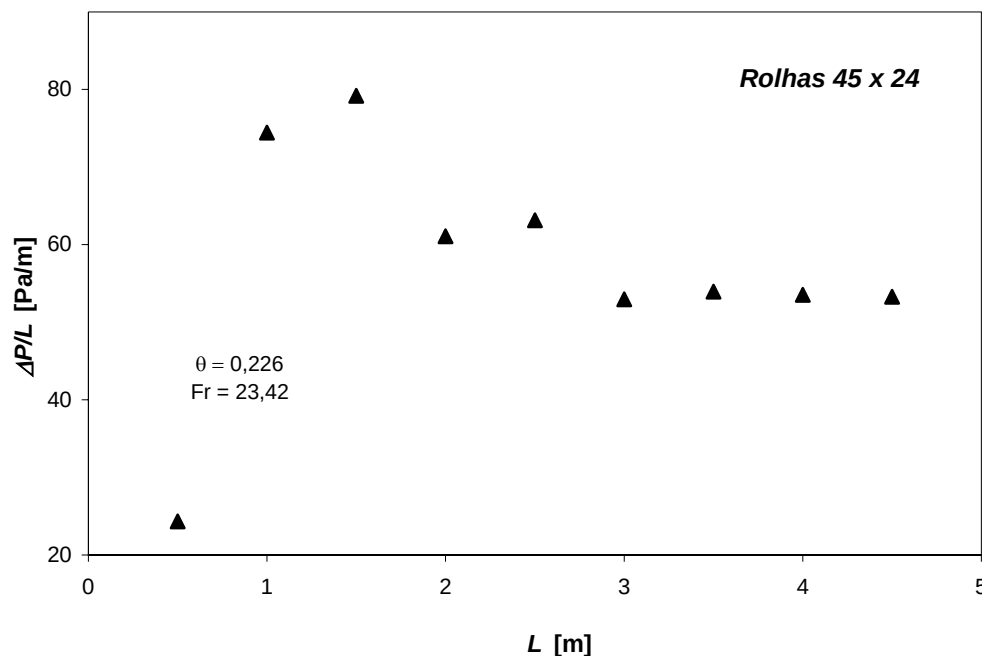


Figura 4.12 – Evolução da perda de carga

Verifica-se novamente um ponto inicial em que a queda de pressão por metro de conduta é baixo, aumentado significativamente nas tomas subsequentes. As dimensões das rolhas explicam este fenómeno, visto as partículas maiores sofrerem mais tardiamente o efeito de curva e da posterior reaceleração. Após a segunda toma os pontos experimentais apresentam a evolução esperada para o valor de perda de carga. Este é inicialmente elevado e posteriormente observa-se uma redução do mesmo. Somente depois de as condições do transporte em estado estacionário serem atingidas, a evolução da queda de pressão segue uma tendência mais linear, ver Figura 4.12.

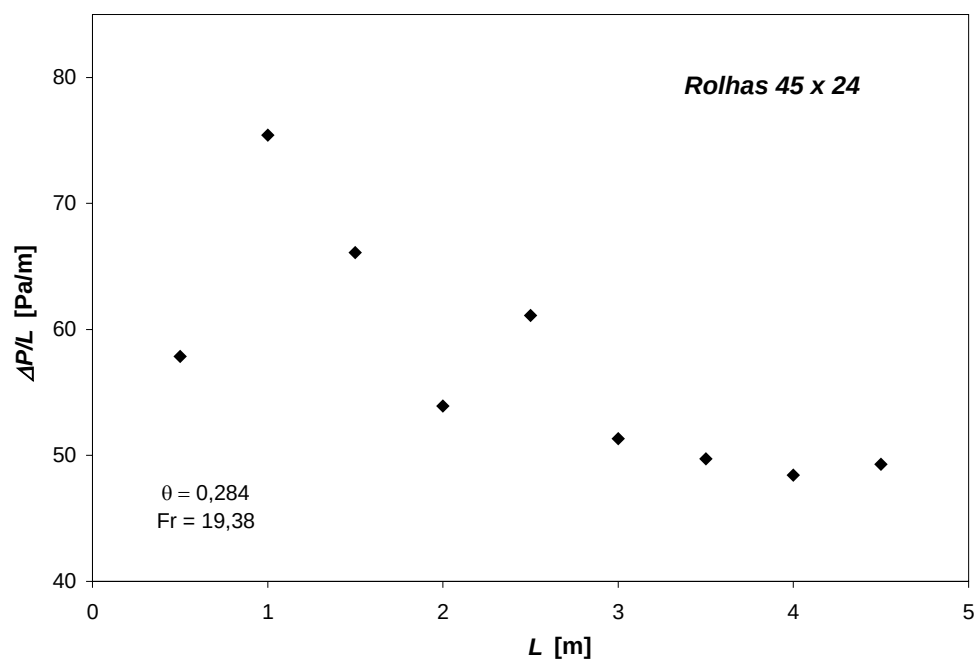


Figura 4.13— Evolução da perda de carga

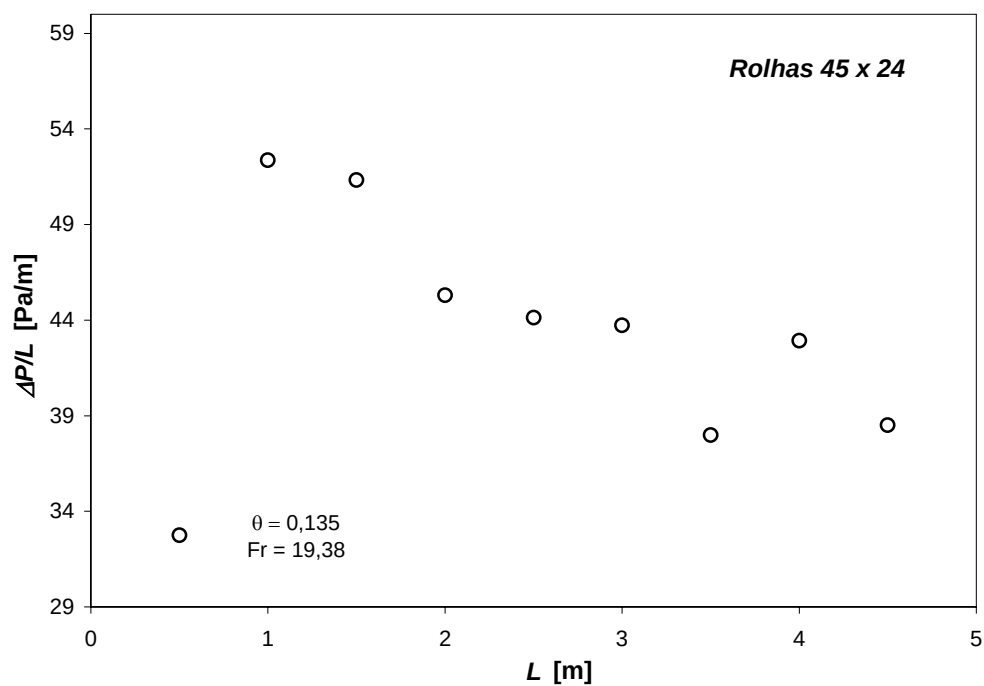


Figura 4.14 – Evolução da perda de carga

Analisando as Figuras 4.13 e 4.14 observa-se que para valores idênticos de velocidade de fluido transportador, iguais números de Froude 19,38, os ensaios realizados para diferentes factores de carga de sólidas demonstram que a perda de carga aumenta com o aumento do factor de carga para uma dada velocidade de fluido transportador constante.

Para o ensaio realizado para número Froude de 19,38 e factor de carga de 0,284, temos que a perda de carga linear do escoamento por metro de conduta é, para as condições de estado estacionário, igual a 49,70 Pa/m, enquanto que para o ensaio realizado para número Froude de 19,38 e factor de carga de 0,135, é de 40,79 Pa/m.

Por sua vez, para uma mesma velocidade de fluido transportador, constata-se experimentalmente, também para este tipo de rolhas, que o aumento do factor de carga provoca uma aumento da perda de carga do escoamento bifásico.

Também para este tipo de rolhas (45×24) a evidência obtida no presente trabalho, Figura 4.15, mostra que a perda de carga em escoamento gás-sólido é superior à perda de carga inerente ao escoamento do mesmo caudal de gás transportador na ausência de sólidos, calculada por intermédio da equação de Blasius.

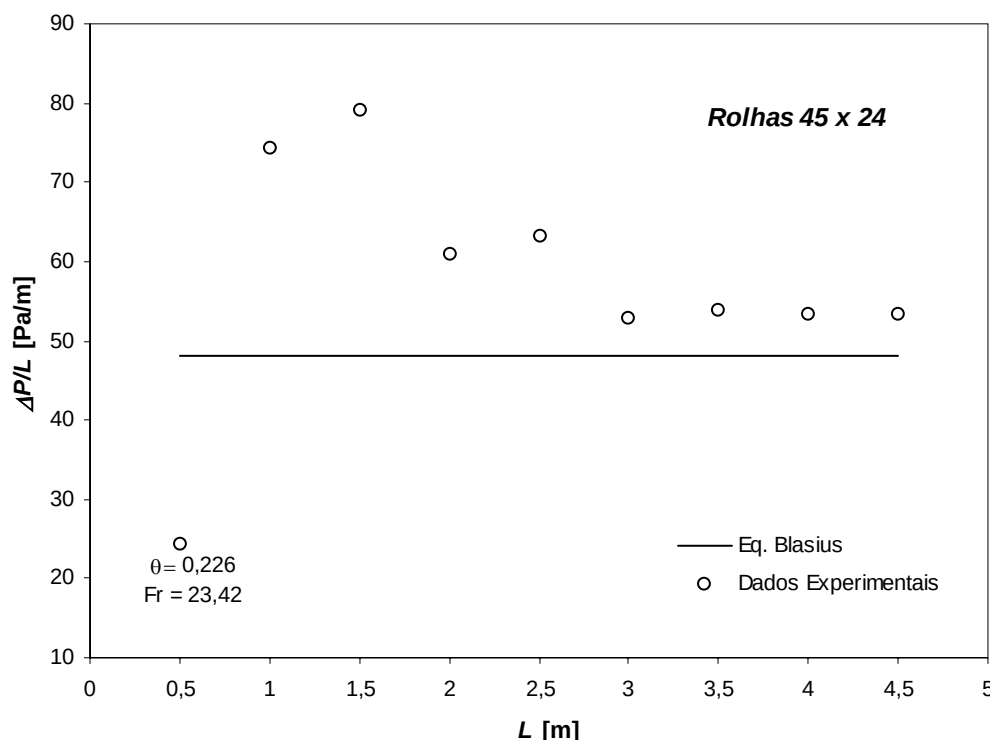


Figura 4.15 – Evolução da perda de carga. Comparação entre os dados experimentais e a perda de carga prevista pela equação de Blasius (rolhas 45 × 24).

Esta situação, tal como descrito anteriormente, sucede para todos os tipos de rolhas testados no transporte vertical em fase diluída, contrariamente ao observado no transporte pneumático de rolhas de cortiça na horizontal, em que as perdas de carga para o escoamento bifásico são inferiores às do escoamento da fase gasosa correspondente (Neto e Pinho, 1998; Pinho, 1999; Pinho 2001).

Tal diferença de comportamento deve-se a que em transporte pneumático horizontal os finos se depositam nas parede interiores das tubagens, principalmente ao longo da sua geratriz inferior, actuando como lubrificante, enquanto que no caso do transporte pneumático vertical a acção sedimentadora da gravidade é perfeitamente contrariada pela força de arrasto, sendo por isso a deposição de finos nas paredes irrelevante, minimizando-se assim o mecanismo de lubrificação induzido por tais finos.

4.3 – Comparação dos Resultados Experimentais com Correlações Existentes na Bibliografia. Modelo de Namkung e Cho(2002)

Tal como referido no Capítulo 1, Namkung e Cho (2002) consideraram no desenvolvimento do seu modelo que a perda de carga medida numa linha de transporte pneumático é o somatório das componentes da perda de carga de aceleração, perda de carga estática e de fricção e pode ser expressa da seguinte forma:

$$-\frac{dP}{dz} = \left[(1-\varepsilon) \rho_p U_p \frac{dU_p}{dz} + \varepsilon \rho_g U_g \frac{dU_g}{dz} \right] + \left[\rho_s (1-\varepsilon) + \rho_g \varepsilon \right] g + \frac{2f_g \rho_g U_g^2}{D} + \frac{2f_s \rho_s (1-\varepsilon) U_p^2}{D} \quad (4.1)$$

Sendo que, na zona de escoamento desenvolvido e para regime permanente a contribuição da perda de carga de aceleração pode ser desprezada e a expressão (4.1) toma a seguinte forma:

$$-\frac{dP}{dz} = \left[\rho_s (1-\varepsilon) + \rho_g \varepsilon \right] g + \frac{2f_g \rho_g U_g^2}{D} + \frac{2f_s \rho_s (1-\varepsilon) U_p^2}{D} \quad (4.2)$$

A velocidade das partículas U_p é, neste modelo e para as condições de estado estacionário, dada pela diferença entre a velocidade do fluido transportador U_f e a velocidade terminal das partículas.

$$U_p = U_f - U_t \quad (4.3)$$

Quanto aos factores de atrito, foram usados neste trabalho os propostos por Blasius (White, 1994) para a fase gasosa e o de Van Swaaij et al. (1970) para o factor de atrito da parte sólida (conforme sugerido pelos autores).

- Blasius $f_g = 0,0791 / \text{Re}^{0,25} \quad (4.4)$

- Van Swaaij et al. (1970) $f_s = 0,080 \cdot U_p^{-1} \quad (4.5)$

A comparação entre a perda de carga para regime estacionário calculada através desta expressão e que doravante designaremos por $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{Nam}}$ e os valores determinados experimentalmente, designados por $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{exp}}$, são de seguida apresentados para os vários tipos de rolhas testados. Esta análise foi feita com o intuito de se poder ter uma ideia da capacidade que uma correlação desenvolvida para um material a transportar, que tinha dimensões e propriedades físicas completamente diferentes (diâmetro médio de 338 μm e uma massa volúmica de 4500 kg/m^3), tem ao ser aplicada ao cálculo de perdas de carga neste tipo específico de transporte pneumático.

O desvio médio dos valores experimentais em relação aos calculados pela correlação de Namkung e Cho (2002), foi determinado pela seguinte expressão definida por Wen e por Chen (1982),

$$\text{desvio médio (\%)} = \left[\sqrt{\frac{\sum \left(\frac{\frac{\Delta P}{L}_{\text{nam}} - \frac{\Delta P}{L}_{\text{exp}}}{\frac{\Delta P}{L}_{\text{exp}}} \right)^2}{N}} \right] \times 100 \quad (4.6)$$

Para as diferentes dimensões de rolhas testadas, apresentam-se de seguida a representação gráfica da comparação entre os valores de comprimento de aceleração calculados pela correlação de Namkung e Cho e experimentais:

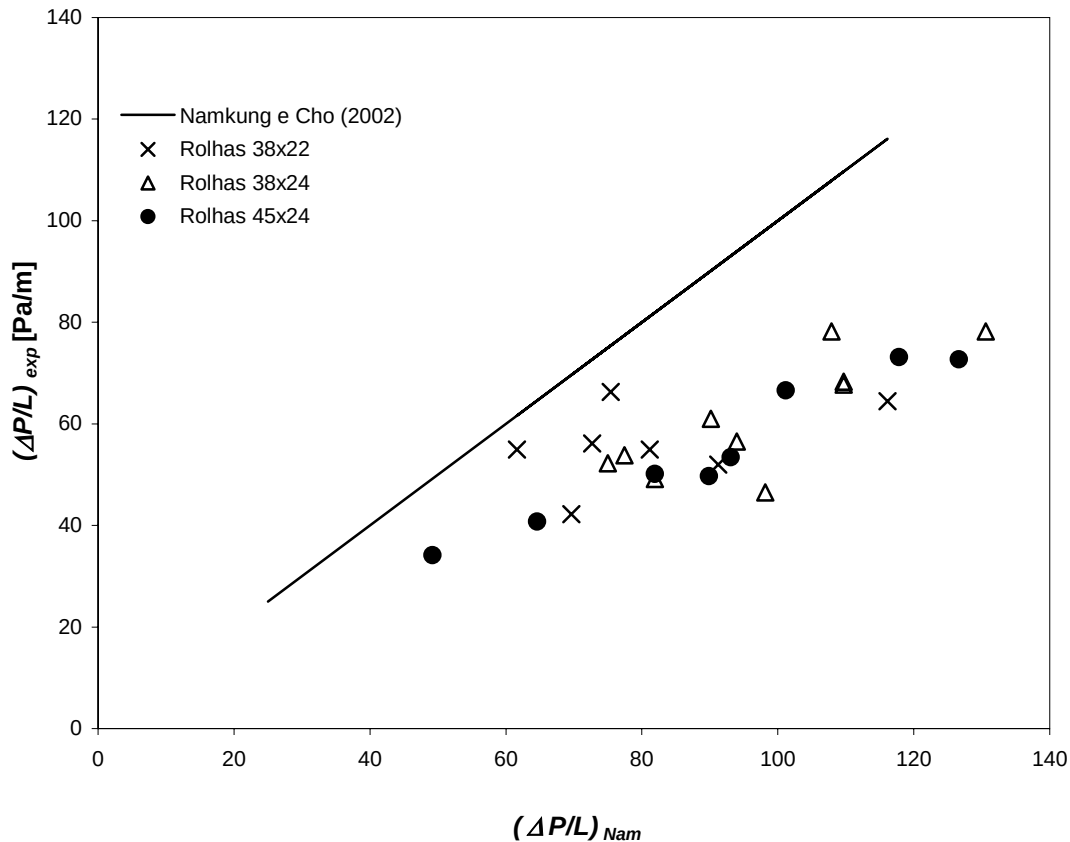


Figura 4.16 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Namkung e Cho (2002) para a perda de carga em regime permanente.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{exp}$ e calculados $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{Nam}$ com a correlação apresentada por Namkung é de 111% enquanto que o desvio médio, definido por Wen e por Chen (1982) – equação 4.6 - é de 59 %,

Como seria de esperar, tendo em atenção o tipo de material que serviu de suporte para o desenvolvimento do modelo de Namkung e Cho (minério de ferro com diâmetro médio de 338 μm e uma massa volúmica de 4500 kg/m^3), os valores obtidos por este

modelo apresentam desvios significativos em relação aos experimentais sendo, em todas as situações, superiores a estes últimos. Esse facto era previsível visto a componente estática da queda de pressão ser superior à observada no transporte de rolhas de cortiça, isto devido essencialmente à diferença das massas volúmicas de um e outro material.

Contudo, ao contrário do que é sugerido pelos autores, se se utilizar para o cálculo do factor de fricção da fase sólida a correlação desenvolvida por Reddy and Pei (1969),

$$f_s = 0,046 \cdot U_p^{-1} \quad (4.7)$$

já os valores calculados através da correlação de Namkung, equação (4.2), se aproximam mais dos valores experimentais deste trabalho, Figura 4.17, pese embora continuem a ser sempre superiores a estes últimos.

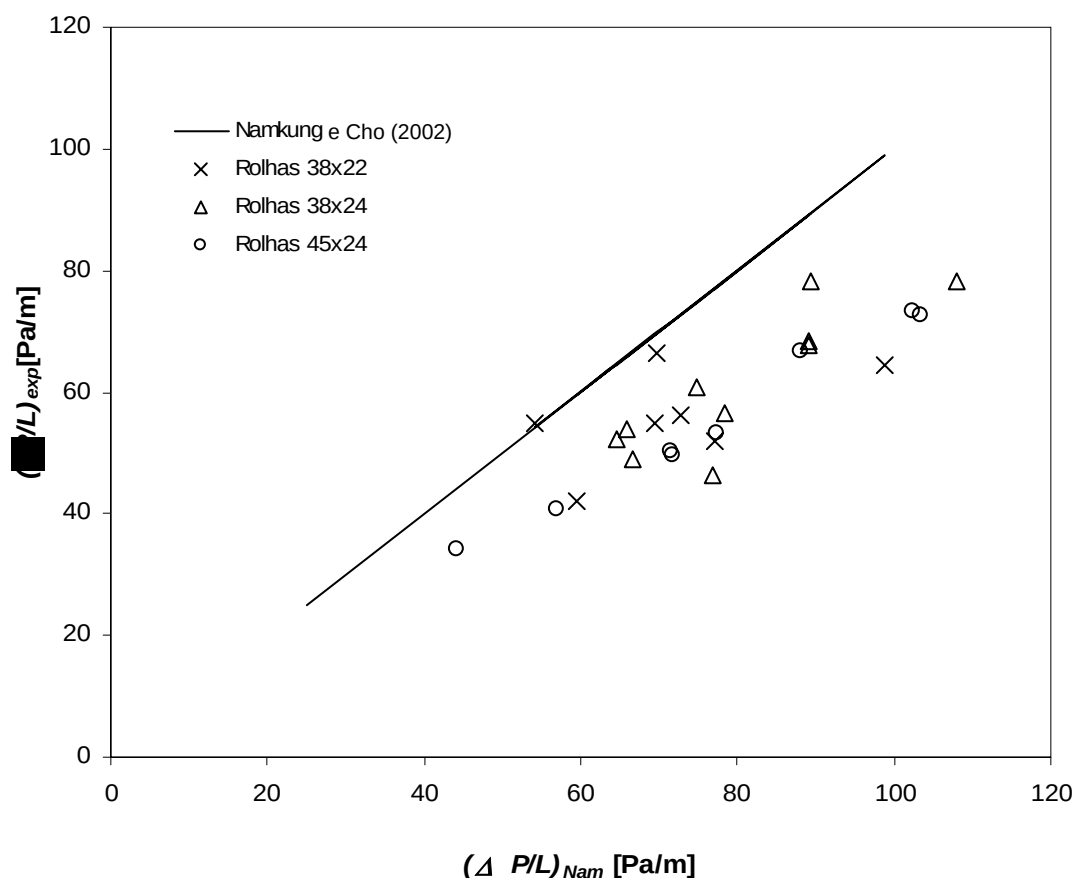


Figura 4.17 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Namkung e Cho (2002) para a perda de carga em regime permanente. Factor de fricção da fase sólida calculado a partir da correlação desenvolvida por Reddy and Pei (1969).

Para este caso o desvio absoluto máximo entre dados experimentais $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{exp}}$ e calculados $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{Nam}}$ com a correlação apresentada por Namkung é de 64% enquanto que o desvio médio, definido por Wen e por Chen (1982) – equação (4.6) - é de 35,4 %,

Como não se conseguiram atingir resultados satisfatórios com nenhum dos modelos anteriores usados para o factor de atrito da fase sólida e, para tentar adaptar o modelo desenvolvido por Namkung e Cho (2002) a este caso particular de transporte pneumático, correlacionaram-se os dados de $\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{\text{exp}}$ por forma a desenvolver um outro factor de atrito da fase sólida que, adaptado à expressão (4.2), pudesse prever os valores experimentais. Em conclusão, pretendeu-se obter uma equação do tipo $f_s = \zeta \cdot U_p^{-1}$ em que o ζ será obtido pelo ajuste dos $\Delta p/L$.

No entanto, esta expressão de Namkung e Cho (2002), para além das contribuições do atrito da fase sólida e gasosa, entra também com a contribuição estática. Esta última contribuição é de tal maneira elevada que, mesmo considerando o factor de atrito da fase sólida nulo, este modelo nunca consegue dar uma resposta satisfatória. Por tal razão optou-se por se trabalhar com base numa expressão para perda de carga global

4.4 - Correlação dos Resultados Experimentais do Presente Trabalho

Em modelos clássicos para transporte pneumático, tais como os propostos por Barth (1960a; 1960b), Yang (1973; 1974; 1978) e Yang e Keairns (1973; 1976), a queda de pressão total do estado de transporte pneumático em regime permanente, é considerada como sendo a soma de duas contribuições individuais do gás transportador e do sólido transportado. Mais recentemente, Rhodes (1998) continua a adoptar, como uma aproximação geral, a adição de contribuições individuais da queda de pressão. Ainda mais recentemente, Mills (2004) refere, embora não detalhadamente, um modelo para a determinação do factor de fricção dos sólidos em que pressupõe o cálculo da perda de

carga em transporte pneumático (tanto em fase diluída como em fase densa) como a adição de duas componentes, uma relativa à fase sólida e outra relativa à fase densa.

Nestas aproximações, é implicitamente suposto que a queda de pressão total para um escoamento em transporte pneumático, deve ser mais elevada do que toda a contribuição individual. Entretanto, esta não é sempre a situação real e a aplicação de tais modelos poderia ser incorrecta para este tipo de escoamento tão específico.

De facto, visto os resultados experimentais em transporte pneumático horizontal de rolhas cortiça terem conduzido a perdas de carga para o escoamento bifásico inferiores às do escoamento isolado da fase gasosa (Neto e Pinho, 1998; Pinho, 1999; Pinho 2001), não fazia sentido considerar o factor de atrito global como a soma das duas componentes acima citadas visto que, nesse caso, os resultados experimentais conduziram a coeficientes de atrito da parte sólida negativos, o que é fisicamente incoerente. Este resultado prático é típico de sistemas multifásicos, onde a fase sólida é composta por partículas de diferentes tamanhos, actuando as mais finas como lubrificantes relativamente às de granulometria mais grosseiras e mesmo relativamente ao fluido, resultando tal interacção numa menor perda de carga em transporte multifásico comparativamente à situação monofásica equivalente, Radin et al. (1975).

Então no tratamento dos resultados experimentais, embora este pudesse ter sido levado a cabo como base na clássica separação e consequente adição de efeitos do escoamento gasoso e sólido, por simplicidade de análise por um lado e por coerência de similitude por outro lado, optou-se também neste caso por se tratar os resultados por forma a se chegar a um coeficiente global de perda de carga. Aliás, este argumento de simplicidade de tratamento, quer dos dados experimentais, quer do posterior método de cálculo, durante o dimensionamento, foi um dos argumentos utilizados por Szikszay (1988) e Weber(1991) para justificar a sua metodologia mais simplificada.

Os dados obtidos em escoamento em regime permanente nos vários ensaios realizados com factores de carga diferentes, foram então tratados com vista a obter uma correlação para o factor de fricção global. A abordagem usada na primeira fase foi a mesma que foi usada por Neto e Pinho (1998) e Pinho (1999, 2001), para transporte pneumático na horizontal. A perda de carga do escoamento é então dada por:

$$\Delta p_t = \lambda_t \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2} \quad (4.8)$$

O factor global de fricção depende das características dimensionais da instalação e das partículas, das propriedades físicas do fluido transportador e dos sólidos. Desse modo optou-se por obter uma correlação empírica do tipo

$$\lambda_t = a \theta^b Fr^c \left(\frac{d_p}{D} \right)^d \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^e \quad (4.9)$$

que se ajustasse aos valores experimentais. Esta formulação baseia-se numa análise dimensional e segue as recomendações apresentadas por Weber (1991).

Assim e para cada um dos tipos de rolhas testados, calculou-se, para cada ensaio o valor do factor global de fricção pela equação (4.8) em função dos parâmetros adimensionais θ (factor de carga), Fr , $\frac{d_p}{D}$ e $\frac{\rho_p}{\rho_f}$, e assim foi possível correlacionar os dados por intermédio de parâmetros ajustáveis a , b , c , d e e , através da aplicação de um *software* comercial de regressão não-linear NLREG. Os valores obtidos para aqueles parâmetros são de seguida apresentados, para cada um dos tipos de rolhas testados, propondo-se posteriormente uma correlação global para todos os resultados experimentais. Os resultados experimentais são depois comparados graficamente com os valores calculados pelas correlações correspondentes.

Os desvios médios dos resultados experimentais em relação aos calculados pelas correlações obtidas para cada caso foram sempre calculados de acordo com o sugerido por Wen e por Chen (1982),

$$\text{desvio médio (\%)} = \left[\sqrt{\sum \left(\frac{\lambda_{t\text{cal}} - \lambda_{t\text{exp}}}{\lambda_{t\text{exp}}} \right)^2 / N} \right] \times 100 \quad (4.10)$$

4.4.1- Rolhas 38 × 22

Os dados experimentais obtidos nos ensaios realizados com este tipo de rolhas varreram as gamas de factores de carga e de número de Froude apresentadas na tabela seguinte.

Tabela 4.3 – Gama de variação do factor de carga e do numero de Froude observadas nos ensaios realizados com rolhas do tipo 38 × 22 .

Gama de variação de θ	Gama de variação de Fr
$0,097 \leq \theta \leq 0,265$	$17,96 \leq Fr \leq 30,02$

Estes dados foram então correlacionados e, para este tipo de rolhas, os parâmetros acima mencionados, que garantem o melhor ajuste aos dados experimentais fornecidos encontram-se descritos na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a, b, c d e e, da correlação proposta para os valores do factor global de fricção para transporte pneumático de rolhas de cortiça do tipo 38 × 22.

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
0,060	0,26	-1,33	11,6	3,85

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\lambda_t = 0,060 \cdot \theta^{0,26} Fr^{-1,33} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{11,60} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{3,85} \quad (4.11)$$

De seguida apresenta-se graficamente a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação.

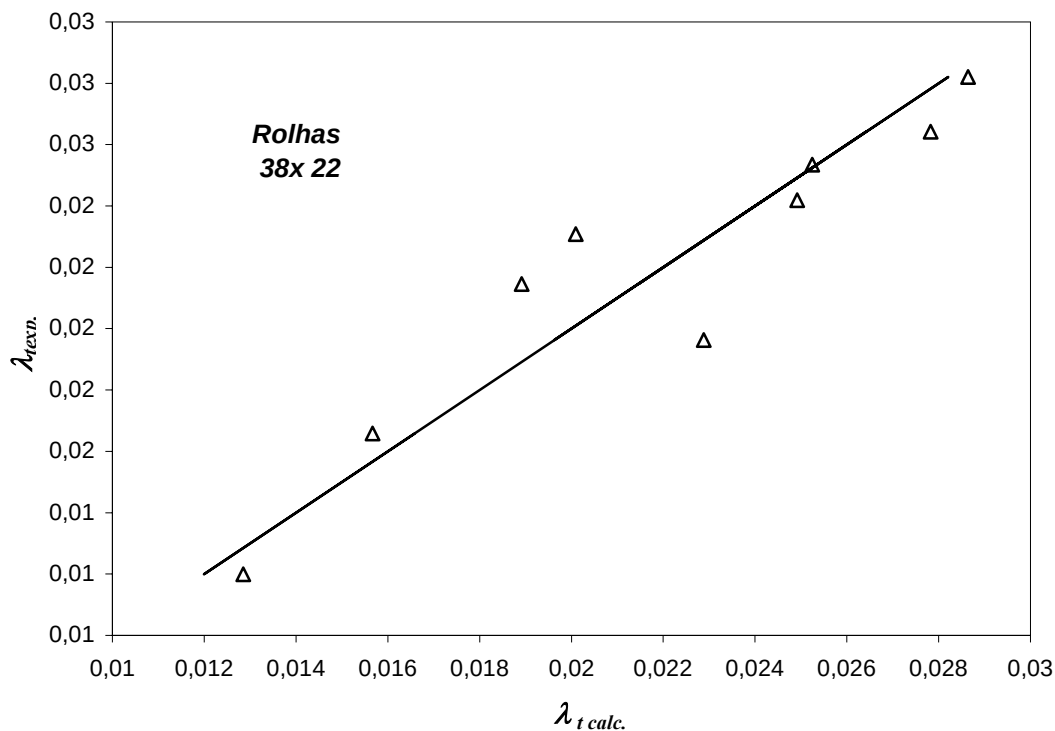


Figura 4.18 - Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 38×22).

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais ($\lambda_{t\text{exp}}$) e calculados ($\lambda_{t\text{cal}}$) com a correlação apresentada é de 14,8 %, enquanto que o desvio médio é de 8,9 %.

4.4.2 - Rolhas 38 × 24

Os dados obtidos em escoamento permanente nos vários ensaios realizados com factores de carga diferentes para as rolhas 38×24 foram então tratados com vista a obter uma correlação para o factor de fricção global. Seguindo-se a metodologia de tratamento dos dados já adoptada para as rolhas de tamanho 38×22, novamente se procurou uma correlação do tipo da representada pela equação (4.9).

Calculando-se mais uma vez, para cada ensaio, o valor do factor global de fricção definido pela equação (4.8) e exprimindo-o em função de θ (factor de carga), Fr , $\frac{d_p}{D}$ e

$\frac{\rho_p}{\rho_f}$, correlacionaram-se os dados através dos parâmetros de ajuste a , b , c , d e e , via NLREG. Os valores obtidos para aqueles parâmetros, de seguida apresentados, são os que garantem o melhor ajuste aos dados experimentais fornecidos.

Os dados experimentais disponíveis resultaram de ensaios que cobriram, para este tipo de rolhas, a seguinte gama de factores de carga e de números de Froude, Tabela 4.5:

Tabela 4.5 – Gama de variação do factor de carga e do numero de Froude observadas nos ensaios realizados com rolhas do tipo 38 x 24 .

Gama de variação de θ	Gama de variação de Fr
$0,133 \leq \theta \leq 0,305$	$16,36 \leq Fr \leq 30,08$

Os valores obtidos para os parâmetros de correlação foram os seguintes (Tabela 4.6)

Tabela 4.6 – Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a , b , c d e e , da correlação proposta para os valores do factor global de fricção para transporte pneumático de rolhas de cortiça do tipo 38 x 24.

a	b	c	d	e
0,866	-0,0409	-0,880	-234,9	-62,33

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\lambda_t = 0,866 \cdot \theta^{-0,04} Fr^{-0,88} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-234,9} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{-62,3} \quad (4.12)$$

De seguida apresenta-se a comparação gráfica dos valores experimentais com os obtidos através da correlação.

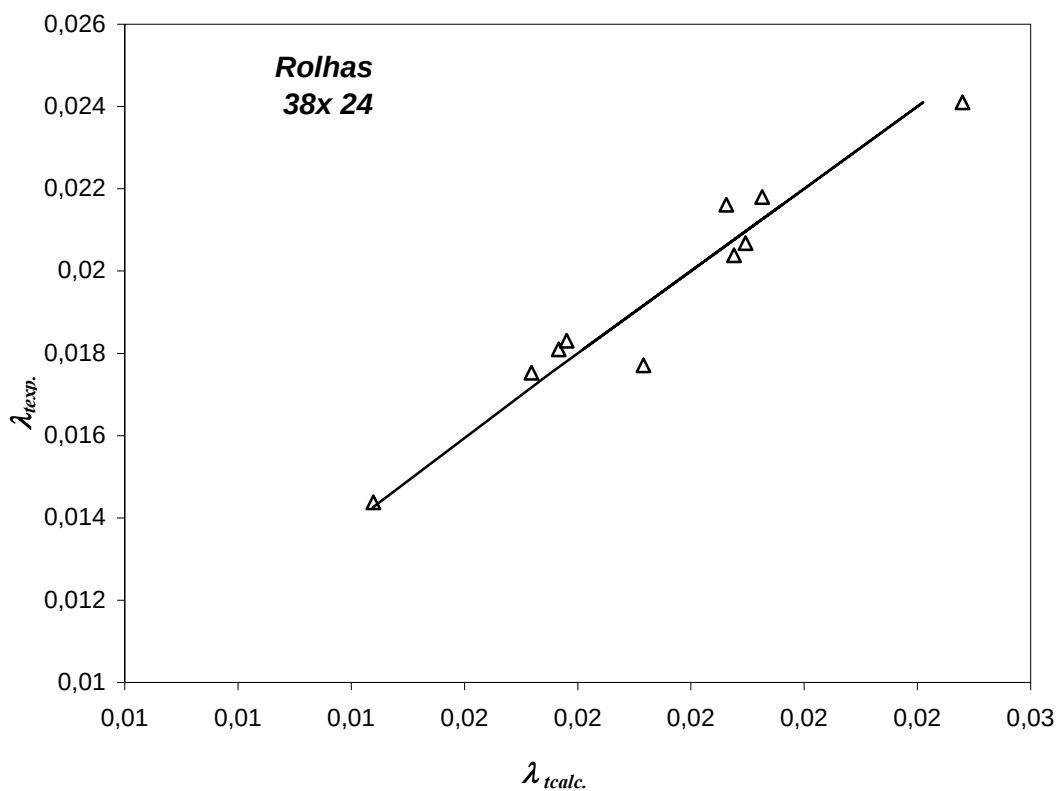


Figura 4.19 - Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 38×24).

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (λ_{texp}) e calculados (λ_{tcalc}) com a correlação apresentada é de 7,6 % enquanto que o desvio médio, tal como definido por Wen e por Chen (1982), é de 3,4 %.

4.4.3 - Rolhas 45 × 24

Os dados experimentais obtidos nos ensaios realizados com este tipo de rolhas varreram as gamas de factores de carga e de número de Froude apresentadas na tabela seguinte:

Tabela 4.7– Gama de variação do factor de carga e do numero de Froude observadas nos ensaios realizados com rolhas do tipo 45×24 .

Gama de variação de θ	Gama de variação de Fr
$0,090 \leq \theta \leq 0,284$	$15,34 \leq Fr \leq 30,68$

Os valores obtidos para os parâmetros de ajuste a , b , c , d e e , pelo programa de regressão não-linear NLREG estão indicados na tabela seguinte.

Tabela 4.8 – Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a , b , c e e , da correlação proposta para os valores do factor global de fricção para transporte pneumático de rolhas de cortiça do tipo 45×22 .

a	b	c	d	e
0,107	0,14	-0,83	0,034	0,216

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\lambda_t = 0,107 \cdot \theta^{0,14} Fr^{-0,83} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{0,034} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,216} \quad (4.13)$$

De seguida apresenta-se a comparação gráfica dos valores experimentais com os obtidos através da correlação.

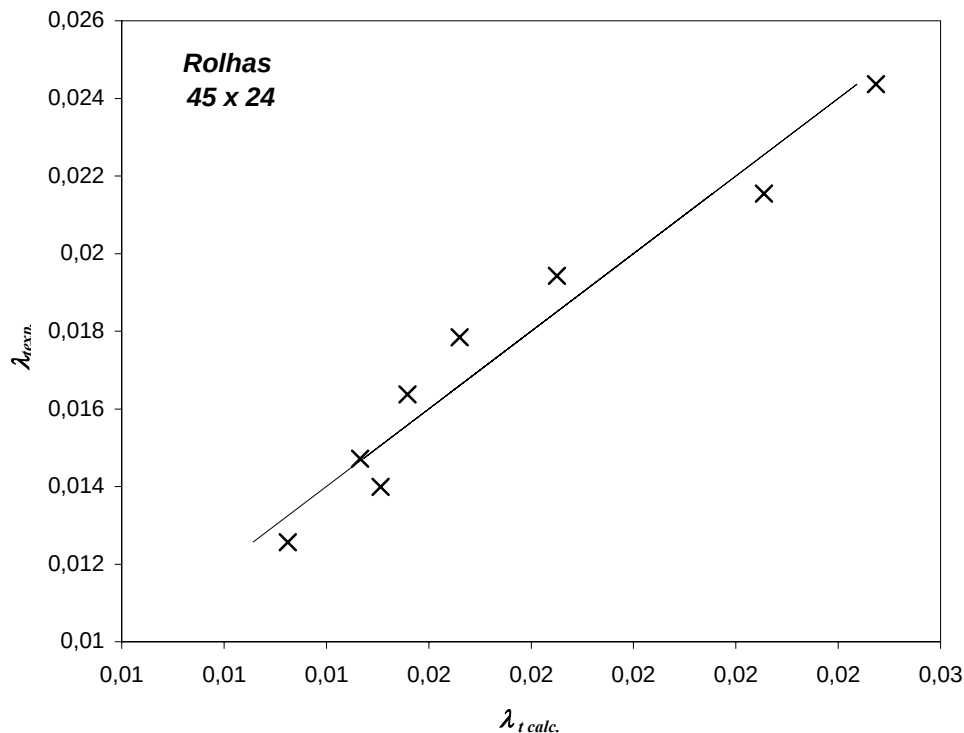


Figura 4.20 - Comparação dos resultados experimentais com a os obtidos pela correlação experimental (rolhas 45×24).

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (λ_{texp}) e calculados (λ_{tcal}) com a correlação apresentada é de 7,5 % enquanto que o desvio médio, é de 5,1 %.

4.4.4 - Correlação global para os diferentes tipos de rolhas testados

Para a determinação de um factor global de fricção em transporte pneumático vertical válido para todos os tipos de rolhas, os três tamanhos de rolhas utilizados nos testes foram levados simultaneamente em consideração, 38×22, 38×24, 45×24. Os factores de carga testados cobriram a escala de 0,09 a 0,30, a gama de números de Reynolds do escoamento gasoso ($Re = \rho_f U_f D / \mu_f$) foi de $1,3 \times 10^5$ a $2,6 \times 10^5$, enquanto que o número de Froude ($Fr = U_f / \sqrt{g D}$) variou de 15,3 a 30,7. Todos estes valores são

típicos para este tipo de sistemas de transporte pneumático de rolhas de cortiça. Na definição do número de Reynolds, está a viscosidade dinâmica do ar μ_f . Os baixos valores para o factor de carga são igualmente comuns em transporte pneumático de rolhas, por causa da influência combinada de ter que transportar partículas de grandes tamanhos com o uso dos ventiladores centrífugos que têm curvas de funcionamento muito planas que promovem situações de bloqueio do fluxo, Wirth e Molerus (1986). Isto afecta o mínimo das condições de transporte pneumático e impõe limitações no factor carga máximo. Ao mesmo tempo, a extrema fragilidade das rolhas impõe algumas limitações à velocidade máxima do fluido transportador, reduzindo-se ainda mais a gama prática e funcional de condições de funcionamento.

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\lambda_t = 6,76 \times 10^{-3} \theta^{0,124} \text{Fr}^{-0,95} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-0,39} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,74} \quad (4.14)$$

De seguida apresenta-se um gráfico com a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação.

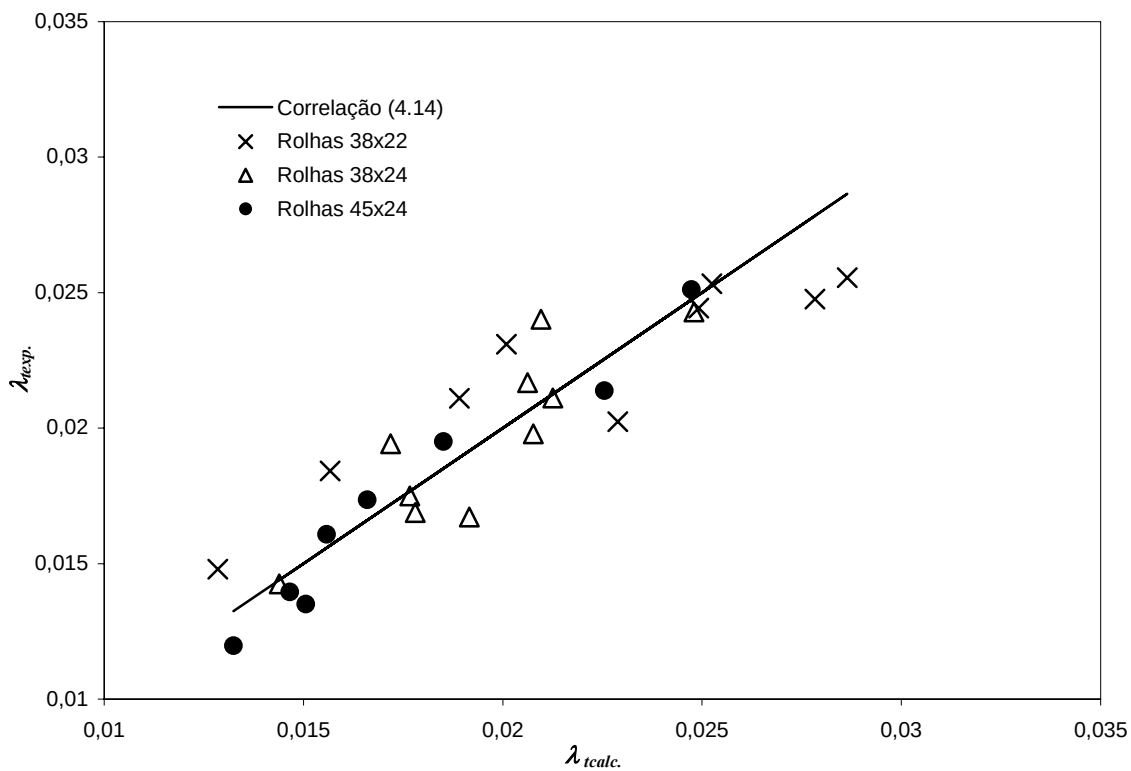


Figura 4.21 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (4.14) para o factor global de fricção.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (λ_{texp}) e calculados (λ_{tcalc}) com a correlação apresentada é de 17,6 % enquanto que o desvio médio, calculado pela equação (4.10) é de 9,0 %.

Se uma correlação alternativa for adoptada com o uso de valores arredondados para os parâmetros apropriados a , b , c , d e e , o resultado é:

$$\lambda_t = 7 \times 10^{-3} \theta^{1/8} Fr^{-1} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-2/5} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{3/4} \quad (4.15)$$

Nestas circunstâncias o desvio máximo absoluto entre experimental e dados calculados com Eq. (4.15) é de 16,7 %. Por sua vez o desvio médio será de 9,4 %.

Uma comparação gráfica entre os valores obtidos através da expressão (4.15) e os valores experimentais é de seguida apresentada.

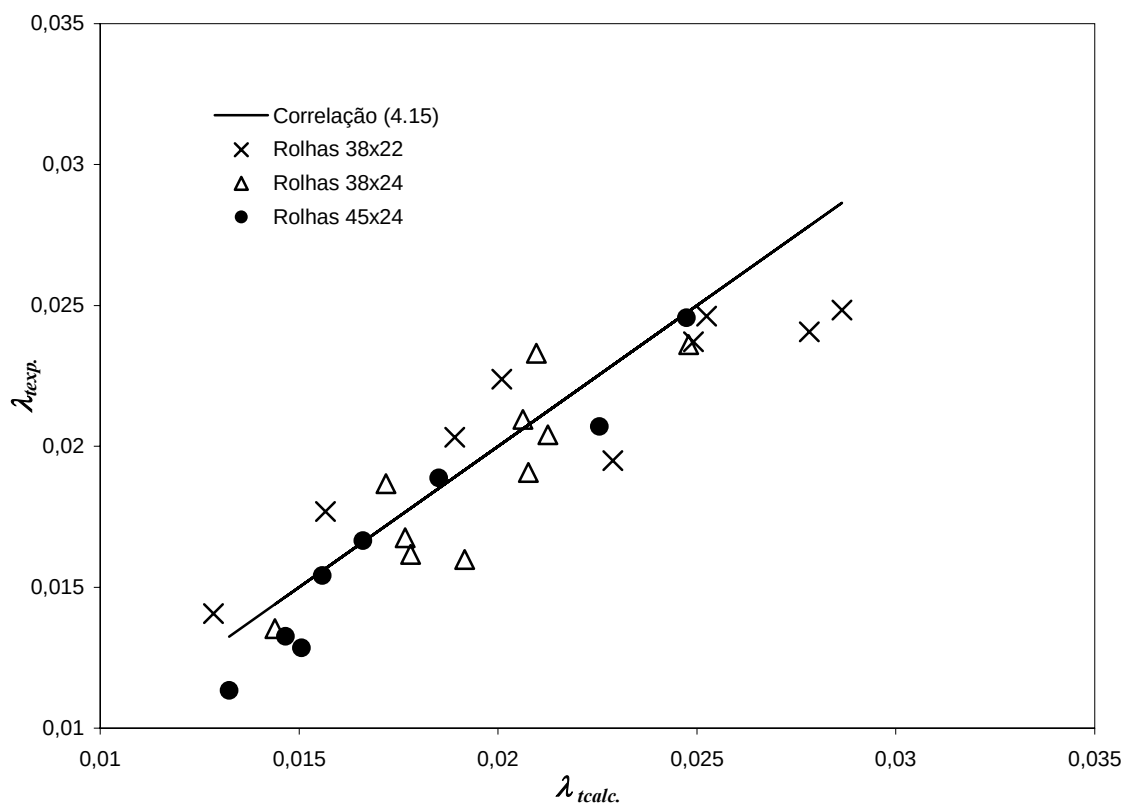


Figura 4.22 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela eq. (4.15) para o factor global de fricção.

4.5 – Conclusões

A partir da análise dos resultados experimentais efectuada nos anteriores subcapítulos pode-se afirmar que, para os casos testados, existem evidências experimentais que nos permitem constatar que se verifica sempre uma subida da perda de carga por metro linear de conduta transportadora, com a subida do factor de carga ou com a subida do número de Froude, para rolhas com iguais dimensões, de acordo com a tendência lógica e expectável verificada no transporte pneumático de outros materiais sólidos em fase diluída.

Esse facto está bem patente na Figura 4.23 que representa a evolução da perda de carga, verificada experimentalmente em ensaios realizados com rolhas do tipo 45×24, ao longo da conduta vertical para diferentes factores de carga de sólidos e diferentes números de Froude.

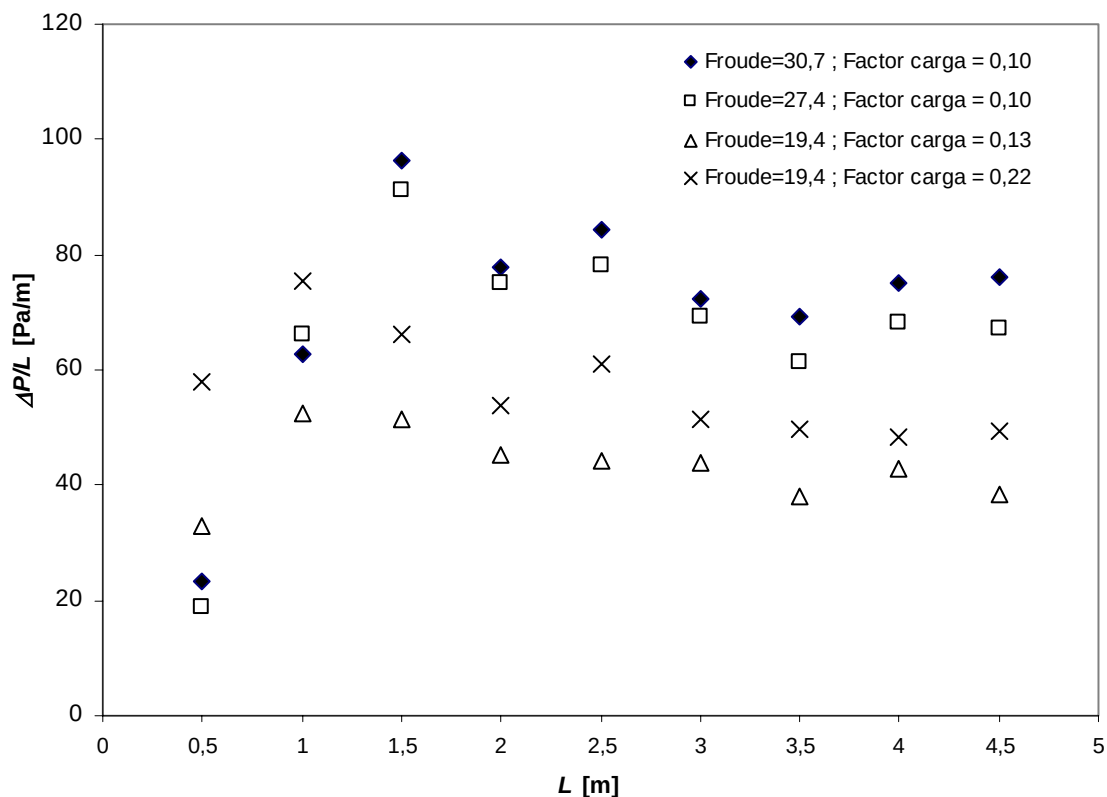


Figura 4.23– Evolução da perda de carga por metro de conduta vertical para diferentes ensaios de transporte pneumático de rolhas 45×24.

Por outro lado, na evolução de $\Delta P / L$ durante os primeiros metros da conduta vertical, não é tão notória para as rolhas mais pequenas a subida inicial desta perda de carga, ou seja, a inércia das partículas condiciona a evolução da curva de $\Delta P / L$. Esta questão será analisada com mais pormenor no próximo capítulo.

Foi ainda verificado que a situação do estado estacionário é atingida num ponto da conduta situado cerca de 3,5 a 4 m após a mudança de direcção.

Os resultados experimentais obtidos foram, nas secções anteriores, comparados com valores calculados através de correlações empíricas para o factor de fricção global, desenvolvidas no presente trabalho e por uma correlação descrita na bibliografia, Namkung e Cho (2002).

No caso da comparação efectuada tendo como referência a correlação proposta por Namkung e Cho (2002), esta foi levada a cabo para a perda de carga linear por unidade de comprimento de conduta $\Delta P / L$. Quando a comparação se efectuou entre os

valores experimentais e os resultados de correlações obtidas no presente trabalho, a comparação fez-se à custa dos coeficientes de atrito globais, ou seja compararam-se os valores de λ_t obtidos pela via experimental com os calculados pelas correlações agora desenvolvidas.

Sistematizando e por forma a se poder comparar de uma forma mais global as três correlações em causa optou-se por calcular a queda de pressão linear através do factor de atrito global calculado a partir das equações (4.14) e (4.15)

É apresentado na tabela seguinte um quadro resumo com os desvios máximos e médios dos valores experimentais em relação aos calculados por cada uma das expressões acima citadas.

Tabela 4.9 - Desvio absoluto máximo e desvio médio dos valores experimentais da perda de carga linear em regime estacionário em relação aos valores dos mesmos calculados através de diferentes correlações.

<i>Expressão</i>	<i>d_{máx} (%)</i>	<i>d_{médio} (%)</i>
Equação (4.14)	17,6	9,0
Equação (4.15)	16,7	9,4
Namkung e Cho (2002)	111,0	59,0

Como seria de esperar constata-se que a partir das correlações obtidas à custa dos valores experimentais determinados neste trabalho (equações (4.14) e (4.15)), obtêm-se valores de $\Delta P / L$ com desvios médios relativamente aos dados experimentais muito inferiores aos obtidos por correlações desenvolvidas para partículas com parâmetros físicos e geométricos completamente diferentes como é o caso da formula de Namkung e Cho (2002), desenvolvida por análise experimental de dados referentes ao transporte pneumático na direcção vertical de minério de ferro.

Por análise visual da representação gráfica dos valores calculados, através de diferentes correlações, e dos valores experimentais da perda de carga linear por unidade de comprimento de conduta $\Delta P / L$, para determinados casos específicos, Figuras 4.24 e Figura 4.25, podemos constatar que as correlações obtidas no presente trabalho se aproximam muito melhor os dados experimentais. De referir que se observa com clareza

a tendência, atrás referida, do aumento da perda de carga com o factor de carga e com a velocidade do fluido transportador.

De notar que no gráfico para além dos pontos de perda de carga por comprimento de conduta calculados pelas diferentes correlações, encontram-se também a tracejado linhas de tendência que nos permitem melhor visualizar, para cada caso específico a evolução prevista por cada uma das correlações.

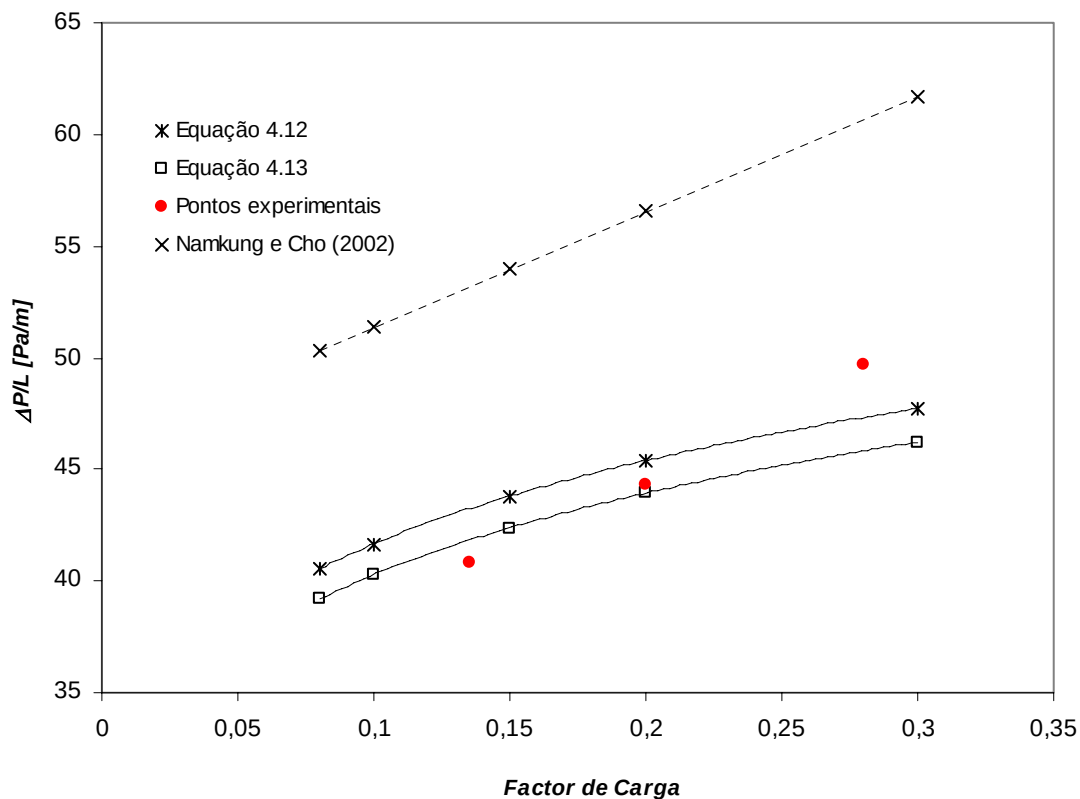


Figura 4.24 - Comparação dos valores obtidos para a perda de carga por comprimento de conduta em regime permanente através das diferentes correlações e dos experimentais em função do factor de carga dos sólidos para uma situação de transporte pneumático de rolhas 45×24 , com $Fr=19,38$.

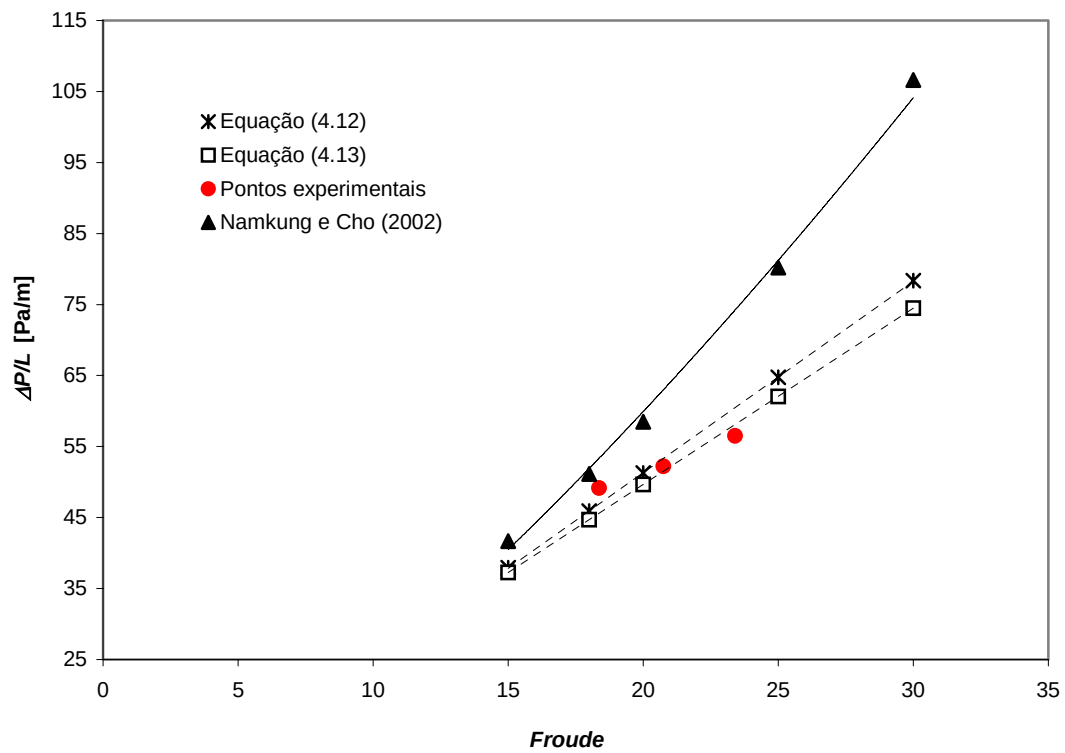


Figura 4.25 - Comparação dos valores obtidos para a perda de carga por comprimento de conduta em regime permanente através das diferentes correlações e dos experimentais em função do número de Froude para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×24 , com $\theta = 0,22$.

5 Escoamento em Regime Transiente

5.1 – Resultados experimentais

A definição e a caracterização da zona de aceleração das partículas sólidas é um procedimento relativamente complexo, e até agora nenhuma teoria universal consegue explicar e prever os fenómenos que ocorrem nesta região de um sistema de transporte pneumático. As análises que se encontram na literatura ou conduzem a equações semi-teóricas difíceis de integrar de forma obter uma expressão útil para o cálculo e projecto, ou então conduzem a correlações puramente empíricas baseadas estritamente em resultados experimentais (Klinzing, 1981; Marcus et al., 1985; Marcus et al., 1990).

Este último tipo de abordagem mais pragmática foi o adoptado no presente trabalho. A metodologia usada é seguidamente descrita.

Conforme se pode visualizar através dos resultados experimentais apresentados no Capítulo 4, os valores da queda de pressão em linha foram determinados pela leitura de diferenciais de pressão, entre tomas de pressão distanciadas entre si 50 cm ou múltiplos desta distância. Através de uma simples análise visual dos gráficos obtidos foi possível definir, para cada ensaio, uma zona inicial de aceleração das partículas com um comprimento da ordem dos 3 m à qual se seguia a zona de transporte em regime permanente, também com um comprimento que andava entre os 2,5 a 3 m. Finalmente existia um pequeno troço no final da conduta vertical onde se verificava uma desaceleração das partículas, dada a proximidade da mudança de direcção inerente ao

término do troço vertical de teste, ver Figura 2.8 do Capítulo 2. Contudo, para se ter um ideia do valor exacto do comprimento de aceleração experimental foram, para cada ensaio, intersectados os dois ajustes realizados para os pontos experimentais de queda de pressão, um relativo à zona de regime permanente e o outro referente à zona de regime transiente ou de reaceleração.

Para a zona de escoamento em regime permanente foi considerado um valor médio de todos os valores obtidos no comprimento de tubagem correspondente, enquanto que, para a zona de regime transiente, o ajuste efectuado foi um ajuste logarítmico dos valores experimentais. Com o conhecimento da expressão do ajuste logarítmico dos pontos na zona transiente e por intersecção desta com a linha do valor médio de queda de pressão, por unidade de comprimento da zona de escoamento em estado estacionário, foi possível determinar valores experimentais para o comprimento de aceleração, para cada situação estudada experimentalmente.

A Figura 5.1 apresenta um exemplo respeitante a um dos ensaios realizados com rolas do tipo 38×22. Este procedimento foi adoptado para todas as situações testadas.

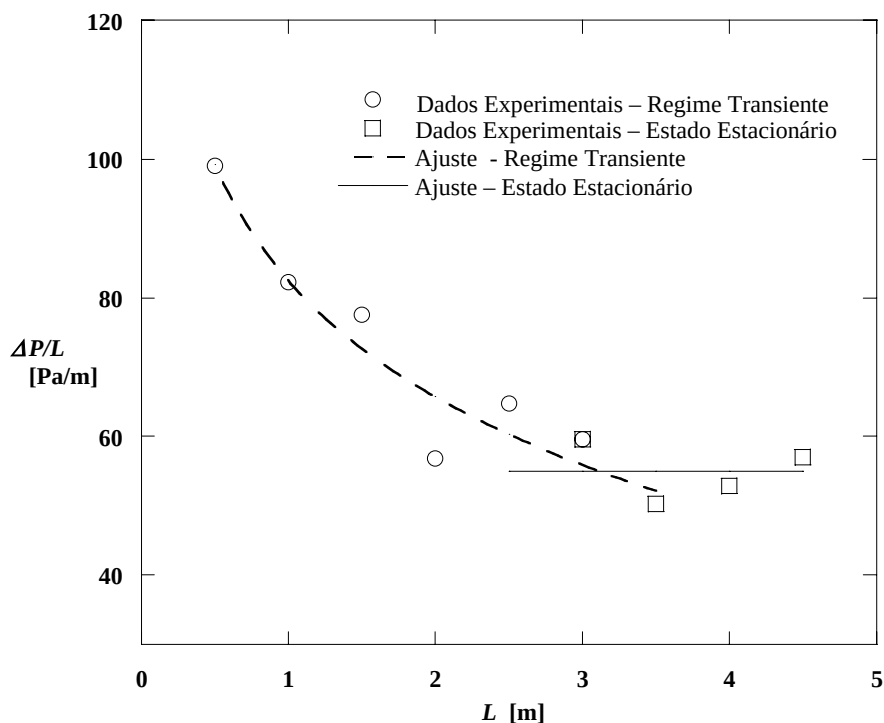


Figura 5.1 - Ajustes dos valores experimentais para determinação do comprimento de aceleração experimental.

Os valores obtidos experimentalmente para o comprimento da zona de reaceleração, constataram-se serem da mesma ordem de grandeza dos obtidos para o comprimento de aceleração nos trabalhos realizados para transporte pneumático horizontal de rolhas da cortiça, Pinho (1999; 2001). De facto, obtiveram-se, em todos os ensaios realizados, com diferentes combinações de números de Froude, factores de carga de sólidos e diferentes condições ambientais, uma gama de comprimentos de aceleração situados entre os 2,3 m a 3,7 m, tal como se pode observar pela análise da Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Ensaios realizados – Gama de números de Froude, factores de carga de sólidos varridas nos mesmos. Escala de resultados de comprimentos de aceleração.

<i>Dimensões de rolhas testadas</i>	<i>Gama de números de Froude</i>	<i>Gama de factores de carga</i>	<i>$L_{a\ exp}$ [m]</i>
38×22; 38×24; 45×24	15,3 a 30,7	0,09 a 0,30	2,3 a 3,7

5.1.1- Influência da dimensão das rolhas

Por análise da Figura 5.2 que representa os valores dos comprimentos de aceleração obtidos experimentalmente para um factor de carga de 0,13 e um número de Froude de 20, verifica-se que o comprimento de aceleração aumenta com o aumento das dimensões das rolhas a transportar, pese embora, associado a este aumento de dimensões esteja uma diminuição da massa volúmica das rolhas (ver Tabela 4.1).

Assim sendo, a tendência observada poderá estar não só relacionada com o aumento das dimensões das rolhas, como também da diminuição da sua massa volúmica.

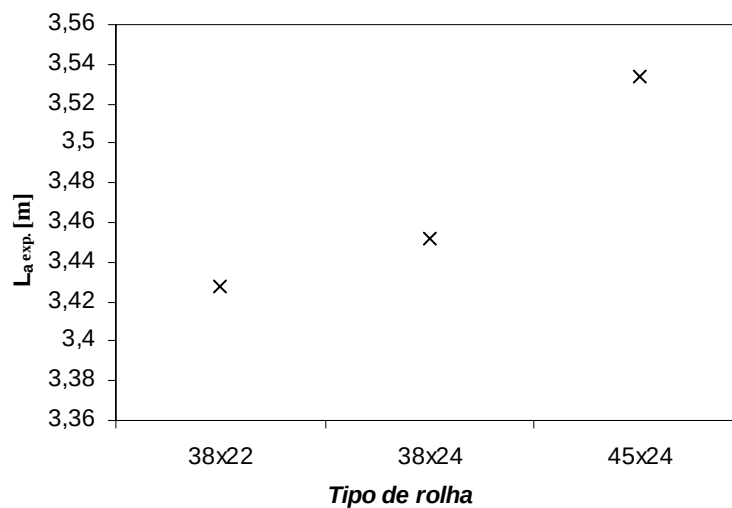


Figura 5.2 – Valores experimentais para o comprimento de aceleração obtidos em ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,13 e $Fr = 20$.

O comportamento observado nesta última figura representa a tendência geral observada em todos os ensaios efectuados.

5.1.2- Influência do Número de Froude

Representando agora os valores dos comprimentos de aceleração obtidos experimentalmente para um único tamanho de rolhas 38×22, verifica-se que para ensaios realizados com igual tipo de rolhas e igual factor de carga, $\theta = 0,14$, o comprimento de aceleração diminui com o aumento da velocidade do fluido transportador (número de Froude), Figura 5.3.

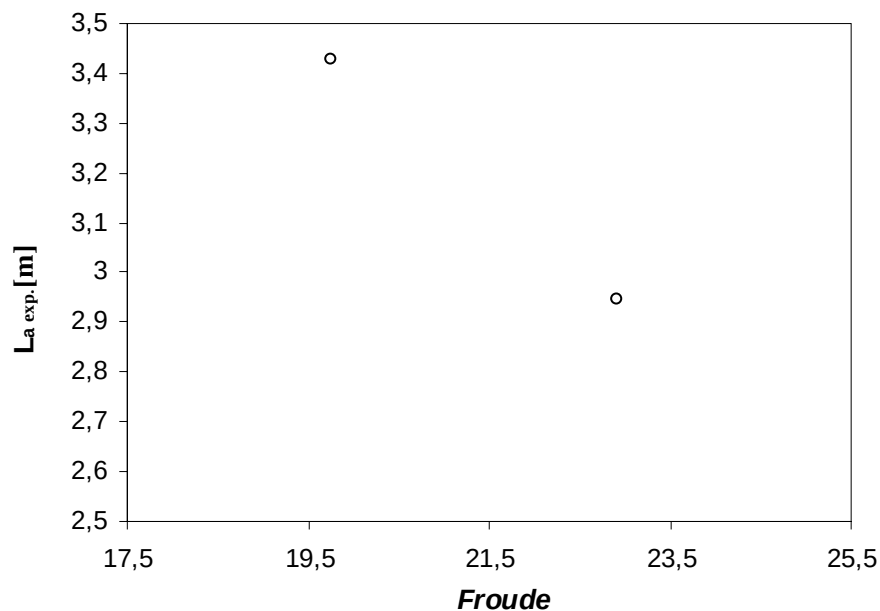


Figura 5.3 – Valores experimentais obtidos para o comprimento de aceleração em ensaios realizados com um factor de carga de sólidos de 0,14. Rolhas 38×22.

O comportamento observado nesta Figura 5.3 representa mais uma vez a tendência geral observada em todos os ensaios.

5.1.3- Influência do factor de carga de sólidos

Avaliando agora a importância da variação do factor de carga para um único tamanho de rolhas, 38×24, e número de Froude, $Fr = 25$, verifica-se que o comprimento de aceleração aumenta com o incremento do factor de carga, Figura 5.4.

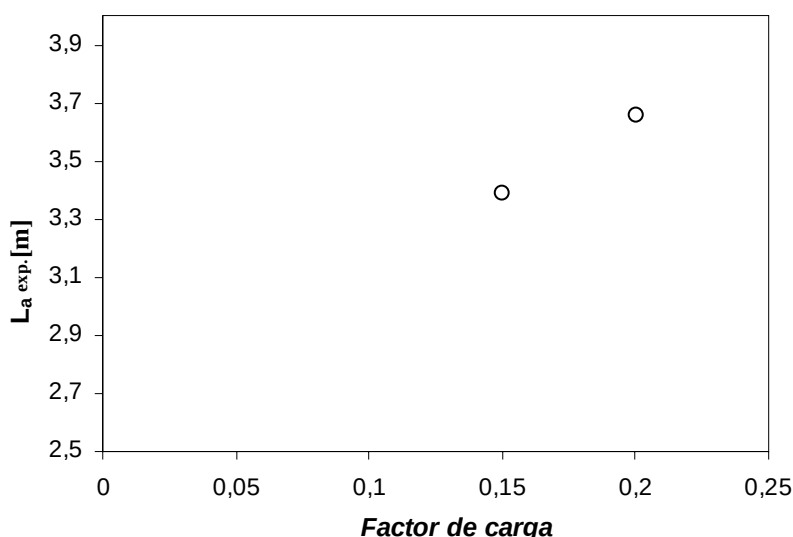


Figura 5.4 – Valores experimentais obtidos para o comprimento da aceleração em ensaios realizados com um $Fr = 25$. Rolhas 38×24.

O comportamento observado nesta ultima figura não é verificado em todos os ensaios, embora expresse uma tendência geral. Assim, a evidência experimental, permite-nos constatar que a influência do factor de carga no comprimento de aceleração é, para este tipo de transporte, menor do que a do número de Froude.

Actualmente é reconhecido que o comprimento da aceleração não varia muito com o factor de carga sólidos, o que está de acordo com os resultados experimentais do presente trabalho.

5.2 – Comparação dos Resultados Experimentais com Correlações Existentes na Bibliografia

5.2.1 – Correlação de Rose e Duckworth (1961)

Os comprimentos obtidos experimentalmente para o comprimento da zona de reaceleração que, tal como foi acima mencionado se concluiu serem da mesma ordem de grandeza dos obtidos para o comprimento de aceleração nos trabalhos realizados para transporte pneumático horizontal de rolhas da cortiça, Pinho (1999), foram então

comparados com os previstos através de uma correlação empírica sugerida por Rose e Duckworth (1961) de seguida apresentada:

$$L_a = 6D \left[\frac{\dot{m}_p}{\rho_f \cdot g^{1/2} \cdot D^{5/2}} \cdot \left(\frac{D}{d_p} \right)^{1/2} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (5.1)$$

A comparação entre o comprimento de aceleração calculado através desta expressão e que doravante designaremos por $L_{aR\&D}$ e os valores determinados experimentalmente, designados por L_{aexp} , são de seguida apresentados para cada tipo de rolha testado.

Os valores dos desvios médios dos pontos experimentais em relação aos calculados pela correlação de Rose e Duckworth (1961) foram, para cada tipo de rolhas, calculados de acordo com o sugerido por Wen e por Chen (1982),

$$\text{desvio médio (\%)} = \left[\sqrt{\sum \left(\frac{L_{aR\&D} - L_{aexp}}{L_{aexp}} \right)^2 / N} \right] \times 100 \quad (5.2)$$

Este estudo foi efectuado com o propósito de avaliar a capacidade que uma correlação desenvolvida há alguns anos e para materiais totalmente diferentes das rolhas, quer em termos de dimensões, quer em termos da sua densidade, tem quando aplicada ao cálculo de comprimentos de reaceleração para este tipo específico de transporte pneumático.

5.2.1.1- Rolhas 38×22

Para este tipo de rolhas a representação gráfica da comparação entre os valores de comprimento de aceleração calculados pela correlação de Rose e Duckworth e experimentais apresenta o aspecto indicado na Figura 5.5:

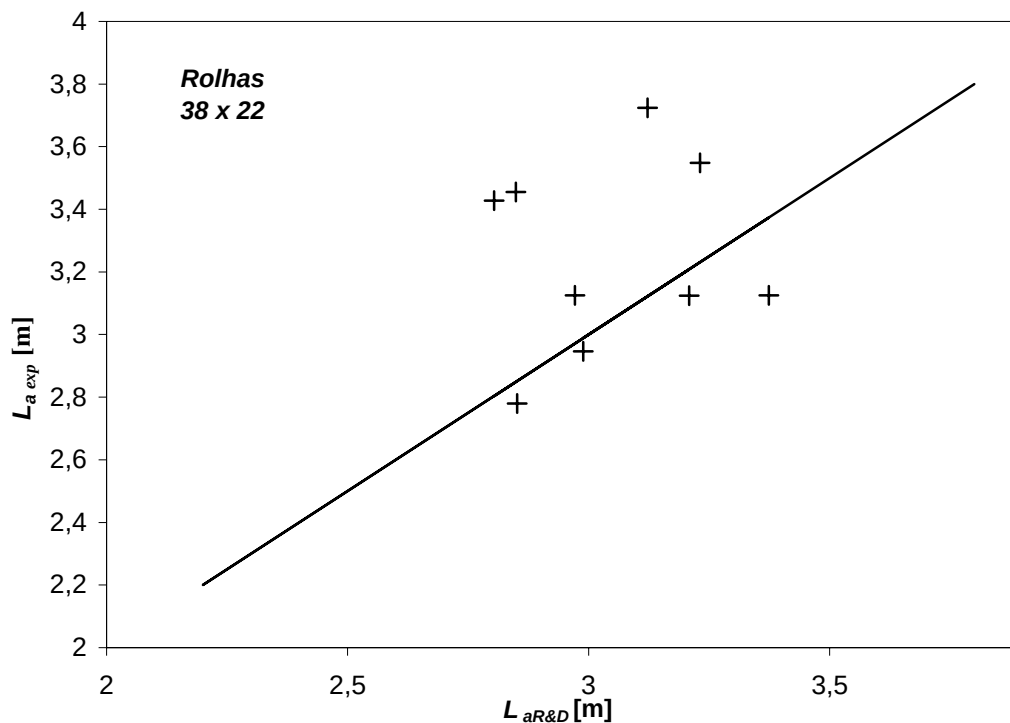


Figura 5.5 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 38×22)

O desvio absoluto máximo entre os dados experimentais (L_{aexp}) e os calculados ($L_{aR\&D}$) com a correlação apresentada por Rose e Duckworth é de 17,5 % enquanto que o desvio médio, calculado através da Equação (5.2) é de 10,9 %,

5.2.1.2- Rolhas 38×24

Para este tipo de rolhas a representação gráfica da comparação entre os valores de comprimento de aceleração calculados e experimentais apresenta o aspecto apresentado na Figura 5.6:

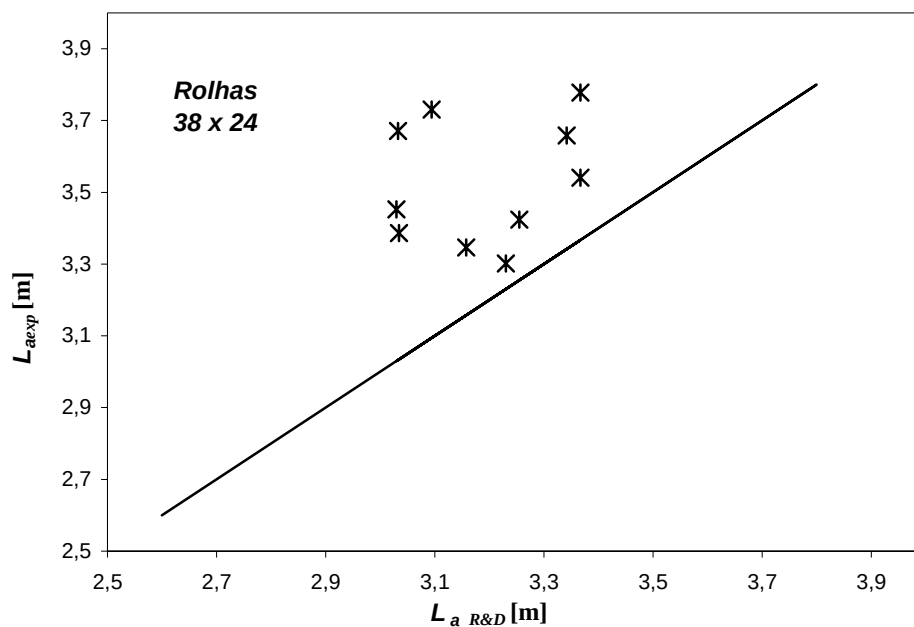


Figura 5.6 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 38×24)

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}) e calculados ($L_{aR\&D}$) com a correlação apresentada por Rose e Duckworth é de 17,0 % enquanto que o desvio médio, definido por Wen e por Chen (1982) – equação (5.2) – é de 9,5 %,

5.2.1.3- Rolhas 45×24

No que respeita às rolhas de dimensão 45×24, a representação gráfica da comparação entre os valores de comprimento de aceleração determinados através da equação de Rose e Duckworth e experimentais tem o aspecto apresentado na Figura 5.7.

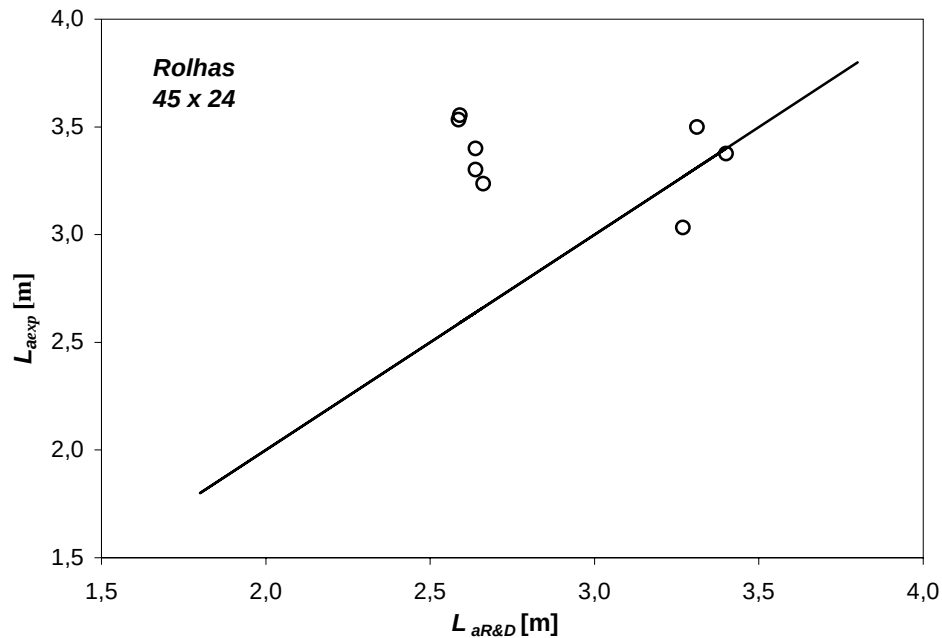


Figura 5.7 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento do aceleração (rolhas tipo 45×24)

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}) e calculados ($L_{aR\&D}$) com a correlação apresentada por Rose e Duckworth é de 26,7 % enquanto que o desvio médio, definido por Wen e por Chen (1982) – equação (5.2) – é de 18,6 %,

5.2.1.4- Comparação global dos resultados

Apresentam-se agora e em simultâneo os valores dos comprimentos de aceleração, ou melhor de reaceleração, em transporte vertical para os três tamanhos de

rolha utilizados nos testes. Através da Figura 5.8 a diferença entre os valores experimentais e os valores obtidos através da correlação de Rose e Duckworth é facilmente detectada.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}) e calculados ($L_{aR\&D}$) com a correlação apresentada por Rose e Duckworth é de 27,1 % enquanto que o desvio médio, definido por Wen e por Chen (1982) – equação (5.2) – é de 14,0 %,

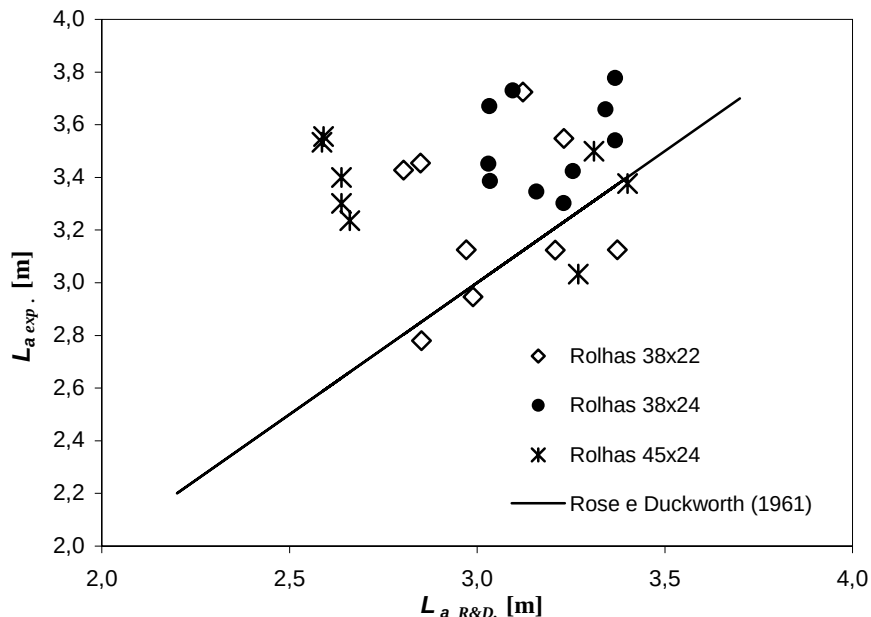


Figura 5.8 - Comparação entre valores experimentais e calculados através da correlação de Rose e Duckworth (1961) para o comprimento de aceleração dos diferentes tipos de rolhas testados.

Constata-se que os valores de comprimento de aceleração calculados através desta correlação não apresentam desvios muito grosseiros em relação aos valores experimentais, pese embora a correlação apresentada por Rose e Duckworth tenha sido desenvolvida com base em estudos efectuados com transporte pneumático de partículas sólidas que, fisicamente, são totalmente diferentes das rolhas de cortiça.

Contudo da observação da Figura 5.8 verifica-se que os comprimentos de aceleração das rolhas obtidos pela via experimental, e que são por isso os mais correctos, são maioritariamente superiores aos obtidos pela equação de Rose e Duckworth, o que justifica a necessidade de se desenvolverem correlações mais adequadas a este tipo muito particular de partículas sólidas.

É ainda notório que os desvios são maiores para os resultados experimentais obtidos nos ensaios realizados com rolhas 45×24, ver Figura 5.7. Esse comportamento seria previsível visto este modelo de Rose e Duckworth (1961) prever comprimentos da aceleração abaixo daqueles que são medidos para o transporte pneumático de partículas grandes, conforme referem Marcus et al. (1985).

Por outro lado, os estudos realizados por Rose e Duckworth referem-se a uma zona de aceleração e não a uma zona de reaceleração, como é o caso deste trabalho. Isto é, nos estudos efectuados pelos autores acima citados, zona de aceleração considerada é a zona imediatamente a jusante da alimentação dos sólidos na conduta de transporte pneumático, enquanto que, no presente trabalho, a zona de aceleração em análise é efectivamente uma zona de reaceleração que se segue à mudança de direcção entre a conduta horizontal, onde se introduziram as rolhas e onde se iniciou o transporte pneumático e a conduta vertical onde estas são elevadas em 6,8 m.

Mesmo assim, pode-se afirmar que essa correlação permite ajustar os pontos experimentais com um erro médio de 14,0 % e um desvio absoluto máximo de 27,1%.

5.2.2 – Correlação de Klinzing (2003)

Para além desta abordagem, foi ainda realizado uma outra comparação dos dados experimentais com valores para o comprimento de aceleração calculados através de uma outra correlação descrita na bibliografia. Recentemente Klizing (2003) sugere uma outra correlação para o comprimento de aceleração em transporte pneumático,

$$L_a = 27,66 \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^{0,953} \cdot \theta^{-0,0912} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_p} \right)^{-0,924} \quad (5.3)$$

Este modelo foi obtido através da combinação da aplicação de uma análise de forças às partículas em suspensão assim como através de dados experimentais obtidos. Segundo o autor os efeitos de aceleração são mais dominantes no transporte horizontal do que no transporte vertical sendo a equação apresentada mais indicada para o primeiro tipo de transporte. Verificou-se entretanto que, de forma alguma, esta equação de Klizing

(2003) se ajustava minimamente os dados experimentais do presente trabalho, pelo que a análise comparativa foi neste caso suspensa.

5.3 – Correlação dos Resultados Experimentais do Presente Trabalho

Logicamente, uma correlação obtida à custa dos valores experimentais determinados neste trabalho permitirá a obtenção de valores do comprimento de aceleração com desvios médios relativamente aos dados experimentais inferiores aos obtidos por correlações mais generalistas, como é o caso da formula de Rose e Duckworth. O passo seguinte nesta análise de reaceleração foi pois o de se chegar a uma correlação mais adequada à reaceleração das rolhas no transporte pneumático vertical em fase diluída.

Assim, e da mesma forma que foi efectuada uma análise dos dados experimentais de perdas de carga, para o escoamento bifásico em regime permanente e que levou à obtenção de uma correlação para a determinação do coeficiente de fricção global, vai ser obtida uma correlação, para a previsão do comprimento de reaceleração no escoamento em transporte pneumático na vertical de rolhas de cortiça, recorrendo-se ao ajuste relativamente aos valores experimentais, de uma correlação de parâmetros adimensionais.

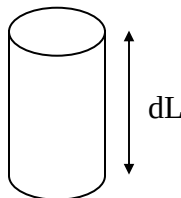
O raciocínio base realizado para a concepção da correlação é de seguida exposto.

Assim, e assumindo que tanto o factor de carga como a velocidade de fluido transportador são constantes, considera-se que durante a aceleração apenas variam a velocidade de fluido e a porosidade do escoamento.

Considerando, tal como descrito no Capítulo 4 que,

$$\Delta p_t = \lambda_t \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2}, \quad (5.4)$$

e fazendo um balanço global de forças a um elemento infinitesimal de conduta de comprimento dL :



$$d \dot{m}_p \cdot \frac{d U_p}{d t} = d F_{ta} \quad (5.5)$$

Onde:

$$d F_{ta} = d P_{ta} \cdot A \cdot \varepsilon \quad (5.6)$$

e,

$$d P_{ta} = \lambda_{ta} \cdot \rho_f \cdot \frac{d L}{D} \cdot \frac{U_f^2}{2} \cdot \quad (5.7)$$

Sabe-se, por sua vez, que:

$$d m_p = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_p \cdot A \cdot d L \quad (5.8)$$

então,

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_p \cdot A \cdot d L \cdot \frac{d U_p}{d t} = \lambda_{ta} \cdot \rho_f \cdot \frac{d L}{D} \cdot \frac{U_f^2}{2} \cdot A \cdot \varepsilon \quad (5.9)$$

rearranjando:

$$\frac{d U_p}{d t} = \lambda_{ta} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_p} \cdot \frac{U_f^2}{2 \cdot D} \cdot \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)} \quad (5.10)$$

Como, conforme exposto no capítulo 4:

$$\lambda_{ta} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^\gamma \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^\eta \quad (5.11)$$

A equação (5.10) pode ser escrita sob a seguinte forma:

$$\frac{dU_p}{dt} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^\gamma \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^\eta \cdot \frac{\rho_f}{\rho_p} \cdot \frac{U_f^2}{2 \cdot D} \cdot \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)} \quad (5.12)$$

ou,

$$\frac{dU_p}{dt} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^\gamma \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{\eta-1} \cdot \frac{U_f^2}{g \cdot D} \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)} \quad (5.13)$$

sabendo que,

$$Fr = \frac{U_f}{\sqrt{g \cdot D}} \quad (5.14)$$

e,

$$\frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)} = \frac{1}{\theta} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_f} \cdot \frac{U_p}{U_f} \quad (5.15)$$

logo,

$$\frac{dU_p}{dt} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^{\gamma+2} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{\eta-1} \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{1}{\theta} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_f} \cdot \frac{U_p}{U_f} \quad (5.16)$$

como :

$$\frac{dU_p}{dt} = \frac{dU_p}{dL} \cdot \frac{dL}{dt} \quad (5.17)$$

e,

$$\frac{dL}{dt} = U_p \quad (5.18)$$

vem,

$$U_p \cdot \frac{dU_p}{dL} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^{\gamma+2} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{\eta-1} \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{1}{\theta} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_f} \cdot \frac{U_p}{U_f} \quad (5.19)$$

ou,

$$U_p \cdot \frac{dU_p}{dL} = \alpha \cdot \theta^\beta \cdot Fr^{\gamma+2} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{\eta-1} \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{1}{\theta} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_f} \cdot \frac{U_p}{U_f} \quad (5.20)$$

Rearranjando,

$$\frac{dU_p}{dL} = \alpha \cdot \theta^{\beta-1} \cdot Fr^{\gamma+2} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^\eta \cdot \frac{g}{2 \cdot U_f} \quad (5.21)$$

integrando a a equação (5.21),

$$U_p = \alpha \cdot \theta^{\beta-1} \cdot Fr^{\gamma+2} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^\delta \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^\eta \cdot \frac{g}{2 \cdot U_f} \cdot L_a \quad (5.22)$$

resolvendo em ordem a L_a ,

$$L_a = \theta^{1-\beta} \cdot Fr^{-(\gamma+2)} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{-\delta} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{-\eta} \cdot \frac{2 \cdot U_f \cdot U_p}{g \cdot \alpha} \quad (5.23)$$

ou,

$$\frac{\frac{L_a}{U_f \cdot U_p}}{g} = \theta^{1-\beta} \cdot Fr^{-(\gamma+2)} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{-\delta} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{-\eta} \cdot \frac{2}{\alpha} \quad (5.24)$$

Note-se que $\frac{U_f \cdot U_p}{g}$ tem dimensões de comprimento.

Da equação anterior podemos portanto dizer que:

$$\frac{L_a}{D} = \alpha' \cdot \theta^{\beta'} \cdot Fr^{\gamma'} \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{\delta'} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{\eta'} \quad (5.25)$$

Ou, modificando a nomenclatura dos parâmetros de correlação,

$$\left(\frac{L_a}{D}\right) = a \theta^b Fr^c \left(\frac{d_p}{D}\right)^d \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^e \quad (5.26)$$

Tendo por base esta correlação desenvolvida e conhecendo, em cada ensaio o valor do comprimento de aceleração experimental e representando esses valores em função dos parâmetros adimensionais θ (factor de carga), Fr , $\frac{d_p}{D}$ e $\frac{\rho_p}{\rho_f}$, foi possível correlacionar os dados através dos parâmetros a , b , c , d e e , obtidos novamente com o auxílio do programa de regressão não-linear NLREG.

Os valores obtidos para aqueles parâmetros, assim como as respectivas correlações para o comprimento de aceleração, são de seguida apresentados para cada tipo de rolhas testado e ainda para a combinação de todos os resultados experimentais referentes aos três tamanhos utilizados nos testes, de modo a se obter uma correlação com maior generalidade. As correlações apresentadas são as que garantem o melhor ajuste aos dados experimentais fornecidos.

Os valores dos desvios médios dos pontos experimentais em relação aos calculados foram, quer para as correlações obtidas para cada tipo de rolhas, quer para a correlação global, calculados de acordo com o sugerido por Wen e Chen (1982),

$$\text{Desvio médio, \%} = \left[\sqrt{\sum \left(\frac{(L_{ac}/D)_{cal} - (L_{ac}/D)_{exp}}{(L_{ac}/D)_{exp}} \right)^2 / N} \right] \times 100 \quad (5.27)$$

5.3.1 - Rolhas 38×22

Do ajuste dos dados experimentais referentes às rolhas de tamanho 38×22 dos comprimentos de aceleração em função dos parâmetros adimensionais θ (factor de carga), Fr , $\frac{d_p}{D}$ e $\frac{\rho_p}{\rho_f}$, resultaram os seguintes valores para as constantes a , b , c , d e e :

Tabela 5.2– Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a , b , c e d e e , da correlação proposta para os valores do comprimento de aceleração,

a	b	c	d	e
1749,9	-0,194	-0,629	-3,24	-1,39

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\left(\frac{L_a}{D} \right) = 1749,9 \cdot \theta^{-0,194} Fr^{-0,629} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-3,24} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{-1,39} \quad (5.28)$$

De seguida apresenta-se a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação,

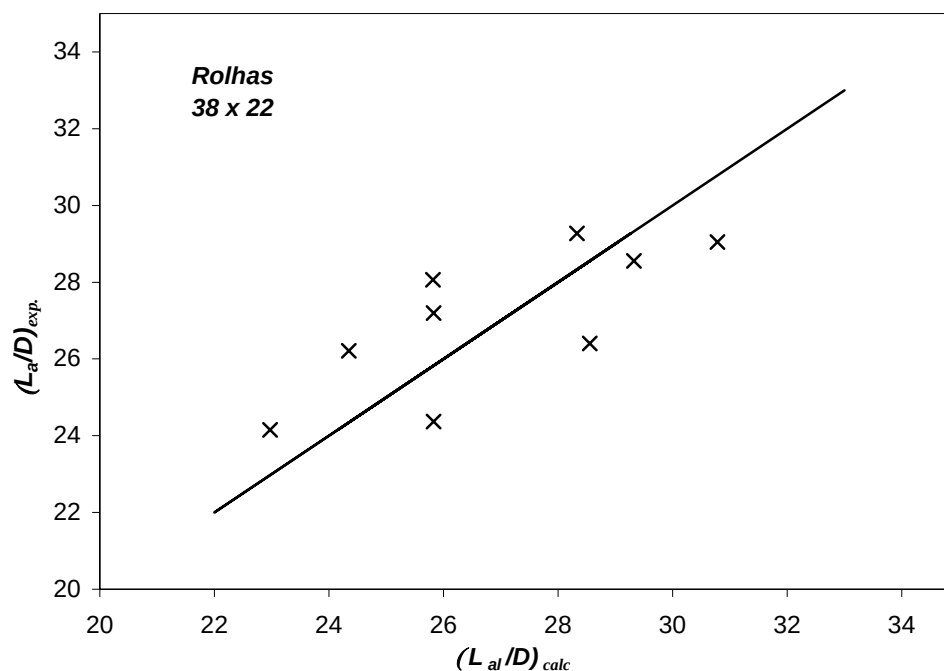


Figura 5.9 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.28) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 38×22.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}/D) e calculados (L_{acal}/D) com a correlação apresentada é de 7,5 % enquanto que o desvio médio calculado é de 6,0 %.

5.3.2 - Rolhas 38×24

Para este tamanho de rolhas, 38×24 o ajuste aos dados experimentais levou a:

Tabela 5.3 – Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a , b , c d e e , da correlação proposta para os valores do comprimento de aceleração, para os ensaios realizados com rolhas tipo 38×24.

a	b	c	d	e
1,128	0,0056	-0,0356	123,6	33,36

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\left(\frac{L_a}{D}\right) = 1,128 \cdot \theta^{0,0056} Fr^{-0,0356} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{123,6} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{33,36} \quad (5.29)$$

De seguida apresenta-se a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação,

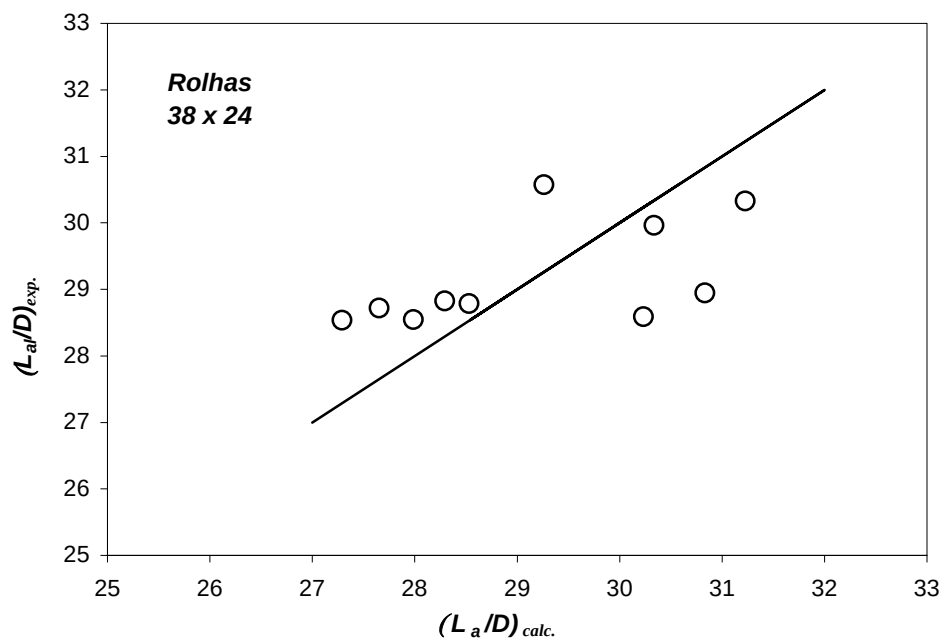


Figura 5.10 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.29) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 38×24.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}/D) e calculados (L_{acal}/D) com a correlação apresentada é de 5,4 % enquanto que o desvio médio é de 3,7 %.

5.3.3 - Rolhas 45×24

Para este último tipo de rolhas testado e do ajuste dos dados experimentais dos comprimentos de aceleração em função dos parâmetros adimensionais θ (factor de carga), Fr , $\frac{d_p}{D}$ e $\frac{\rho_p}{\rho_f}$, resultou os seguintes valores das constantes a , b , c , d e e :

Tabela 5.4 – Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros a, b, c d e e, da correlação proposta para os valores do comprimento de aceleração, para os ensaios realizados com rolhas tipo 45×24.

a	b	c	d	e
1,883	-0,0320	-0,135	2,045	1,144

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\left(\frac{L_a}{D}\right) = 1,883 \cdot \theta^{-0,0320} Fr^{-0,135} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{2,045} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{1,144} \quad (5.30)$$

De seguida apresenta-se a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação,

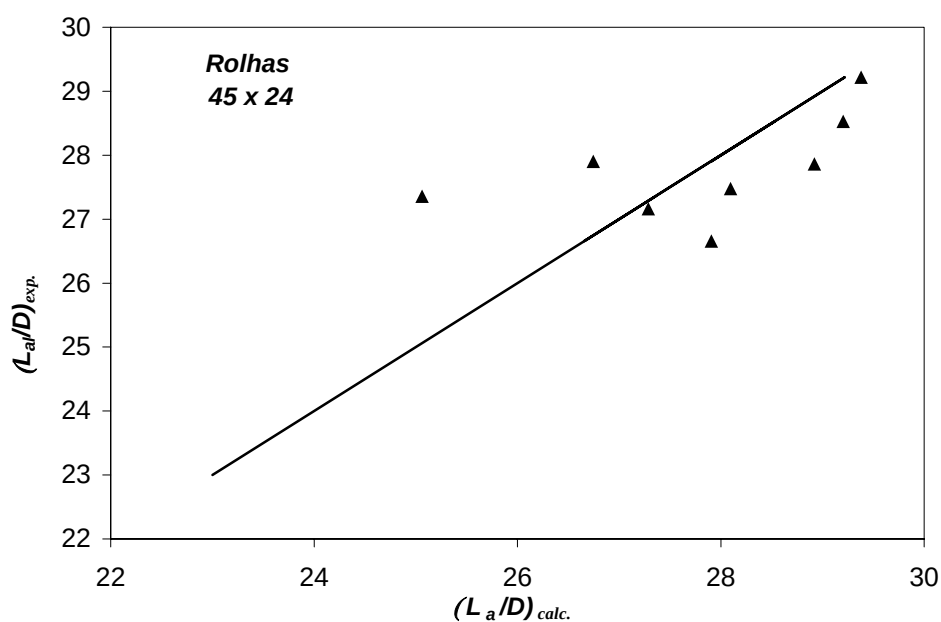


Figura 5.11 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.30) para o comprimento de regime transiente, ou de aceleração para as rolhas tipo 45×24.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}/D) e calculados (L_{acal}/D) com a correlação apresentada é de 9,1 % enquanto que o desvio médio, é de 4,3 %.

5.3.4 - Correlação Universal

Para a obtenção de uma correlação adequada ao cálculo do comprimento de aceleração, ou melhor de reaceleração, para o transporte pneumático na vertical e em fase diluída de rolhas de cortiça com base nos testes efectuados para os três tamanhos de rolhas utilizados, os resultados experimentais foram seguidamente tratados em conjunto e correlacionados de acordo com os parâmetros adimensionais já utilizados anteriormente,

$\frac{L_a}{D}$, θ , Fr , $\frac{d_p}{D}$ e $\frac{\rho_p}{\rho_f}$. Obtiveram-se assim novos valores para os parâmetros de ajuste a ,

b , c , d e e , e consequentemente uma correlação com maior amplitude de utilização.

Para a utilização desta nova correlação salienta-se mais uma vez que os três tamanhos de rolhas usados foram de 38×22, 38×24, 45×24 (mm×mm), os factores de carga testados cobriram a escala de 0,10 a 0,30, a gama de números de Reynolds do escoamento gasoso ($Re = \rho_f U_f D / \mu_f$) foi de $1,3 \times 10^5$ a $2,6 \times 10^5$, enquanto que o número de Froude ($Fr = U_f / \sqrt{g D}$) variou de 15,3 a 30,7, Todos estes valores são, como já se referiu no Capítulo 4, típicos para este tipo de sistemas de transporte pneumático de rolhas de cortiça.

Mantêm-se aqui os considerandos efectuados no Capítulo 4 quanto às limitações práticas existentes nas gamas adoptadas para o factor de carga e para o caudal de ar transportador e que aparece na análise aqui efectuada por via dos números de Reynolds e de Froude.

Com o universo de dados experimentais acima descrito correlacionaram-se os seus valores segundo a expressão

$$\frac{L_a}{D} = a \theta^b Fr^c \left(\frac{d_p}{D} \right)^d \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^e \quad (5.31)$$

tendo os parâmetros a , b , c , d e e , sido obtidos mais uma vez com o auxílio do programa de regressão não-linear NLREG.

Os valores obtidos dos parâmetros que garantem o melhor ajuste aos dados experimentais fornecidos, são de seguida apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5– Valores obtidos, pelo *software* NLREG para os parâmetros *a*, *b*, *c* *d* e *e*, da correlação universal proposta para os valores do comprimento de aceleração.

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
0,4195	0,00216	-0,1238	2,577	1,601

A correlação obtida foi então a seguinte:

$$\left(\frac{L_a}{D}\right) = 0.4195 \theta^{0,0216} Fr^{-0.1238} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{2.577} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{1.601} \quad (5.32)$$

De seguida apresenta-se a comparação dos valores experimentais com os obtidos através da correlação, Figura 5.12.

O desvio absoluto máximo entre dados experimentais (L_{aexp}) e calculados (L_{acal}) com a correlação apresentada é de 13 % enquanto que o desvio médio é de 6,6 %,

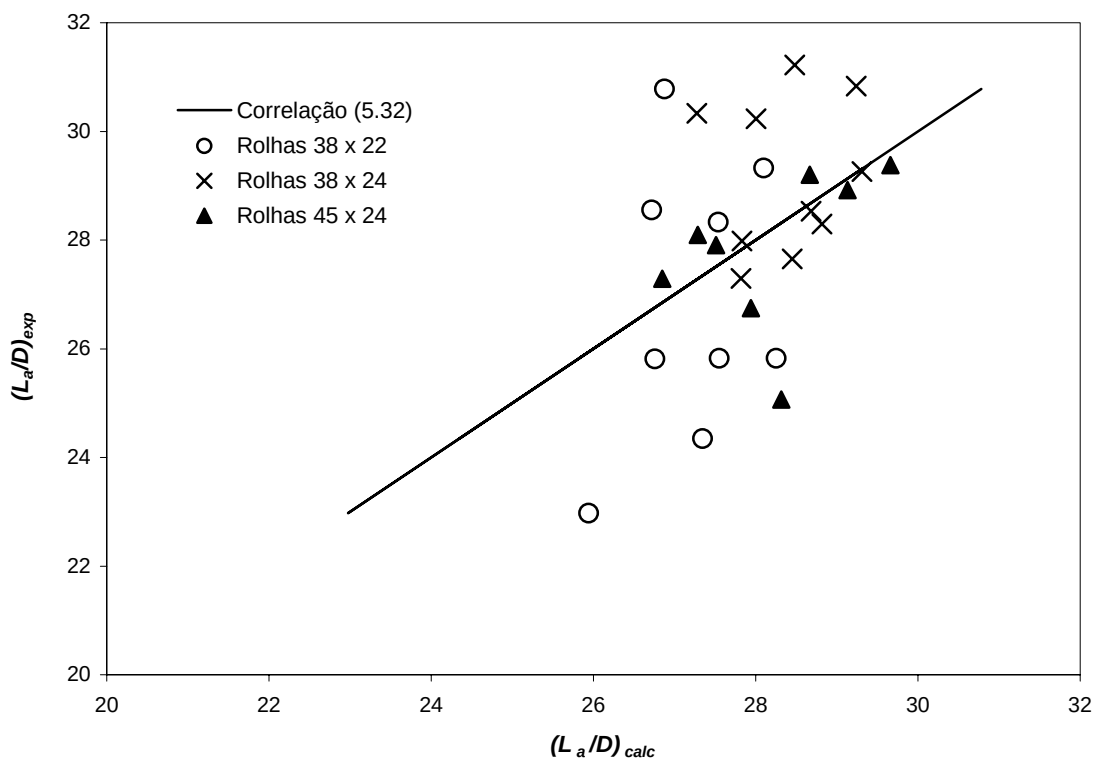


Figura 5.12 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.32) para o comprimento de regime transiente.

Se uma correlação alternativa for adoptada com o uso de valores arredondados para os parâmetros apropriados a , b , c , d e e o resultado é:

$$\left(\frac{L_{ac}}{D}\right) = \frac{21}{50} \theta^{11/500} Fr^{-5/40} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{13/5} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{8/5} \quad (5.33)$$

Nestas circunstâncias o desvio máximo absoluto entre experimental e dados calculados com Eq, (5.33) é de 18 %, enquanto que o desvio médio é de 7,7 %.

A representação gráfica dos desvios dos pontos experimentais em relação aos calculados é de seguida apresentada, Figura 5.13:

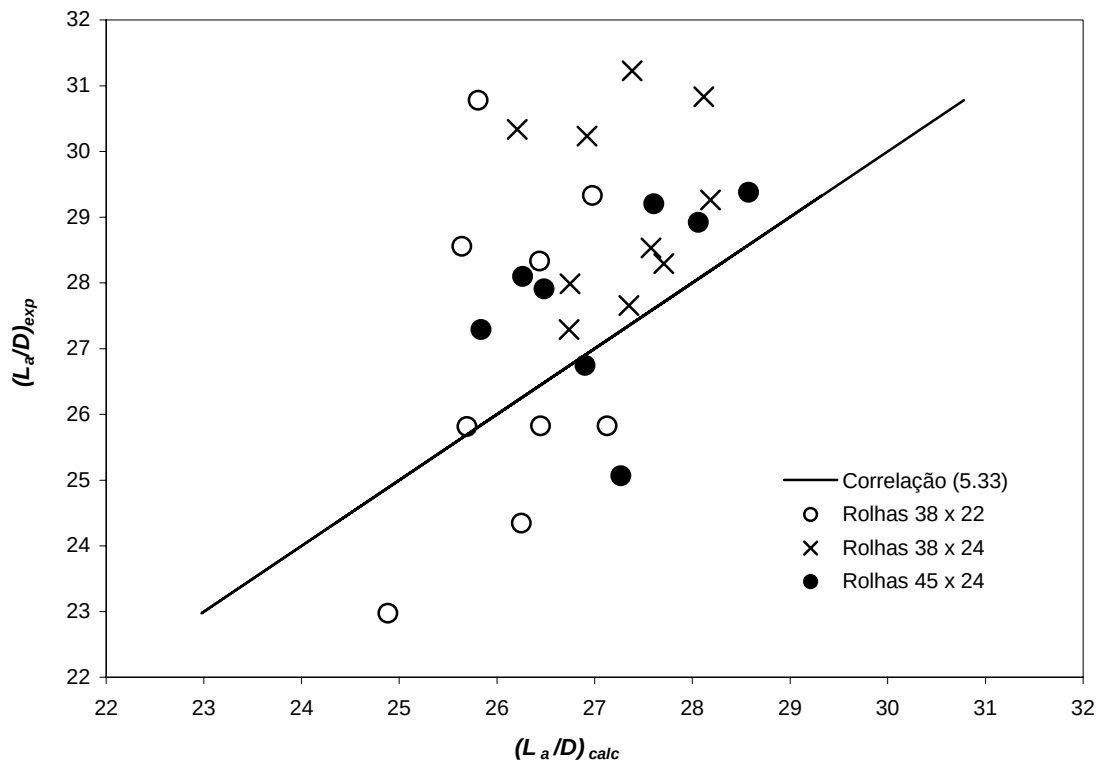


Figura 5.13 - Comparação entre valores experimentais e calculados pela equação (5.33) para o comprimento de regime transiente.

Se compararmos as Figuras 5.8 e 5.12 vemos que a distribuição dos pontos experimentais do comprimento de aceleração em torno da recta relativa à correlação neste

trabalho é mais homogênea do que a distribuição verificada em torno da recta referente à correlação de Rose e Duckworth..

5.4 – Conclusões

Nas secções anteriores, foram comparados os valores obtidos experimentalmente com os calculados através de correlações empíricas desenvolvidas no presente trabalho e por uma correlação generalista descrita na bibliografia (Rose e Duckworth).

É apresentado na tabela seguinte um quadro resumo com os desvios máximos e médios dos valores experimentais em relação aos calculados por cada uma das expressões acima citadas.

Tabela 5.6 - Desvio absoluto máximo e desvio médio dos valores experimentais do comprimento de reaceleração em relação aos valores dos mesmos calculados através de diferentes correlações.

<i>Expressão</i>	<i>$d_{máx}$ (%)</i>	<i>$d_{médio}$ (%)</i>
Equação (5.32)	13,0	6,6
Equação (5.33)	16,0	7,7
Rose e Duckworth	27,1	13,0

Como seria de esperar, constata-se que a partir das correlações obtidas à custa dos valores experimentais determinados neste trabalho (equações (5.32) e (5.33)), obtêm-se valores do comprimento de reaceleração com desvios médios, relativamente aos dados experimentais, inferiores aos obtidos por correlações mais generalistas como é o caso da formula de Rose e Duckworth.

Por análise visual da representação gráfica dos valores calculados do comprimento de aceleração através das diferentes correlações para determinados casos específicos (Figuras 5.14 e 5.15), podemos mais uma vez comprovar que as expressões que melhor prevêem o comprimento de aceleração serão as equações (5.32) e (5.33); as equações generalistas, como seria de esperar, apenas poderão dar (e só em alguns dos

casos) uma ordem de grandeza do valor desse comprimento de reaceleração e nunca um valor próximo do real, isto porque foram desenvolvidas para universos de funcionamento completamente diferentes dos observados no presente trabalho.

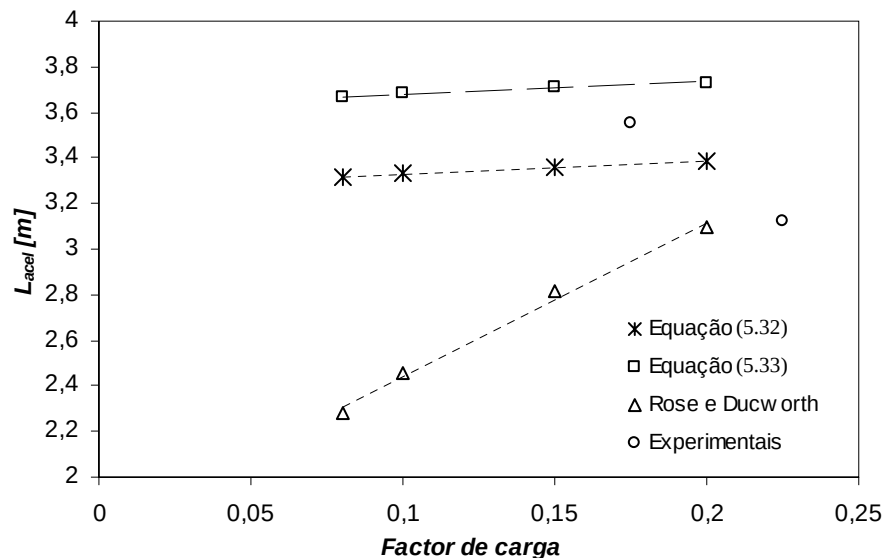


Figura 5.14- Comparação dos valores obtidos do comprimento de regime transiente através das diferentes correlações, e dos experimentais em função do factor de carga dos sólidos para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×22 , com $Fr=19,8$.

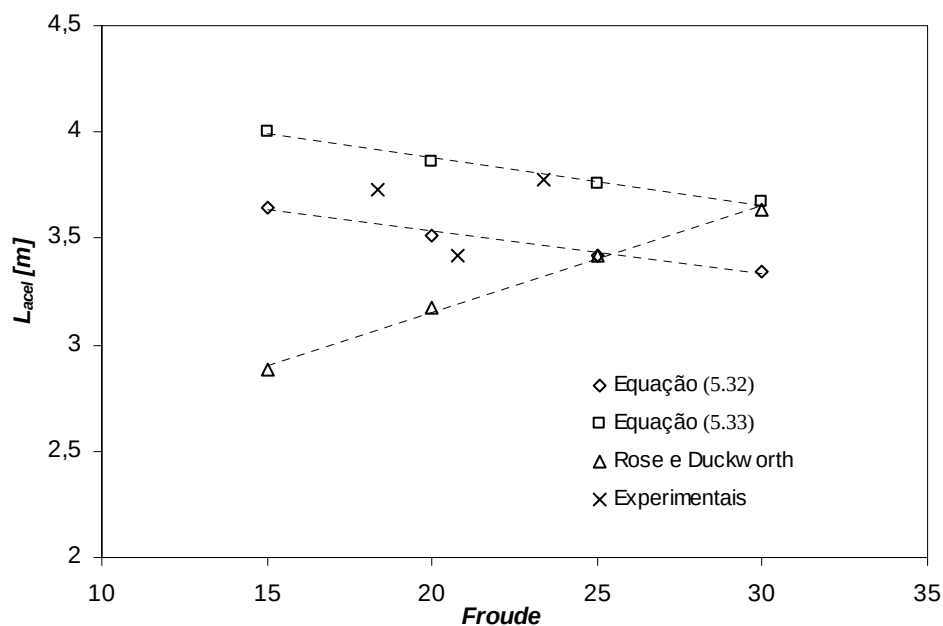


Figura 5.15 - Comparação dos valores obtidos do comprimento de regime transiente através das diferentes correlações, e dos experimentais em função do número de Froude para uma situação de transporte pneumático de rolhas 38×24 , com $\theta=0,22$.

De salientar ainda que, por análise da Figura 5.15, se verifica que o comprimento de aceleração, para um determinado factor de carga, diminui com o aumento do número de Froude. De facto as equações (5.32) e (5.33), que traduzem a tendência dos resultados experimentais obtidos durante a parte experimental do presente trabalho, mostram esse tipo de evolução que é contrária ao previsto pela expressão desenvolvida por Rose e Duckworth (1961).

Conclusões e Sugestões Para Trabalhos Futuros

6.1 – Conclusões

O presente trabalho teve o objectivo de caracterizar o transporte pneumático de rolhas de cortiça na direcção vertical. A análise dos dados experimentais foi realizada em três partes distintas. Primeiro foi analisada a evolução da perda de carga por unidade de comprimento ao longo de toda a conduta vertical de teste, tendo-se distinguido assim uma zona inicial de transporte em regime transitório na qual se verificava a reaceleração das rolhas após a sua mudança de direcção (da direcção horizontal para a direcção vertical), após o que se seguia uma zona de transporte perfeitamente estabilizado. Seguiu-se a interpretação dos dados obtidos para transporte pneumático em regime permanente após o que se passou à análise do escoamento bifásico em regime transiente, ou seja, da zona de reaceleração das partículas por efeito da mudança de direcção.

Durante o regime transiente os valores de perda de carga por unidade de comprimento de conduta, são bastante elevados, decaindo rapidamente para valores aproximadamente constantes assim que se aproximam as condições de regime permanente. Pelos valores obtidos na medição do primeiro valor da pressão diferencial (entre a toma 1 e 2), constata-se que para rolhas de maior dimensão esse valor é inferior aos valores obtidos pelas tomas subsequentes. De facto enquanto que, para as rolhas de menores dimensões o valor da primeira medição de perda de carga é já muito elevado,

para rolhas de maiores dimensões verifica-se que o primeiro valor é baixo sofrendo posteriormente um aumento acentuado. Este comportamento, patente nas rolhas de maiores dimensões, não sendo objecto de estudo no presente trabalho não poderá ser interpretado com rigor. Para tal seria necessário realizar um maior numero de ensaios, por forma a constatar quais os motivos e quais os parâmetros que influenciam o fenómeno observado.

Analizando a transição entre o regime transiente e permanente, foi por sua vez que os comprimentos da zona de reaceleração estão situados entre os 2,5 e 4 m consoante os parâmetros de escoamento tais como factor de carga de sólidos, velocidade do fluido transportador, parâmetros físicos e geométricos das rolhas em estudo. Como consequência, o estudo da perda de carga do escoamento bifásico em regime permanente foi efectuado tendo por base as medições experimentais das tomas de pressão a jusante desse valor de comprimento após a mudança de direcção.

Esses resultados permitiram concluir que o valor da perda de carga, por unidade de comprimento de conduta, de transporte pneumático na vertical de rolhas de cortiça é superior à perda de carga associada à fricção do escoamento gasoso para mesmo valor de velocidade de fluido transportador. Este facto não é verificado em transporte pneumático na horizontal, onde ocorre uma situação em que os finos se depositam nas paredes interiores das tubagens, principalmente ao longo da sua geratriz inferior, actuando como lubrificante, enquanto que no caso do transporte pneumático vertical a acção sedimentadora da gravidade é perfeitamente contrariada pela força de arrasto, sendo por isso a deposição de finos nas paredes irrelevante, minimizando-se assim o mecanismo de lubrificação induzido por tais finos.

Além disso, foi ainda verificado o efeito do factor de carga e da velocidade do fluido transportador nos valores de perda de carga medidos. Constatou-se que a perda de carga em regime permanente aumenta com o aumento do factor de carga, para igual velocidade do fluido transportador e iguais parâmetros geométricos. Por sua vez a evidência experimental demonstrou que $\Delta P / L$ aumenta com o incremento do número de Froude (aumento da velocidade de fluido transportador).

Comparando os valores obtidos para a perda de carga em regime permanente, com os calculados com uma equação generalista apresentada no modelo de Namkung e Cho (2002), verificou-se que os resultados experimentais apresentam um desvio médio de

59% em relação aos calculados, comprovando-se a não aplicabilidade deste e doutros modelos ao caso concreto do transporte pneumático vertical de rolhas de cortiça. Verificou-se ainda que, no caso de se utilizar, no modelo de Namkung e Cho (2002), uma expressão para o factor de fricção da fase sólida sugerida por Reddy and Pei (1969), os valores dos desvios médios diminuem mas são ainda significativas.

Então, e tendo como base um modelo que considera um único factor de atrito global para o escoamento bifásico, tal como foi sugerido por Sziskzay (1988) e Weber (1991),

$$\Delta p_t = \lambda_t \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho_f \cdot \frac{U_f^2}{2} \quad (6.1)$$

foi obtida, por correlação não-linear dos dados experimentais, uma expressão para o valor desse factor como função de grupos adimensionais definidos em função de parâmetros geométricos e físicos da conduta, partículas e escoamento, obtendo-se,

$$\lambda_t = 6,76 \times 10^{-3} \theta^{0,124} Fr^{-0,95} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-0,39} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{0,74} \quad (6.2)$$

Numa segunda aproximação e de forma a tornar esta correlação mais elegante, foram arredondados os valores dos parâmetros de ajuste da regressão, tendo sido obtida a seguinte expressão

$$\lambda_t = 7 \times 10^{-3} \theta^{1/8} Fr^{-1} \left(\frac{d_p}{D} \right)^{-2/5} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right)^{3/4} \quad (6.3)$$

Os desvios médios obtidos dos resultados experimentais em relação aos calculados foram de 9,0% para a expressão (6.2) e de 9,4% para a expressão (6.3), conforme método de cálculo definido por Wen e Chen (1982).

Quanto à zona de reaceleração das partículas, o propósito deste trabalho visou a análise da variação do comprimento necessário para que se atinjam as condições de regime permanente, com a variação de alguns parâmetros do escoamento.

Verificou-se que o comprimento de reaceleração das rolhas de cortiça em transporte pneumático na vertical aumenta, para igual velocidade de fluido transportador e igual factor de carga de sólidos, com o aumento da dimensão das partículas. Esta conclusão pode ser assumida, pese embora as rolhas de diferentes dimensões tenham também diferentes valores de massa volúmica. No entanto, essa variação de massa volúmica é residual comparada com a variação de tamanho das rolhas, pelo que se considera que o principal efeito seja proveniente dessa diferença dimensional.

Para ensaios realizados com rolhas de igual dimensão verificou-se que o comprimento necessário para a reaceleração das partículas aumenta com o acréscimo do factor de carga para uma igual velocidade de fluido transportador, enquanto que diminui com o aumento da velocidade do gás para ensaios realizados com igual factor de carga.

Comparando os valores obtidos com os calculados com uma equação generalista apresentada por Rose e Duckworth (1961) verificou-se que os resultados experimentais apresentam um desvio médio de 13% em relação aos calculados.

Em face dos desvios elevados acima referidos desenvolveu-se uma correlação empírica para o comprimento de reaceleração das rolhas, recorrendo-se também a uma correlação não-linear dos dados experimentais. Esta expressão do comprimento de reaceleração das rolhas apresenta-se igualmente em função de grupos adimensionais que relacionam os parâmetros geométricos da conduta e das partículas, os parâmetros físicos das partículas e do ar transportador, a velocidade do fluido transportador e o factor de carga de sólidos do escoamento. A equação obtida foi a seguinte,

$$\left(\frac{L_a}{D}\right) = 0.4195 \theta^{0.0216} Fr^{-0.1238} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{2.577} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{1.601} \quad (6.4)$$

De forma a torná-la mais elegante foram arredondados os valores dos parâmetros de regressão tendo sido obtida a seguinte expressão:

$$\left(\frac{L_{ac}}{D}\right) = \frac{21}{50} \theta^{11/500} Fr^{-5/40} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{13/5} \left(\frac{\rho_p}{\rho_f}\right)^{8/5} \quad (6.5)$$

Os desvios médios obtidos dos resultados experimentais em relação aos calculados foram de 6,6% para a expressão (6.4) e de 7,7% para a expressão (6.5), novamente segundo o critério de Wen e Chen (1982).

6.2 - Sugestões para trabalhos futuros

No sentido de prosseguir e completar o trabalho realizado sugere-se a execução de trabalho que vise analisar os seguintes aspectos:

- Caracterização da evolução da perda de carga em regime transiente. Melhoria da determinação de correlações empíricas para a perda de carga na aceleração no transporte pneumático de rolhas de cortiça, recorrendo-se a uma maior diversidade -de dimensões de rolhas e diâmetros de condutas;

- Verificação do efeito de curva para rolhas de cortiça de diferentes dimensões. Caracterização dos perfis de escoamento das partículas sólidos em função de diferentes configurações da curva de ligação entre os troços horizontal e vertical;

- Medição por métodos não intrusivos das velocidades das partículas durante o regime transiente, por forma a obterem-se correlações que permitam prever a evolução da mesma;

- Quando houver uma quantidade de resultados experimentais adequada, passar-se ao desenvolvimento de um modelo fenomenológico adequado ao transporte pneumático de rolhas de cortiça, tanto na direcção vertical como na direcção horizontal.

7 *Referências Bibliográficas*

- Akilli H., E.K. Levy, B. Sahin, 2001 “Gas–solid flow behaviour in a horizontal pipe after a 90° vertical to horizontal elbow”, Powder Technology 116, pp.43–52.
- Bai, D., A. S. Issangya, and J. R. Grace, 1998, “A Novel Method for Determination of Choking Velocities,” Powder Technol., 97.
- Baker J. D., Klinzing G. E., 1999, “Optimal performance of pneumatic transport systems”, Powder Technology 104, pp. 240–247.
- Barth, W., 1960a, "Physical and Economical Aspects of Transportation of Solids in Fluids and Gases", (In Germany), CIT 32, No. 2, pp.164-171.
- Barth, W., 1960b, "Technical Flow Problems in Conveying Dust and Gas Mixtures", (In Germany), Mitt. VGB., No. 79, p.238-244.
- Bi, H. T., and L.-S. Fan, 1991, “Regime Transitions in Gas-Solid Circulating Fluidized Beds,” AIChE Meeting, Los Angeles, Paper 101.
- Bi, H. T., J. R. Grace, and J.-X. Zhu, 1993 “Types of Choking in Vertical Pneumatic Systems,” Int. J. Multiphase Flow, 19, pp.1077.

- Bi, H. T., J. R. Grace, and J.-X. Zhu, 1999 “Types of Choking in Vertical Pneumatic Systems,” *Int. J. Multiphase Flow*, 19. (Vol?, pág?)
- Capes, C. E., and K. Nakamura, 1973, “Vertical Pneumatic Conveying: Na Experimental Study with Particles in the Intermediate and Turbulent Flow Regimes,” *Can. J. Chem. Eng.*, nº 51, pp.31.
- Chong Y.O. and Leung L. S., 1986 “Comparison of choking velocity correlations in vertical pneumatic conveying”, *Powder Technology*, Volume 47, Issue 1, pp. 43-50.
- Day J.Y., H. Littman and M. H. Morgan, 1990, “A new choking velocity correlation for vertical pneumatic conveying”, *Chemical Engineering Science*, Volume 45, Issue 1, pp. 355-360.
- Dyakowski, T., Jeanmeure, L.F.C., Jaworski, A.J., 2000, “Applications of electrical tomography for gas–solids and liquid–solids flows—a review.”, *Powder Technology* 112, pp.174–192.
- Dzido, G., Palica, M. and Raczek, J., 2002, “Investigations of the acceleration region in the vertical pneumatic conveying”, *Powder Technolgt*, Vol. 127, pp. 99-106.
- Fan, L. S., and Zhu, C., 1998, “Principles of Gas-Solid Flows”, Cambridge University Press, Cambridge Series in Chemical Engineering, Cambridge.
- Fokeer S., S. Kingman, I. Lowndes, A. Reynolds, 2004, “Characterisation of the cross sectional particle concentration distribution in horizontal dilute flow conveying—a review”, *Chemical Engineering and Processing* 43, pp. 677–691.
- Garic, R. V.; Grbavcic, Z. B.; Jovanovic, S. Dj. Hydrody-namic, 1995, “Modeling of Vertical Nonaccelerating Gas-solids Flow.” *Powder Technol.*, 84, pp. 65.
- Gau G., Y. Yousfi, , *Chemical Engineering Science* 29, 1974, pp. 1947–1953.
- Klinzing, G. E. et al., 1997, “Pneumatic Conveying of Solids: A Theoretical and Practical Approach (Powder Technology Series),” 2nd ed., Chapman & Hall, Boca Raton, FL.

- Klinzing, G. E., 1981, “Gas-Solid Transport” ; McGraw-Hill Book Company: New York.
- Klinzing, G.E., 2003, “Chapter 23- Dilute-Phase Pneumatic Conveying” em “Handbook of Fluidization and Fluid-Particle Systems”, editor W-Cyang, Marcel Dekker, New York
- Knowlton, T. M., and D. M. Bachovchin, 1975, “The Determination of Gas-Solids Pressure Drop and Choking Velocity as a Function of Gas Velocity in a Vertical Pneumatic Conveying Line,” Fluidization I, D. L. Keairns, ed., Hemisphere, Washington, DC, pp. 253_282
- Konrad, K., 1986, “Dense-Phase Pneumatic Conveying: A Review,” Powder Technol., nº 49, pp. 1.
- Lai Yeng Lee,Tai Yong Quek, Rensheng Deng, Madhumita B.Ray, Chi-Hwa Wang, 2004 , “Pneumatic transport of granular materials through a 90 .bend” Chemical Engineering Science 59, pp. 4637 –4651.
- LaiYeng Lee, TaiYong Quek, Rensheng Deng, Madhumita B. Ray, Chi-HwaWang, 2004, “Pneumatic transport of granular materials through a 90° bend”, Chemical Engineering Science 59, pp. 4637 – 4651
- Lee, W. K., Vaseleski, R. C. and Metzner, A. B., 1974, “Turbulent Drag Reduction in Polymeric Solutions Containing Suspended Fibres”, A.I.Ch.E. Journal, Vol. 20, No..1, pp. 128-133.
- Leung L.S., 1980, “Vertical pneumatic conveying: a flow regime diagram and a review of choking versus non-choking systems”, Powder Technology, Volume 25, Issue 2, pp. 185-190.
- Leung, L. S., and R. J. Wiles, 1976 “A Quantitative Design Procedure for Vertical Pneumatic Conveying Systems.” Ind. Eng. Chem. Process Des. 15, pp. 552 .

- Levy A., Mason, David J., 1998, “The effect of a bend on the particle cross-section concentration and segregation in pneumatic conveying systems”, *Powder Technology* 98, pp. 95-103
- Marcus, R. D., Hilbert Jr., J. D, and Klinzing, G. E., 1985, “Flow Through Bends and Acceleration Zones in Pneumatic Conveying Systems”, *Bulk Solids Handling*, Vol. 5, No. 4, pp. 121-126.
- Marcus, R. D., Leung, L. S, Klinzing, G. E. and Rizk, F., 1990, “Pneumatic Conveying of Solids.”, Chapman and Hall, London.
- Matsen, J. M., 1982 “Mechanics of Choking and Entrainment,” *Powder Technol.*, 32, 21.
- Mills, D., 1990, “Pneumatic Transport Design Guide”, Butterworth, London.
- Molerus O., 1996, “Overview: Pneumatic transport of solids”, *Powder Technology*, Volume 88, Issue 3, pp. 309-321
- Namkung, W. and Cho, M., 2002, “Pressure Drop in a Vertical Pneumatic Conveying of Iron Ore”, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 41, pp. 5316-5320.
- Neto, P. and Pinho, C., 1998, “Dilute Phase Horizontal Pneumatic Conveying of Cork Stoppers: A Preliminary Experimental Study”, *Proceedings of the Symposium on Thermal and Fluids Engineering, CSME Forum SCGM*, 19th-22nd May, Toronto, Vol. 1, pp. 360-367.
- Neto, P., 1996, “ Transporte Pneumático Horizontal de Rolhas de Cortiça, Tese de mestrado em Engenharia Mecânica (Área de Especialização de Engenharia Térmica).
- Pinho, C., 1999, “Acceleration of Cork Stoppers in Pneumatic Conveying”, 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 22nd-26th November, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil. *Proceedings of ENCIT 2004 -- ABCM*, Rio de Janeiro, Brazil, Nov. 29 -- Dec. 03, 2004

- Pinho, C., 2001, “Horizontal Pneumatic Conveying of Cork Stoppers”, Proceedings of Cobem 2001, Fluid Mechanics, Vol. 8, pp 21-29. 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 26th to 30th November 2001, Uberlândia, MG, Brazil.
- Plumpe, J.G., Zhu, C., Soo, S.L., 1993, “Measurement of fluctuations in motion of particles in a dense gas–solid suspension in vertical pipe flow.” Powder Technology 77, pp. 209–214.
- Purutyan H. , Thomas G. Troxel, Francisco Cabrejos, 2001, “Propel your Pneumatic conveying system to higher efficiency”, CEP.
- Raczek, J. and Palica, M., 1997, “Selection of the gas working velocity in vertical pneumatic conveying systems for binary mixtures”, Chemical Engineering and Processing, No. 36, pp. 167-170.
- Radin, I., Zakin, J.L. and Patterson, G.K., 1975, "Drag Reduction in Solid-Fluid Systems", A.I.Ch.E. Journal, Vol. 21, No..2, pp. 358-371.
- Rautiainen, A., Stewart, G., Poikolainen, V. and Sarkomaa, P., 1999, “An experimental study of vertical pneumatic conveying”, Powder Technology, Vol. 104, pp 139-150.
- Reddy, K. V. S.; Pei, D. C. T., 1969, “Particle Dynamics in Solids-gas Flow in a Vertical Pipe.” Ind. Eng. Chem. Fundam., 8, pp. 490.
- Reed, A. R., and M. S. A. Bradley, 1991, “Advances in the Design of Pneumatic Conveying Systems: A United Kingdom Perspective.” Bulk Solids Handling, 11 (1).
- Rhodes, M., 1998, “Introduction to Particle Technology”, John Wiley and Sons, Chichester.
- Rizk, F., 1973 “Dr-Ing. Dissertation”, Technische Hochschule Karlsruhe
- Rose, H.E. and Duckworth, R. A., 1961, “Transport of Solids Particles in Liquids and Gases”, The Engineer, No. 14, 21 and 28 March.

- Smeltzer, E. E., Weaver, M. L. and Klinzing, G. E., 1982, "Pressure Drop Losses due to Electrostatic Generation in Pneumatic Transport", Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 21, No. 3, pp. 390-394.
- Smith, T. N., "Limiting Volume Fractions in Vertical Pneumatic Transport," Chem. Eng. Sci., 33, pp. 745 1978.
- Stemerding, S., 1962, "The Pneumatic Transport of Cracking Catalyst in Vertical Risers." Chem. Eng. Sci., 17, pp. 599.
- Szikszay, G., 1988, "Friction Factor for Dilute Phase Pneumatic Conveying", Bulk Solids Handling, Vol. 8, No. 4, pp.395-399.
- Van de Wall, R.E., Soo, S.L., 1994, "Measurement of particle cloud density and velocity using laser devices.", Powder Technology 81, pp. 269–278.
- Van de Wall, R.E., Soo, S.L., 1998, "Relative motion between phases of a particulate suspension.", Powder Technology 95, pp. 153–163.
- Van den Moortel, T., Santini, R., Tadrist, L., Pantaloni, J., 1997, "Experimental study of the particle flow in a circulating fluidized bed using a Phase Doppler Particle Analyzer: a new post-processing data algorithm.", International Journal of Multiphase Flow 23 (6), pp. 1189–1209.
- Van Swaaij, W. P. M.; Burman, C.; van Breugel, J. W., 1970, "Shear Stresses on the Wall of a Dense Gas-solids Riser". Chem. Eng. Sci., 25, pp. 1818.
- Weber, M., 1991, "Friction of the Air and the Air/Solid Mixture in Pneumatic Conveying", Bulk Solids Handling, Vol. 11, No. 1, pp. 99-102.
- Wen, C.Y. and Chen, L.H., 1982, "Fluidized Bed Freeboard Phenomena: Entrainment and Elutriation", AIChE J., vol. 28, No. 1, pp. 117-128.
- White, F. M., 2002, "Mecânica dos Fluidos", 4ª Edição, McGraw-Hill.

- Wirth, K.-E. and Molerus, O., 1986, "Solids and Gas-Solid Flows", Encyclopedia of Fluids Mechanics, Vol. 4, Ch. 15, pp. 471-484 N. P. Cheremisinoffs Editor, Gulf Publishing Company.
- Xu, G., Nomura, K., Gao, S. and Kato, K., 2001, "More Fundamentals of Dilute Suspension Collapse and Choking for Vertical Conveying Systems", AIChE Journal, Vol. 47, No. 10, pp. 2177- 2196.
- Yang, W. and Keairns, D.L., 1973, "Estimating the Solid Particle Velocity in Horizontal Pneumatic Conveying Lines", The Canadian Journal of Chem. Eng., Vol. 51, pp. 779-781.
- Yang, W. and Keairns, D.L., 1976, "Estimating the Acceleration Pressure Drop and Particle Acceleration Length in Vertical and Horizontal Pneumatic Transport Lines", Pneumotransport 3. Third International Conference on the Pneumatic Transport of Solids in Pipes, 7th - 9th April, pp. D7-89 - D7-98.
- Yang, W., 1973, "Estimating the Solid Particle Velocity in Vertical Pneumatic Conveying Lines", Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 12, No. 3, pp. 349-352.
- Yang, W., 1974, "A Correlation for Solid Friction Factor in Vertical and Horizontal Pneumatic Conveying", AIChE Journal, Vol. 20, No. 3, pp. 605-607.
- Yang, W., 1975, "A Mathematical Definition of Choking Phenomenon and a Mathematical Model for Predicting Choking Velocity and Choking Voidage", AIChE Journal., Vol. 21, No. 5, pp. 1013-1015.
- Yang, W., 1976, "A Criterion for 'Fast Fluidization'", 3rd Int. Conf. On Pneumatic Transport, BHRA Copyright, Bedford, Paper E5 .
- Yang, W., 1978, "A Correlation for Solid Friction Factor in Vertical Pneumatic Conveying Lines", AIChE Journal, Vol. 24, No. 3, pp. 548-552.
- Yerushalmi, J., and A. A. Avidan, 1985, "Fluidization 2nd ed. ", J. F. Davidson, R. Clift, D. Harrison, eds., Academic Press, London, p. 225.

- Yerushalmi, J., and N. T. Cankurt, 1979 “Further Studies of the Regimes of Fluidization,” Powder Technol., 24, pp. 187.
- Yilmaz, A., Levy, E.K., 1998, “Roping phenomena in pulverized coal conveying lines.”, Powder Technology 95, pp. 43–48.
- Yilmaz, A., Levy, E.K., 2001, “Formation and dispersion of ropes in pneumatic conveying.”, Powder Technology 114, pp. 168–185.
- Yilmuz A., Levy E., H. Bilirgen, 1996, “Effect of an elbow on Flow characteristics in lean phase pneumatic conveying”, Fluidization and Fluid-Particle Systems, AIChE Annual Meet., Chicago, IL, USA, pp. 98-102.
- Zenz, F. A., 1949, “Two-Phase Fluid-Solid Flow,” Ind. Eng. Chem., 41, p. 2801
- Zenz, F. A., and D. F. Othmer, 1960 “Fluidization and Fluid-Particle Systems”, Reinhold Publishing, New York.
- Zenz, F.A., 1964 "Conveyability of materials of mixed particle size", Ind. Eng. Fund. 3(1), pp.65-75
- Zhu, K., Rao, S.M., Wang, C.H., Sundaresan, S., 2003, “Electrical capacitance tomography measurements on the vertical and inclined pneumatic conveying of granular solids.” Chemical Engineering Science 58 (18), pp. 4225–4245.

ANEXO I

Caracterização do Material a Transportar

Nas tabelas seguintes são apresentados, para os vários tipos de rolhas utilizadas, os valores medidos dos respectivos parâmetros geométricos.

Essa medição foi efectuada a partir de uma amostragem de 15 rolhas para os três tamanhos utilizados nos testes.

As suas dimensões características foram determinadas com o auxílio de um paquímetro. Quanto à determinação da sua massa, utilizou-se para o efeito uma balança analítica.

I.1 -Rolhas 38 × 22

Tabela I.1 – Valores medidos dos parâmetros geométricos das rolhas tipo 38 × 22. Dados referentes à amostragem representativa escolhida.

	massa [g]	Altura <i>H</i> [mm]	Diâmetro <i>d</i> [mm]
	2,226	38,1	21,5
	2,181	38,0	21,3
	3,013	37,3	22,2
	2,825	38,4	21,8
	2,700	38,4	21,9
	2,858	38,4	22,1
	2,603	38,3	22,1
	3,702	37,8	21,9
	3,138	37,7	22,7
	2,499	38,0	21,9
	2,158	37,2	22,0
	2,188	37,7	21,8
	2,383	37,8	21,1
	3,173	37,8	21,9
	3,672	38,1	21,6
Média	2,754	37,9	21,9
Desvio Padrão	0,49310	0,3621	0,3723

I.2 -Rolhas 38 × 24

Tabela I.2 – Valores medidos dos parâmetros geométricos das rolhas tipo 38 × 24. Dados referentes à amostragem representativa escolhida.

	massa [g]	Altura H [mm]	Diâmetro d [mm]
	2,907	37,5	23,8
	3,364	37,9	23,4
	3,415	37,3	24,3
	3,004	37,9	24,0
	3,597	37,5	23,6
	3,167	37,6	23,5
	2,687	37,9	24,4
	3,067	37,8	24,2
	2,966	37,9	23,5
	3,206	37,9	24,5
	2,909	37,5	23,6
	4,337	37,9	24,1
	2,563	37,8	23,9
	2,735	37,6	23,8
	3,424	37,6	24,0
Média	3,156	37,7	23,9
Desvio Padrão	0,42521	0,1861	0,3265

I.3 - Rolhas 45 × 24

Tabela I.3 – Valores medidos dos parâmetros geométricos das rolhas tipo 45 × 24. Dados referentes à amostragem representativa escolhida.

	massa [g]	Altura H [mm]	Diâmetro d [mm]
	3,1345	45,1	23,6
	3,534	45,0	23,8
	3,126	44,8	24,2
	3,670	44,9	26,8
	3,224	44,5	24,1
	3,596	45,3	23,9
	3,207	46,2	25,0
	3,830	45,1	24,4
	3,004	44,4	24,3
	3,364	44,8	24,0
	3,263	44,8	23,9
	3,811	44,7	23,8
	3,650	44,8	24,0
	3,196	44,6	24,4
	4,176	44,4	23,6
Média	3,452	44,91	24,27
Desvio Padrão	0,32030	0,4420	0,7604

ANEXO III

Rectas de Calibração dos Transdutores de Pressão

Com o procedimento descrito no Capítulo 3 obtiveram-se rectas de calibração, para os transdutores de pressão, que relacionam quedas de pressão em mmH₂O com o respectivo sinal de saída [mV].

Recta de calibração do transdutor 1:

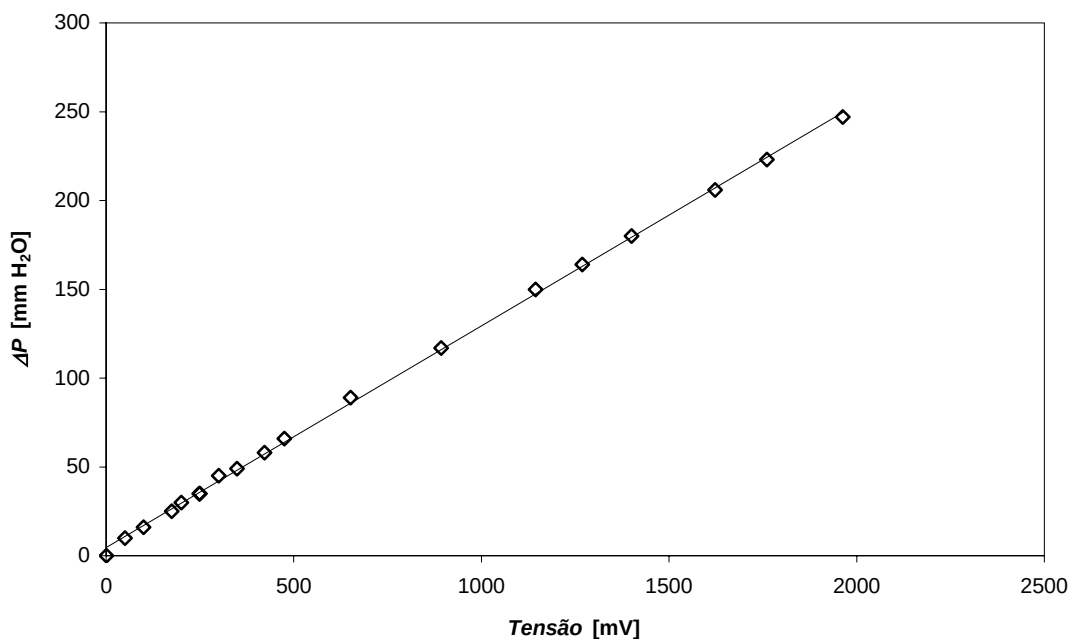


Figura II.1- Recta de calibração para o transdutor de pressão 1.

Equação de ajuste linear: $\Delta P \text{ [mmH}_2\text{O]} = 0,124 \times \text{Tensão [mV]} + 4,66$ (II.1)

Recta de calibração do transdutor 2:

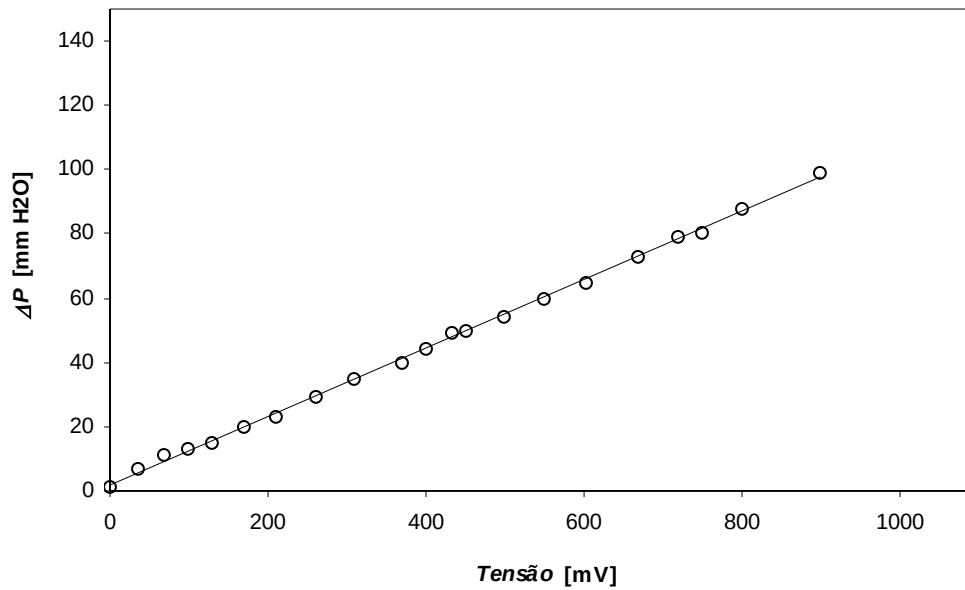


Figura II.2- Recta de calibração para o transdutor de pressão 2.

Equação de ajuste linear: $\Delta P [\text{mmH}_2\text{O}] = 0,106 \times \text{Tensão} [\text{mV}] + 1,82$ (II.2)

ANEXO III

Curva de Calibração da Placa Orifício

Com o procedimento descrito no Capítulo 3 obteve-se uma curva de calibração, para a placa orifício de pressão, que relaciona o caudal de ar em m³/s com a queda de pressão [mm H₂O] sofrida pelo escoamento gasoso aquando da passagem pelo medidor de orifício.

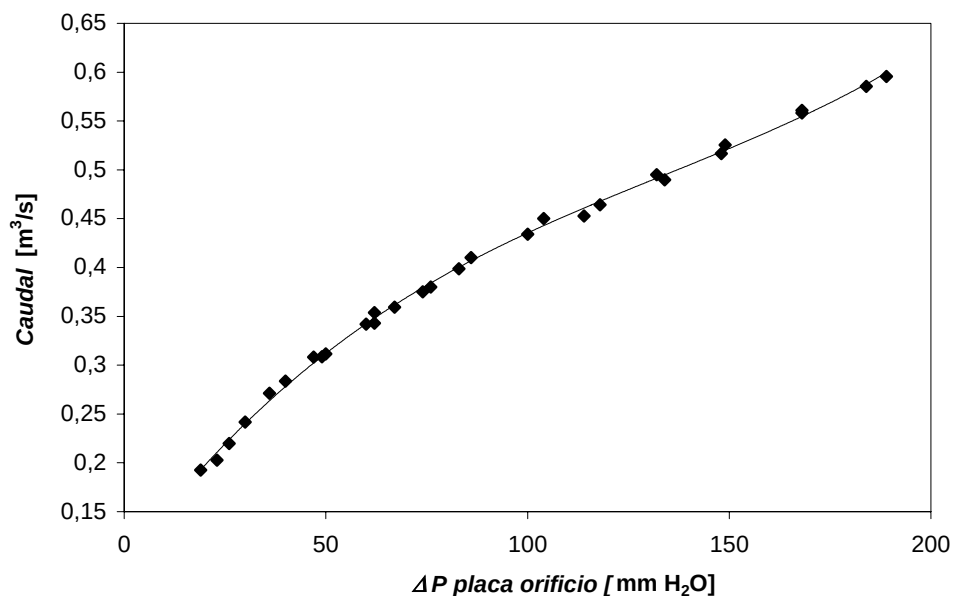


Figura III.1- Curva de calibração para a placa orifício.

Equação de ajuste:

$$\text{Caudal [m}^3\text{/s]} = 7 \times 10^{-8} \times \Delta P [\text{mmH}_2\text{O}]^3 - 3 \times 10^{-5} \times \Delta P [\text{mmH}_2\text{O}]^2 + 0,0056 \times \Delta P [\text{mmH}_2\text{O}] + 0,0968$$

ANEXO IV

Incertezas Associadas aos Resultados Experimentais

Para a análise das incertezas das várias variáveis medidas, foi necessário considerar os erros sistemáticos e aleatórios, deste modo a incerteza total é dada por:

$$U_x = \sqrt{B_x^2 + P_x^2} \quad (\text{IV.1})$$

em que:

U_x – incerteza associada à medição da grandeza x

P_x – erro aleatório associado à medição da grandeza x

B_x – erro sistemático associado à medição da grandeza x

Em seguida apresenta-se as diversas incertezas das variáveis medidas:

- Dimensões das rolhas

O erro sistemático para a medição das dimensões das rolhas (diâmetro e altura) foi considerado como sendo igual à metade da natureza do paquímetro. Logo

$$B_{dp} = B_H = 0,0001/2 = 0,00005 \text{ m}$$

O erro aleatório para a medição do diâmetro e da altura foi calculado da seguinte maneira:

$$P = t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (\text{IV.2})$$

em que:

σ – desvio de cada valor medido em relação ao correspondente valor médio

N – nº de amostras analisadas

t – referente à distribuição de Student, para $n-1$ amostras

Logo,

$$P_{dp} = 2,06\text{E-}04 \text{ m}$$

$$P_H = 2,00\text{E-}04 \text{ m}$$

e ,

$$U_{dp} = 2,12\text{E-}04 \text{ m}$$

$$U_H = 2,06\text{E-}04 \text{ m}$$

- Massa das rolhas

O erro sistemático para a medição da massa das rolhas foi considerado como sendo igual à metade da menor escala de leitura da balança (balança analítica). Logo

$$B_m = 1,00\text{E-}06/2 = 5,00\text{E-}07 \text{ kg}$$

Para o cálculo do erro aleatório utilizou-se a equação (IV.2).

Logo

$$P_m = 2,74E-04 \text{ kg}$$

e

$$U_m = 2,74E-04 \text{ kg}$$

- Volume de 1 rolha ($V_{1 \text{ rolha}} = \frac{\pi \cdot dp^2}{4} \cdot H$)

A expressão utilizada no cálculo do volume de uma rolha foi a seguinte:

$$V_{1 \text{ rolha}} = \frac{\pi \cdot dp^2}{4} \cdot H \quad (\text{IV.3})$$

Logo as incertezas associadas a esse cálculo são dadas por:

$$\left(\frac{B_V}{V}\right)^2 = \left(2 \cdot \frac{B_{dp}}{dp}\right)^2 + \left(\frac{B_H}{H}\right)^2 \Rightarrow \frac{B_V}{V} = 3,66E-02 \quad (\text{IV.4})$$

$$\left(\frac{P_V}{V}\right)^2 = \left(2 \cdot \frac{P_{dp}}{dp}\right)^2 + \left(\frac{P_H}{H}\right)^2 \Rightarrow \frac{P_V}{V} = 7,51E-02 \quad (\text{IV.5})$$

Logo a incerteza global relativa $\left(\frac{U_V}{V}\right)$ é 7,63E-02

- Massa volúmica das rolhas ($\rho_p = \frac{m_{1 \text{ rolha}}}{V_{1 \text{ rolha}}}$)

A massa volúmica é dada por:

$$\rho_p = \frac{m_{1 \text{ rolha}}}{V_{1 \text{ rolha}}} \quad (\text{IV.6})$$

Logo a incerteza da massa volúmica global é dada por:

$$\left(\frac{U_{\rho_p}}{\rho_p}\right)^2 = \left(\frac{U_m}{m}\right)^2 + \left(\frac{U_V}{V}\right)^2 \Rightarrow \frac{U_{\rho_p}}{\rho_p} = 0,125 \quad (\text{IV.7})$$

- Dimensões da tubagem (Diâmetro e comprimento)

O erro sistemático associado à medição do diâmetro assumiu-se como sendo igual à metade da menor escala de leitura de um paquímetro, enquanto que a medição do comprimento da tubagem foi efectuada através de uma fita métrica. Logo,

$$B_D = 5,00\text{E-}05 \text{ m}$$

$$B_L = 5,00\text{E-}04 \text{ m.}$$

Como para a medição do diâmetro da tubagem se efectuaram 10 leituras, o erro aleatório associado à medição desse parâmetro é dado pela seguinte expressão:

$$P_D = t \times \frac{\sigma_D}{\sqrt{N}} = 4,19\text{E-}04 \text{ m} \quad (\text{IV.8})$$

então as incertezas globais de cada um dos parâmetros são iguais a,

$$U_D = 4,22\text{E-}04 \text{ m}$$

$$U_L = 5,00\text{E-}04 \text{ m}$$

$$\text{- Volume da conduta } (V_{\text{conduta}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L)$$

A expressão utilizada no cálculo do volume da tubagem foi a seguinte:

$$V_{conduta} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times L \quad (IV.9)$$

Logo as incertezas associadas a esse cálculo são dadas por:

$$\left(\frac{U_{V_{conduta}}}{V_{conduta}} \right)^2 = \left(2 \times \frac{U_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{U_L}{L} \right)^2 \Rightarrow \frac{U_{V_{conduta}}}{V_{conduta}} = 7,34E - 06 \quad (IV.10)$$

- Caudal mássico das rolhas ($\dot{m}_p = \frac{m_p}{t}$)

Tendo em conta a expressão anterior o erro sistemático é dado por:

$$\left(\frac{B_{\dot{m}_p}}{\dot{m}_p} \right)^2 = \left(\frac{B_{m_p}}{m_p} \right)^2 + \left(\frac{B_t}{t} \right)^2 \quad (IV.11)$$

A massa de rolhas foi pesada por uma balança cuja a menor escala de leitura era 0,01 kg, e o tempo foi medido através de um cronómetro cuja a menor escala de leitura era de 0, 01 s logo:

$$B_{m_p} = 0,005 \text{ kg}$$

$$B_t = 0,005 \text{ s}$$

Relativamente aos erros aleatórios utilizou-se a seguinte expressão para uma amostra de 5 leituras:

$$P = t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (IV.12)$$

A título de exemplo apresentam-se, na Tabela IV.1, os valores das incertezas acima calculadas e da respectiva incerteza global relativa, para quatro dos ensaios efectuados.

Tabela IV.1- Valores das incertezas associadas ao caudal mássico das rolhas

$\dot{m}_p$ [kg/s]	$B_{\dot{m}_p} / \dot{m}_p$	$P_{\dot{m}_p} / \dot{m}_p$	$U_{\dot{m}_p} / \dot{m}_p$
$6,26 \times 10^{-2}$	0,113	0,0602	0,128
$7,12 \times 10^{-2}$	0,099	0,0488	0,111
$4,86 \times 10^{-2}$	0,145	0,0508	0,154
$4,95 \times 10^{-2}$	0,143	0,1263	0,191

- Queda de pressão do escoamento bifásico

Os erros associados à medição da queda de pressão que foram considerados são:

- da calibração do transdutor de pressão;
- da exactidão do transdutor;
- do conversor analógico-digital;
- da incerteza aleatória da medição.

O erro sistemático para a calibração do transdutor de pressão considerado foi igual à metade da menor escala de leitura da coluna de água. Logo,

$$B_{\Delta p-cal} = U_{\Delta p-cal} = 0,001/2 \text{ mmH}_2\text{O} = 4,9 \text{ Pa}$$

O erro associado à calibração foi estabelecido como um erro sistemático de leitura ($U_{\Delta p-cal} = B_{\Delta p-lei}$).

Para este tipo de transdutor o erro de exactidão é de 9,7 Pa para uma gama de 0-1245 Pa.

A placa de aquisição de dados é de 12 bits, logo a incerteza associada é dada por:

$$B_{\Delta p-AD} = \frac{\text{máximo da gama}}{2^{12}} = \frac{1245}{4096} = 0,3 \text{ Pa} \quad (\text{IV.13})$$

Assim o erro total associado à medição deste parâmetro é dado pela seguinte expressão:

$$B_{\Delta p}^2 = B_{\Delta p-lei}^2 + B_{\Delta p-exac}^2 + B_{\Delta p-AD}^2 \Rightarrow B_{\Delta p} = 10,87 \text{ Pa} \quad (\text{IV.14})$$

Relativamente ao erro aleatório foram lidos 1000 valores para cada leitura de valores, considerou-se um intervalo de confiança de 95%

$$P_{\Delta p} = 1,96 \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{1000}}$$

para majorar o valor do erro aleatório considerou-se no calculo o valor máximo do desvio em relação à média, ou seja, $\sigma = 0,3 \text{ mmH}_2\text{O}$.

Assim a incerteza global deste parâmetro é igual a:

$$U_{\Delta p} = 10,87 \text{ Pa}$$

- Massa volúmica do ar ($\rho_f = \frac{P}{R \times T}$)

Os erros sistemáticos associados as estes parâmetros são dados pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{B_{\rho_f}}{\rho_f}\right)^2 = \left(\frac{B_T}{T}\right)^2 + \left(\frac{B_P}{P}\right)^2. \quad (\text{IV.15})$$

A incerteza associada à temperatura e à pressão são iguais a metade da menor escala de leitura do aparelho de medição da temperatura e de pressão respectivamente, logo:

$$B_T = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$B_P = 66,65 \text{ Pa}$$

Assim para $T = 20^\circ\text{C}$:

$$\frac{B_{\rho_f(20^\circ\text{C})}}{\rho_{f(20^\circ\text{C})}} = \frac{U_{\rho_f(20^\circ\text{C})}}{\rho_{f(20^\circ\text{C})}} = 0,0155 \quad (\text{IV.16})$$

Para outro valor de temperatura de fluxo de ar por exemplo 31°C (valor observado em alguns ensaios com rolhas 38×22):

$$\frac{B_{\rho_f(T)}}{\rho_{f(T)}} = \frac{U_{\rho_f(T)}}{\rho_{f(T)}} = 0,0161 \quad (\text{IV.17})$$

- Caudal do ar à temperatura ambiente de calibração (20°C)

Os erros associados à medição do caudal que foram considerados são:

- da calibração da placa orifício;
- do conversor analógico-digital.

A calibração da placa orifício foi efectuada através de um tubo de Pitot, em que a velocidade foi obtida pela seguinte expressão:

$$v = \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_f}}. \quad (\text{IV.18})$$

A velocidade média foi calculada através da média das velocidades pontuais dos vários pontos de medida.

O caudal é calculado através da velocidade média:

$$Q = \frac{v}{A} = \frac{v}{\frac{\pi \times D_{conduta}^2}{4}} \quad (\text{IV.19})$$

Logo a incerteza associada ao calculo da velocidade é dada por:

$$\left(\frac{U_v}{v}\right)^2 = \frac{1}{4} \times \left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4} \times \left(\frac{U_{\rho_{f(20^\circ C)}}}{\rho_{f(20^\circ C)}}\right)^2 \quad (\text{IV.20})$$

sendo $U_{\rho_{cal}}$ calculado anteriormente e $U_{\Delta p}$ determinado pela metade da menor escala de leitura do manómetro de coluna de água.

$$e \quad \left(\frac{U_Q}{Q}\right)_{cal}^2 = \left(\frac{U_v}{v}\right)^2 + 4 \times \left(\frac{U_{D_{conduta}}}{D_{conduta}}\right)^2 \quad (\text{IV.21})$$

Na tabela seguinte apresenta-se os valores das incertezas associadas à calibração do medidor de orifício.

Tabela IV.2- Valores das incertezas associadas ao caudal volumico de ar

<i>Frequência</i> [Hz]	Δp [mmH ₂ O]	Q [m ³ /s]	U_v/v	U_Q/Q	U_Q [m ³ /s]
25	404,25	0,3087	0,0099	0,0218	0,0067
27	463,05	0,3305	0,0094	0,0216	0,0071
30	580,65	0,3702	0,0088	0,0213	0,0079
32	656,60	0,3935	0,0086	0,0212	0,0084
35	788,90	0,4314	0,0084	0,0211	0,0091
37	869,75	0,4527	0,0083	0,0211	0,0096
40	1016,75	0,4897	0,0081	0,0211	0,0103
42	1131,90	0,5167	0,0081	0,0210	0,0109
45	1320,55	0,5582	0,0080	0,0210	0,0117
47	1452,85	0,5853	0,0080	0,0210	0,0123

$U_{Q-cal} (Max)$ 0,0123

Para o erro associado à calibração da placa orifício considerou-se o valor máximo, tendo este sido estabelecido como um erro sistemático de leitura. ($U_{Q-cal} = B_{Q-lei}$).

A incerteza sistemática associada à conversão analógico-digital é dada pela equação (IV.13), em que a máxima escala considerada é igual ao maior valor de caudal na calibração ($Q=0,5853 \text{ m}^3/\text{s}$).

Logo $B_{QAD} = 1,43E-04 \text{ m}^3/\text{s}$.

O erro total associado à medição deste parâmetro é dado pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{B_Q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{B_{Q-lei}}{Q}\right)^2 + \left(\frac{B_{Q-AD}}{Q}\right)^2 \Rightarrow B_Q = U_Q = 1,23E-02 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (IV.22)$$

$$\text{- Porosidade } (\varepsilon = \frac{V_{conduta} - V_{rolhas}}{V_{rolhas}})$$

A incerteza global para a determinação da porosidade é dada pela seguinte expressão:

$$U_{\varepsilon} = \left(\frac{\varepsilon}{V_{conduta}} \times U_{V_{conduta}} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon}{V_{rolhas}} \times U_{V_{rolhas}} \right)^2 \quad (IV.23)$$

$$= \left(\frac{V_{rolhas}}{V_{conduta}^2} \times U_{V_{conduta}} \right)^2 + \left(-\frac{I}{V_{conduta}} \times U_{V_{rolhas}} \right)^2$$

em que

$$\left(\frac{U_{V_{rolhas}}}{V_{rolhas}} \right)^2 = \left(\frac{U_{m_p}}{m_p} \right)^2 + \left(\frac{U_{\rho_p}}{\rho_p} \right)^2 \quad (IV.24)$$

Na tabela seguinte encontram-se, a título de exemplo, as incertezas associadas às porosidades calculadas para quatro dos ensaios realizados.

Tabela IV.3- Valores das incertezas associadas ao cálculo da porosidade

m [kg]	$\frac{U_{V_{rolhas}}}{V_{rolhas}}$	V_{rolhas} [m ³]	ε	U_{ε}	$\frac{U_{\varepsilon}}{\varepsilon}$
0,26	0,1267	0,00134	0,995	6,94E-04	6,98E-04
0,18	0,1283	0,00093	0,996	4,86E-04	4,88E-04
0,16	0,1291	0,00083	0,997	4,35E-04	4,37E-04
0,14	0,1302	0,00072	0,997	3,84E-04	3,85E-04

- Factor de Carga ($\theta = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_p}{Q \times \rho_{f(T)}}$)

A expressão utilizada para a determinação da incerteza do factor de carga é dada por:

$$\left(\frac{U_{\theta}}{\theta} \right)^2 = \left(\frac{U_{\dot{m}_p}}{\dot{m}_p} \right)^2 + \left(\frac{U_Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{U_{\rho_{f(T)}}}{\rho_{f(T)}} \right)^2 \quad (IV.25)$$

Na tabela seguinte encontram-se valores relativos à incerteza associada ao factor de carga, para quatro ensaios realizados:

Tabela IV.4 - Valores das incertezas associadas ao cálculo do factor de carga

θ	$\frac{U_{\theta}}{\theta}$
0,225	0,1406
0,212	0,1217
0,175	0,1646
0,147	0,1973

- Factor de fricção experimental ($\lambda_{exp} = \left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{exp} \times \frac{2 \times D_{conduta}}{\rho_{f(T)} \cdot U_f^2}$)

A incerteza global para a determinação do factor de fricção experimental é dada pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{U_{\lambda}}{\lambda} \right)_{exp}^2 = \left(\frac{U_{(\Delta p/L)_{exp}}}{(\Delta p/L)_{exp}} \right)^2 + 4 \times \left(\frac{U_{U_f}}{U_f} \right)^2 + \left(\frac{U_{\rho_{f(T)}}}{\rho_{f(T)}} \right)^2 + \left(\frac{U_{D_{conduta}}}{D_{conduta}} \right)^2 \quad (IV.25)$$

sendo

$$\frac{U_{(\Delta p/L)_{exp}}}{(\Delta p/L)_{exp}} = \left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p} \right)^2 + \left(\frac{U_L}{L} \right)^2 \quad (IV.26)$$

e,

$$\left(\frac{U_{U_f}}{U_f} \right)^2 = \left(\frac{U_{Q_{ensaio}}}{Q_{ensaio}} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{U_{D_T}}{D_T} \right)^2 + \left(\frac{U_{\varepsilon}}{\varepsilon} \right)^2$$

Os valores destas incertezas são apresentados na tabela seguinte, uma vez mais para quatro dos ensaios realizados:

Tabela IV.5- Valores das incertezas associadas do cálculo do factor de fricção

$\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{exp}}$ [Pa/m]	$\frac{U_{(\Delta p/L)_{\text{exp}}}}{(\Delta p/L)_{\text{exp}}}$	$\lambda_{t \text{ exp}}$	$\frac{U_{\lambda_{\text{exp}}}}{\lambda_{\text{exp}}}$
58,56	0,186	0,0262	0,217
73,69	0,148	0,0227	0,177
56,89	0,191	0,0256	0,222
68,31	0,159	0,0306	0,186