

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Ricardo Boulos
Elias E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 06, 02, 2012

Arivaldo
ORIENTADOR

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

Ricardo Boulos Elias

Estudo Experimental de um Resfriador Evaporativo Ciclônico

Campinas, 2012.

Ricardo Boulos Elias

Estudo Experimental de um Resfriador Evaporativo Ciclônico

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientadora:

Profa. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora

Campinas
2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA – BAE – UNICAMP

EL42e Elias, Ricardo Boulos
Estudo experimental de um resfriador evaporativo
ciclônico / Ricardo Boulos Elias. --Campinas, SP: [s.n.],
2012.

Orientador: Araí Augusta Bernárdez Pécora.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Controle da Poluição. 2. Planejamento fatorial. 3.
Ciclones. 4. Atomização. 5. Transferência de calor e
massa. I. Pécora, Araí Augusta Bernárdez. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Experimental study of a cyclonic evaporative cooling

Palavras-chave em Inglês: Pollution control, Factorial design, Cyclones,
Atomization, Heat transfer and mass

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Maria Elena Santos Taqueda, Waldir Antonio Bizzo

Data da defesa: 06-02-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE TÉRMICA E DE FLUIDOS


DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

**Estudo Experimental de um Resfriador
Evaporativo Ciclônico**

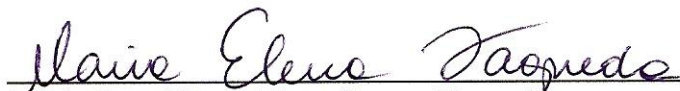
Autor: Ricardo Boulos Elias

Orientadora: Profa. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora

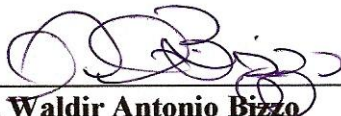
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Profa. Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora
DETF / FEM / UNICAMP



Profa. Dra. Maria Elena Santos Taqueda
EPUSP / DEQ / USP



Prof. Dr. Waldir Antonio Bizzo
DETF / FEM / UNICAMP

Campinas, 06 de fevereiro de 2012.

Dedicatória

Em memória de meu pai, Elias Boulos Elias, eterno exemplo de luta e esperança.

À minha mãe e irmãos pelo amor, carinho e compreensão.

Ao ilustre amigo e Prof. Dr. Ryszard Majewski pela confiança depositada.

Agradecimentos

A realização deste trabalho não seria possível sem o apoio e o incentivo das pessoas às quais presto sinceras homenagens:

A professora e orientadora Dra. Araí Augusta Bernárdez Pécora pela oportunidade ofertada, intensa dedicação e paciência despendida.

Ao ilustre amigo e Prof. Dr. Ryszard Majewski por ter cedido não somente o sistema experimental, mas também os aparatos de medição.

Ao amigo Eng.º Stefan Majewski por ter cedido o local para a instalação bem como os insumos necessários para os ensaios realizados.

A Eng.ª Adriana Ferniman pelo auxílio com os desenhos técnicos.

Aos membros da banca avaliadora pelo aceite em participar.

Aos professores que participaram da qualificação e que contribuíram muito com idéias e sugestões.

Aos meus amigos, cujos nomes não foram citados a fim de que fossem evitadas injustiças.

A todos que de maneira direta ou indireta cooperaram com a realização do presente trabalho.

“Uma corrida não se ganha na primeira volta, mas se perde”

Nelson Piquet

Resumo

Este trabalho reporta os resultados obtidos na avaliação experimental de um ciclone de formato americano que foi modificado e adaptado para realizar a climatização de ambientes, através da técnica do resfriamento evaporativo. Para tal, o equipamento foi munido de bocais atomizadores, que realizam a injeção de líquido transversalmente à corrente de gás. Os ensaios consistiram de um planejamento fatorial completo para duas variáveis independentes com a adição de pontos centrais no espaço experimental, cujo fim foi o de verificar os efeitos do diâmetro dos orifícios da pastilha do atomizador ($d = 2,8$ e $3,6$ mm) e da razão entre as vazões de líquido e de gás ($L/G = 0,65$ e $0,76$ L/m³), sobre as propriedades do gás, tornando-o apto a adequar a temperatura e a umidade do ar. Através da Metodologia da Superfície de Respostas (MSR) foram analisadas a Eficiência de Saturação (E_s), o Número de Unidades de Transferência do Gás (N_{tG}) e a Perda de Carga no Sistema (ΔP_{sis}), respostas indicadoras de desempenho amplamente destacadas na literatura pesquisada. Foram obtidas Eficiências de Saturação entre 45,9 e 62,2%, Número de Unidades de Transferência do Gás entre 0,67 e 1,48 e Perdas de Carga de 1.664 a 1.735 Pa. O emprego de técnicas estatísticas permitiu a proposição de correlações empíricas para previsão do comportamento do sistema para a faixa de operação estudada. Os resultados obtidos mostram que o equipamento dispõe de potencial para se tornar uma alternativa viável de condicionamento do ar para os padrões humanos.

Palavras Chave: Controle de poluição, Ciclone úmido, Resfriamento evaporativo, Planejamento fatorial.

Abstract

This work reports the results obtained in the experimental evaluation of an American cyclone type which has been modified and adapted to perform air conditioning of environments, using the technique of evaporative cooling. To this end, the equipment was fitted with atomizers nozzles, which perform the injection of liquid transversely to the gas stream. The experiments consisted of a full factorial design for two independent variables with the addition of central points in the experimental space, whose purpose was to examine the effects of the diameter of the holes of the atomizer insert ($d = 2.8$ and 3.6 mm) and liquid and air flow ratio ($L/G = 0.65$ and 0.76 L/m³) on the properties of the gas, making it able to suit the temperature and humidity. Responses of performance widely highlighted in the literature, Efficiency Saturation (E_s), the Number of Gas Transfer Units (N_{tG}) and the System Loss Pressure (ΔP_{sis}), were analyzed through the Response Surface Methodology (RSM). Saturation efficiencies between 45.9 and 62.2%, Number of Gas Transfer Units from 0.67 to 1.48 and Pressure Losses from 1,664 to 1,735 Pa were obtained. The use of statistical techniques allowed the proposition of empirical correlations to predict the behavior of the system for the operating range studied. The results show that the equipment has the potential to become a viable alternative to air conditioning for human standards.

Key Words: Pollution control; Cyclone scrubber; Evaporative cooling; Factorial design.

Lista de Ilustrações

Figura 2.1 – Umidificação: Diagrama esquemático do processo	13
Figura 2.2 – Processos de umidificação	13
Figura 2.3 – Processo de umidificação por atomização de água	14
Figura 2.4 – Resfriamento evaporativo	15
Figura 2.5 – Interações termodinâmicas	17
Figura 2.6 – Lavador de ar de painéis úmidos	18
Figura 2.7 – Lavador de ar com pré-câmara	19
Figura 2.8 – Resfriador rotativo	19
Figura 2.9 – Funcionamento do painel evaporativo	20
Figura 2.10 – Câmara de atomização	21
Figura 2.11 – Lavador de ar com válvula de controle para circulação de água resfriada	22
Figura 2.12 – Lavador de ar capilar projetado para escoamento paralelo do ar e da água	23
Figura 2.13 – Processo de adesão entre as partículas e as gotas	26
Figura 2.14 – Torre nebulizadora	27
Figura 2.15 – Torre de colisão	27
Figura 2.16 – Lavador tipo torre com enchimento para remoção de partículas	28
Figura 2.17 – Lavador tipo torre com enchimento para absorção	28
Figura 2.18 – Torre de enchimento em contracorrente	29
Figura 2.19 – Lavador centrífugo	30
Figura 2.20 – Separação em lavador ciclônico.	30
Figura 2.21 – Lavadores de orifício	32
Figura 2.22 – Lavador <i>Jet</i>	33
Figura 2.23 – Lavador Venturi	34
Figura 2.24 – Lavador Venturi com injeção de líquido antes da garganta	34
Figura 2.26 – Nomenclatura dos elementos de composição de um ciclone a gás	43
Figura 2.27 – Escoamento do gás no interior do ciclone.	43
Figura 2.28 – Formatos de ciclones	44
Figura 2.29 – Ciclone úmido e atomizador pneumático	49
Figura 2.30 – Efeito da razão (L/G) na separação	50

Figura 3.1 – Representação esquemática do ciclone úmido e seus equipamentos de medição	64
Figura 3.2 – Corpo cilíndrico do ciclone lavador	65
Figura 3.3 – Motor elétrico e bomba	66
Figura 3.4 – Exaustor	67
Figura 3.5 – Caixa de contenção e funil de desvio	67
Figura 3.6 – Vista geral do resfriador ciclônico	69
Figura 3.7– Dispositivo atomizador modelo HV-14	71
Figura 3.8 – Características geométricas das pastilhas	72
Figura 3.9 – Diagrama esquemático da placa de orifício	73
Figura 4.1 – Diagrama de Pareto para a eficiência de saturação: E_s (%)	96
Figura 4.2 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados para E_s (%)	97
Figura 4.3 – Distribuição normal dos resíduos para E_s (%)	98
Figura 4.4 – Superfície de resposta para E_s (%)	99
Figura 4.5 – Curvas de contorno para E_s (%)	99
Figura 4.6 – Comparação entre os valores observados e os valores previstos para E_s (%)	101
Figura 4.7 – Diagrama de Pareto para o número de unidades de transferência do gás: N_{tG}	103
Figura 4.8 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados para N_{tG}	103
Figura 4.9 – Distribuição normal dos resíduos para N_{tG}	104
Figura 4.10 – Superfície de resposta para N_{tG}	105
Figura 4.11 – Curvas de contorno para N_{tG}	105
Figura 4.12 – Comparação entre os valores observados e os valores previstos para N_{tG}	107
Figura 4.13 – Diagrama de Pareto para perda de carga no sistema: ΔP_{sis}	109
Figura 4.14 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados sobre ΔP_{sis}	109
Figura 4.15 – Distribuição normal dos resíduos para ΔP_{sis}	110
Figura 4.16 – Superfície de resposta para ΔP_{sis} (Pa)	111
Figura 4.17 – Curvas de contorno para ΔP_{sis} (Pa)	112
Figura 4.18 – Comparação entre valores observados e valores previstos para ΔP_{sis} (Pa)	113
Figura 4.19 – Eficiência de saturação em função da razão entre a vazão mássica de água e ar	115
Figura 4.20 – Efeito da pressão sobre a vazão volumétrica e a velocidade média do líquido	118
Figura 4.21 – Efeito da pressão de atomização sobre o diâmetro médio das gotas	119
Figura 4.22 – Número de unidades de transferência do gás em função da razão L/G	120

Figura 4.23 – Perda de carga em função da razão L/G	121
Figura B.1 – Esquema do sistema para calibração dos termopares tipo T	138
Figura B.2 – Curva de calibração do termopar T1	142
Figura B.3 – Curva de calibração do termopar T2	143
Figura B.4 – Curva de calibração do termopar T3	143
Figura B.5 – Curva de calibração do termopar T4	144
Figura C.1 – Vazão de líquido nos bocais	149
Figura D.1 – Detalhamento técnico da instalação da placa de orifício	154
Figura D.2 – Vazão e velocidade do gás no resfriador ciclônico	156
Figura F.1 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 1	159
Figura F.2 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 2	160
Figura F.3 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 3	161
Figura F.4 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 4	162
Figura F.5 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 5	163
Figura F.6 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 6	164
Figura F.7 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 7	165
Figura F.8 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 8	166
Figura F.9 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 9	167
Figura F.10 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 10	168
Figura F.11 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 11	169
Figura F.12 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 12	170
Figura F.13 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 13	171
Figura H.1 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 2,8 mm	184
Figura H.2 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 3,2 mm	186
Figura H.3 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 3,6 mm	188

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Características gerais de cinco modelos diferentes de lavadores.	35
Tabela 2.2 – Configurações de ciclones	45
Tabela 2.3 – Equações para o cálculo do diâmetro médio das gotas	58
Tabela 3.1 – Especificações técnicas do corpo do atomizador	71
Tabela 3.2 – Diâmetro do orifício das pastilhas	72
Tabela 3.3 – Dados geométricos da placa de orifício	74
Tabela 3.4 – Instrumentos de medição aparelhados no resfriador ciclônico	76
Tabela 3.5 – Equação para determinação da vazão de líquido para cada diâmetro de orifício	78
Tabela 3.6 – Variáveis e níveis dos fatores considerados no planejamento experimental	88
Tabela 3.7 – Planejamento estatístico dos experimentos no resfriador ciclônico	89
Tabela 4.1 – Média dos valores medidos	92
Tabela 4.2 – Média dos valores calculados	92
Tabela 4.3 – Planejamento estatístico dos experimentos no resfriador ciclônico	93
Tabela 4.4 – Estimativa dos coeficientes para E_s (%)	95
Tabela 4.5 – Análise de variância para a eficiência de saturação	96
Tabela 4.6 – Desvios para a eficiência de saturação E_s (%)	100
Tabela 4.7 – Resultado do experimento adicional para E_s (%)	101
Tabela 4.8 – Estimativa dos coeficientes para N_{tG}	102
Tabela 4.9 – Análise de variância para número de unidades de transferência do gás	102
Tabela 4.10 – Desvios para o número de unidades de transferência do gás N_{tG}	106
Tabela 4.11 – Resultado do experimento adicional para N_{tG}	107
Tabela 4.12 – Estimativa dos coeficientes para ΔP_{sis}	108
Tabela 4.13 – Análise de variância para a perda de carga no sistema	108
Tabela 4.14 – Desvios para a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa)	113
Tabela 4.15 – Resultado do experimento adicional a perda de carga no sistema	114
Tabela B.1 – Valores medidos e calculados para T1	140
Tabela B.2 – Valores medidos e calculados para T2	140
Tabela B.3 – Valores medidos e calculados para T3	141
Tabela B.4 – Valores medidos e calculados para T4	141

Tabela B.5 – Equações obtidas a partir da análise de regressão linear para os termopares	142
Tabela B.6 – Resultado da incerteza para cada termopar (°C)	145
Tabela B.7 – Distribuição de t (Student)	146
Tabela C.1 – Vazão de líquido nos atomizadores - Q_L (L/s)	148
Tabela D.1 – Dados geométricos da placa de orifício	150
Tabela D.2 – Vazão de gás no resfriador ciclônico	155
Tabela F.1 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 1	159
Tabela F.2 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 2	160
Tabela F.3 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 3	161
Tabela F.4 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 4	162
Tabela F.5 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 5	163
Tabela F.6 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 6	164
Tabela F.7 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 7	165
Tabela F.8 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 8	166
Tabela F.9 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 9	167
Tabela F.10 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 10	168
Tabela F.11 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 11	169
Tabela F.12 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 12	170
Tabela F.13 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 13	171
Tabela H.1 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 2,8 mm de diâmetro	183
Tabela H.2 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 3,2 mm de diâmetro	185
Tabela H.3 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 3,6 mm de diâmetro	187

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

a	Altura da entrada do ciclone	m
a_{inter}	Superfície interfacial específica	m^2/m^3
A_{cic}	Área da seção transversal do duto de aspiração do gás	m^2
A_{gota}	Área superficial da gota média	m^2
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	m^2/s
A_{orif}	Área da seção transversal do orifício do atomizador	m^2
b	Largura da entrada do ciclone	m
B	Diâmetro da base do cone do ciclone	m
B_a	Segundo coeficiente virial para o ar seco	-
B_m	Segundo coeficiente virial para a mistura	-
B_v	Segundo coeficiente virial para o vapor d'água	-
c_p	Calor específico a pressão constante	$kJ/kg^{\circ}C$
C	Coeficiente de descarga	-
C_a	Terceiro coeficiente virial para o ar seco	-
C_m	Terceiro coeficiente virial para a mistura	-
C_v	Terceiro coeficiente virial para o vapor d'água	-
d	Diâmetro dos orifícios da pastilha do atomizador	mm
d_d	Diâmetro do disco	m
d_h	Diâmetro hidráulico médio do orifício final de descarga	m
d_p	Diâmetro da partícula	m
d_{placa}	Diâmetro do orifício da placa	m
D_0	Diâmetro do duto de entrada do gás	m
D_{32}	Diâmetro da gota cuja razão entre o volume e a área superficial é a mesma daquela do spray completo para processos de transferência de massa	m
D_b	Diâmetro do orifício do bocal	m
D_c	Diâmetro do cilindro do ciclone	m

D_e	Diâmetro do duto de saída do ciclone	m
D_{ext}	Diâmetro externo da placa de orifício	m
D_{gota}	Diâmetro da gota	m
D_{pc}	Diâmetro de corte	m
e	Espessura da placa de orifício	m
e_{ijr}	Erro no ajustamento	-
E_s	Eficiência de saturação	%
F	Teste F	-
F_{UM}	Fator de uso do motor elétrico	-
F_{LM}	Fator de carga do motor	-
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
G_s	Fluxo mássico superficial do gás seco	kg/m^2s
h	Entalpia específica do ar	kJ/kg_a
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2°C$
h_{cil}	Altura do cilindro do ciclone	m
h_{col}	Altura da coluna do fluido manométrico	m
h_f	Entalpia da água líquida à temperatura de saturação	kJ/kg
h_{fg}	Entalpia de vaporização da água	kJ/kg
h_g	Entalpia do vapor d'água à temperatura de saturação	kJ/kg
h_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação	$W/m^2°C$
H	Altura total do ciclone	m
k	Expoente isoentrópico	$kJ/kg.K$
k_Y	Coefficiente de transferência de massa para a fase gasosa	$mol/m^2.s$
L/G	Razão líquido-gás	L/m^3
m	Massa	kg
M	Massa molecular	$kg/kmol$
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
n_{orif}	Número de orifícios da pastilha do bocal atomizador	Orifícios
N	Energia Dissipada	$MJ/1000 m^3$
N_{gotas}	Número de gotas produzidas pelo atomizador por segundo	gotas/s
N_s	Número de unidades de transferência devido ao spray	Adimensional
N_t	Número total de unidades de transferência	Adimensional

N_{tG}	Número de unidades de transferência do gás	Adimensional
N_w	Número de unidades de transferência devido ao filme líquido	Adimensional
p	Pressão parcial	Pa
p^*	Pressão parcial de equilíbrio do gás	Pa
p_g	Pressão parcial do vapor d'água na saturação	Pa
p'_g	Pressão parcial do vapor d'água na saturação na temperatura de bulbo úmido	Pa
p_v	Pressão parcial do vapor d'água	Pa
p_{vgota}	Pressão de vapor da gota	Pa
P	Pressão total	Pa
P_b	Pressão barométrica	Pa
$P_{g,e}$	Pressão do gás na entrada do sistema experimental	Pa
$P_{g,s}$	Pressão do gás na saída do sistema experimental	Pa
P_{ot}	Potência	W
q_m	Vazão mássica de ar através da placa de orifício	kg/s
q_{me}	Potência equivalente à taxa de calor devido à operação de um motor elétrico	W
Q	Vazão volumétrica	m ³ /s
\bar{R}	Constante universal dos gases	Pa.cm ³ /(mol.K)
R	Resposta	-
S	Altura do duto de saída do ciclone	m
t	Distribuição t-Student	-
T	Temperatura	°C
T_{gota}	Temperatura da gota	°C
T_p	Temperatura registrada no termômetro padrão	°C
T_w	Temperatura da água injetada	°C
u_G	Velocidade do gás no duto de entrada	m/s
u_{Gplaca}	Velocidade do gás na placa de orifício	m/s
u_{gota}	Velocidade inicial da gota	m/s
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	m/s
u_R	Velocidade relativa entre o líquido e o gás	m/s
u_s	Velocidade de saltação	m/s
v	Volume específico do ar	m ³ /kg _a

v_i	Variável independente	-
\bar{v}	Volume molar	cm^3/mol
\bar{v}_m	Volume molar da mistura	cm^3/mol
V	Volume	m^3
W_{vc}	Trabalho considerado no volume de controle	J
x_i	Variável codificada	-
\bar{x}	Valor médio da variável independente	-
Z	Altura efetiva do equipamento	m

Letras Gregas

α	Coordenada, Nível de significância (%)	-
β	Razão entre o diâmetro do orifício da placa e o diâmetro do duto de entrada do gás	Adimensional
δ	Diferença entre os níveis das coordenadas	-
ΔP	Diferencial de pressão, perda de carga	Pa
ΔP_{sis}	Perda de carga no sistema experimental	Pa
ΔP_L	Pressão diferencial de injeção do líquido	Pa
ΔP_{placa}	Diferença de pressão nas tomadas de pressão do elemento primário	Pa
Δ_R	Desvio relativo	%
ΔT	Diferencial de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
ε	Fator de expansão	Adimensional
η	Eficiência de coleta de um aerossol	%
η_i	Rendimento do ciclone	%
η_t	Eficiência de captura	%
μ_G	Viscosidade dinâmica do gás	Pa.s
μ_L	Viscosidade dinâmica do líquido	Pa.s
ϑ	Velocidade angular	rad/s
ν_L	Viscosidade cinemática do líquido	m^2/s

ϕ	Umidade relativa	%
ξ	Coeficiente de difusão	kg/N
ρ_G	Massa específica do gás	kg/m ³
ρ_{H_2O}	Massa específica da água	kg/m ³
ρ_p	Massa específica da partícula	kg/cm ³
σ_L	Tensão superficial do líquido	kg/s ²
ω	Razão de umidade do ar	kg _v /kg _a
ω'_{sat}	Razão de umidade do ar saturado na temperatura de bulbo úmido	kg _v /kg _a

Adimensionais

Le	Número de Lewis
Re	Número de Reynolds
Oh	Número de Ohnesorge
We	Número de Weber

Subscritos

1, 2	Estados distintos de um sistema, localizações distintas em espaço
calc	Calculado
tab	Tabelado

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AED	Partícula aerodinâmica equivalente

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFC	Clorofluorcarbonetos
CONAMA	Conselho Nacional de Meio Ambiente
DTG	Distribuição de tamanho de gotas
EES	Engineering Equation Solver
GLR	Razão entre as massas de gás e de líquido
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
ISO	International Organization for Standardization
MS	Ministério da Saúde
MSR	Metodologia da superfície de resposta
NBR	Norma brasileira
PC	Pontos centrais
PVC	Cloreto de polivinila
QAI	Qualidade do ar interior
RE/ANVISA	Resolução da Agência de Vigilância Sanitária
RSS	Raiz das Somas dos Quadrados das Incertezas dos Termopares
SCCV	Sistema de Condicionamento do ar por Compressão de Vapor
SED	Síndrome do Edifício Doente
SMD	Diâmetro Médio Sauter
WHO	World Health Organization

Sumário

Lista de Ilustrações	ix
Lista de Tabelas	xii
Lista de Abreviaturas e Siglas	xiv
1. Introdução	1
1.1. Motivação à pesquisa	3
1.2. Objetivos	4
1.3. Contribuições esperadas	5
1.4. Apresentação do trabalho	5
2. Revisão Bibliográfica	7
2.1. Psicrometria	7
2.2. Processos psicrométricos de condicionamento do ar	12
2.2.1. Umidificação	12
2.3. Equipamentos para Aplicação do Resfriamento Evaporativo	17
2.4. Lavadores de gases	25
2.4.1. Classificação dos lavadores	26
2.5. Aquecimento sensível do ar devido ao exaustor	40
2.6. Ciclones	41
2.6.1. Tipos de Ciclones	44
2.6.2. Dimensionamento de ciclones	45
2.6.3. Ciclone úmido	49
2.7. Atomização	53
2.7.1. Equações para determinação do diâmetro médio das gotas	56
3. Materiais e Métodos	62
3.1. Descrição do sistema experimental	63
3.2. Metodologia Experimental	70
3.2.1. Determinação da vazão de líquido nos bocais atomizadores	70
3.2.2. Determinação da vazão do gás	73
3.2.3. Determinação das temperaturas do gás	74

3.2.4. Determinação da perda de carga	75
3.2.5. Determinação da pressão atmosférica	75
3.2.6. Determinação da pressão de operação	75
3.2.7. Resumo da instrumentação instalada	76
3.3. Seqüência de Medições	77
3.4. Metodologia de cálculo	78
3.4.1. Vazão de gás	78
3.4.2. Vazão de líquido nos bocais atomizadores	78
3.4.3. Determinação das propriedades do gás	79
3.4.4. Determinação da vazão mássica de ar seco	81
3.4.5. Eficiência de saturação	81
3.4.7. Perda de carga no sistema	82
3.4.8. Velocidade do gás na entrada do ciclone lavador	83
3.4.9. Velocidade do líquido	83
3.4.10. Diâmetro das gotas	84
3.4.11. Área de interface das gotas	84
3.5. Planejamento experimental	85
4. Resultados e Discussão	90
4.1. Matriz de Planejamento Completa e Respostas	91
4.2. Análise estatística do efeito dos diâmetros dos orifícios do bocal e da razão L/G sobre as respostas Es, NtG e ΔP_{sis}	93
4.2.1. Análise da Eficiência de Saturação	95
4.2.2. Análise do Número de Unidades de Transferência	102
4.2.3. Análise da Perda de Carga no Sistema	108
4.3. Comparação com resultados da literatura	114
4.4. Considerações finais	122
5. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros	123
Referências Bibliográficas	126
Apêndice A – Desenhos técnicos do ciclone estudado	136
Apêndice B – Calibração dos Termopares	137
Apêndice C – Determinação das vazões nos bocais	147

Apêndice D – Determinação da vazão do gás	150
Apêndice E – Procedimentos Operacionais	157
Apêndice F – Parâmetros Operacionais e Propriedades do Gás	158
Apêndice G – Análise da Incerteza	172
Apêndice H – Diâmetro das gotas	181
Anexo A – Catálogo técnico do bocal atomizador	189
Anexo B – Pontos de porcentagem da distribuição F, 5%	190

Capítulo 1

1. Introdução

A qualidade do ar interior não é apenas uma questão de conforto, mas também de saúde pública. Ao longo dos últimos 20 anos, tornou-se um tema de preocupação crescente, desencadeada por registros de queixas de ocupantes de ambientes fechados, locais nos quais os seres humanos, nas sociedades modernas, passam a maior parte do tempo (WHO, 1999).

Plantas industriais, armazéns, salas de processamento de dados e outros locais são projetados para operarem sob condições específicas de temperatura, umidade, grau de pureza e velocidade do ar, de modo que os contaminantes gerados durante as atividades industriais, e que são transportados pelo ar, devem ser coletados e tratados antes de serem descarregados ou retornados (ASHRAE, 1999).

Shereve e Brink Jr. (1977) mostram que diversos são os processos industriais de transformação que geram resíduos sólidos particulados no ar e que necessitam ser removidos, antes da exaustão do gás para o ambiente externo.

A qualidade do ar interior (QAI) depende não apenas do controle da concentração de contaminantes (partículas e gases tóxicos), mas também do controle da temperatura, umidade e velocidade do ar na faixa estabelecida como adequada na fase de projeto do sistema de ar condicionado.

Para a WHO (1999), o acúmulo do conhecimento ao longo dos últimos anos revelou que um grande número de doenças respiratórias estão relacionadas com a exposição a poluentes presentes no ar interior, a saber, alergias, devido a presença de ácaros e pêlos de animais de estimação, descamação da pele, ardência nos olhos, dores de cabeça, irritação e fadiga devido à elevadas concentrações de poluentes como, por exemplo, o formaldeído.

De acordo com o manual da ASHRAE (1999), os sistemas industriais de climatização devem, além de modular a temperatura e a umidade do ar, ter baixo nível de ruído, controlar e minimizar as emissões que são nocivas à saúde.

Observados e respeitados os requisitos de projeto para o seu bom desempenho, o resfriamento evaporativo pode se tornar uma alternativa viável de climatização. De acordo com Brown (2000), a técnica do resfriamento evaporativo já era empregada muito antes do advento da refrigeração mecânica e de sua aplicação para o conforto térmico. Além disso, o consumo de energia elétrica está limitado à potência consumida pelo motor da bomba de circulação do líquido e pelo motor do exaustor de movimentação do ar. Este processo de climatização ambiental não utiliza fluidos halogenados prejudiciais à camada de ozônio como os clorofluorcarbonetos (CFC) ou hidroclorofluorcarbonetos (HCFC). Outro benefício do sistema evaporativo é que ele opera com renovação total do volume de ar do ambiente, eliminando a recirculação e a proliferação de fungos e bactérias que podem ser nocivos à saúde.

No Brasil, o tratamento e a qualidade do ar interior em ambientes condicionados são estabelecidos por portarias governamentais, que são ditadas através de agências e conselhos ministeriais e também por normas técnicas elaboradas por comitês de estudo. A resolução do Conselho Nacional de Meio Ambiente, CONAMA n.º 003 de 28 de junho de 1990, a Portaria do Ministério da Saúde, MS n.º 3.523 de 28 de agosto de 1998, a Resolução da Agência de Vigilância Sanitária, RE/ANVISA n.º 9, de 16 de janeiro de 2003 e a norma brasileira NBR 16401, intitulada Instalações de ar-condicionado – Sistemas Centrais e Unitários, publicada pela ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas são exemplos de leis e diretivas que visam definir as condições mínimas de QAI.

Os equipamentos de resfriamento evaporativo existentes no mercado, basicamente, se dividem em dois tipos de acordo com a forma de aspersão.

- Equipamentos de aspersão enclausurada: o ar é admitido no interior do equipamento ou de centrais que dispõem de colméias ou de bocais atomizadores e eliminadores de gotas, que garantem a operação.

- Equipamentos de aspersão no ambiente: a água na forma de gotículas ou névoas é borrifada diretamente no ambiente através de bocais aspersores ou micro-nebulizadores por meio de bombas de média pressão ou por injetores a ar comprimido.

1.1. Motivação à pesquisa

De acordo com Fanger (2001), apesar do cumprimento de normas técnicas e de operarem sob condições específicas, um número substancial de pessoas se mostra insatisfeita com a qualidade do ar fornecido por sistemas de ar condicionado, em especial aquelas que sofrem da SED, Síndrome do Edifício Doente.

Segundo Majewski (2002), um equipamento interessante para realizar o tratamento e a climatização de ambientes através da técnica do resfriamento evaporativo, é o ciclone lavador de gás, equipamento que reúne as características de um ciclone separador de partículas e um lavador de gases. Aludido autor ainda aponta, que tal equipamento possui grande potencial de aplicação industrial quando a limpeza e o condicionamento do ar são desejados simultaneamente, em função de resultados preliminares já levantados no sistema experimental.

Fabricantes de equipamentos climatizadores indicam benefícios específicos do resfriamento evaporativo para alguns segmentos industriais, tais como:

- *Indústria têxtil*: diminuição da eletricidade estática, redução da poeira em suspensão, conforto térmico para os colaboradores, controle de umidade natural de fibras, fios e tecidos em processo ou quando estocados;

- *Indústria de calçados*: redução da concentração de solventes, limpeza do ar, diminuição da poeira, hidratação do couro e diminuição das perdas (curtumes);

- *Indústria de baterias*: construção de salas de cura com controle absoluto do processo, por um custo muito mais baixo de aplicação, operação e manutenção;

- *Indústria metal-mecânica*: redução de temperatura e poeira de solda e conseqüente melhoria da qualidade do ar;

- *Armazenamento de grãos*: controle da umidade e conseqüente controle do peso das sacas.

A energia necessária para que o processo de evaporação ocorra é fornecida pelo próprio ar, que cede calor sensível às gotículas de água, as quais passam do estado líquido para o gasoso. O processo de evaporação da água contribui para diminuição da temperatura do ar e para o aumento de sua umidade.

1.2. Objetivos

Com base nas informações acima, foram estabelecidos os objetivos da presente dissertação de mestrado, cujo fim principal é:

- Verificar o desempenho de um ciclone úmido no condicionamento do ar, em função da geometria da pastilha do atomizador e da razão entre a vazão de líquido e de gás no interior do equipamento.

Com o presente estudo, almejam-se os seguintes objetivos secundários:

- A análise da influência do diâmetro dos orifícios da pastilha do atomizador ($d = 2,8$ e $3,6$ mm) e da razão entre a vazão de líquido e de gás ($L/G = 0,65$ e $0,76$ L/m³) sobre as propriedades do ar após o processo de umidificação;
- A avaliação da eficiência de saturação (E_s), do número de unidades de transferência do gás (N_{tG}) e da perda de carga no sistema (ΔP_{sis}), respostas indicadoras de desempenho amplamente destacadas na literatura pesquisada.

1.3. Contribuições esperadas

Com o presente trabalho, almeja-se estabelecer a melhor condição de operação do equipamento, visando aumentar o desempenho do resfriamento e da umidificação, sem prejuízo à operação, de modo que, quando aplicado nos locais de permanência do homem, possa o ciclone úmido:

- Ser um equipamento de baixo custo de operação e manutenção;
- Ser utilizável de maneira semelhante aos equipamentos de resfriamento evaporativo, tais como, os lavadores de ar, os resfriadores rotativos, as câmaras de atomização e os climatizadores evaporativos com a vantagem de poder realizar a limpeza do ar;
- Minimizar os riscos de contaminação do ar pelo acúmulo de bactérias, muito comum em sistemas de condicionamento e dutos de ar com manutenção e limpeza ineficientes;
- Aproveitar melhor o espaço interno, posto que, seu tamanho e formato favorecerão seu posicionamento dentro da edificação;
- Realizar a limpeza e o condicionamento do ar simultaneamente, quando aplicável;
- Tornar-se uma alternativa viável de condicionamento do ar para os padrões humanos.

1.4. Apresentação do trabalho

Este trabalho foi organizado em 5 capítulos, sendo:

- Capítulo 1 - Introdução ao tema e objetivos da pesquisa;
- Capítulo 2 - Revisão da literatura sobre psicrometria, processos psicrométricos, sistemas evaporativos para condicionamento de ar, lavadores de gás, ciclones e atomizadores;

- Capítulo 3 - Descrição do sistema experimental, materiais e métodos empregados e forma de planejamento dos ensaios;
- Capítulo 4 - Apresentação, interpretação dos resultados experimentais e comparação com dados da literatura;
- Capítulo 5 - Conclusão e sugestões para futuros trabalhos.

Após tais capítulos, as referências e bibliografias consultadas foram relacionadas, assim como os apêndices e os anexos referentes a etapas desenvolvidas no decorrer deste trabalho.

Capítulo 2

2. Revisão Bibliográfica

Neste item são expostos conceitos e princípios da psicrometria, área da ciência que estuda as propriedades do ar úmido com o objetivo de analisar as condições e os processos envolvendo a mistura ar – vapor d'água.

A compreensão do comportamento e das propriedades do ar é essencial para a análise dos processos, assim como o conhecimento acerca das tecnologias empregadas para o condicionamento do ar. Estes temas também são abordados neste capítulo.

2.1. Psicrometria

Segundo Kuenh, Ramsey e Threkeld (1998), a aplicação das relações dos gases ideais, na pressão de 1,0 atm e temperaturas na faixa de -50 a 50 °C leva a erros menores que 0,7% no cálculo de umidade relativa, entalpia e volume específico do ar saturado. Esse resultado indica que a consideração do ar atmosférico como uma mistura de gases ideais é válida para aplicações de engenharia, como no caso do presente estudo.

A atmosfera terrestre é uma mistura de diversos componentes gasosos, que inclui nitrogênio, oxigênio, argônio, dióxido de carbono, traços de outros gases, vapor d'água e contaminantes como poeira, pólen e outros poluentes (Threkeld, 1970). Aludido autor afirma também, que o termo ar seco se refere somente aos componentes gasosos quando todo o vapor d'água e os contaminantes tiverem sido removidos. A composição do ar seco é relativamente constante, mas pequenas variações podem ocorrer diante das condições climáticas, localização geográfica e altitude.

Hyland e Wexler (1983) apresentaram formulações para o comportamento do ar atmosférico, através das equações viriais de estado e considerando-o como sendo um gás homogêneo. Foram apresentadas formulações para o volume, a entalpia e a entropia para o ar seco, o vapor d'água e suas misturas.

O ar úmido foi tratado como uma mistura real de dois gases sendo cada componente identificado pelo subscrito “a”, para o ar seco, ou “v” para o vapor d'água. A pressão, o volume e a temperatura de cada componente atuando isoladamente, ou em mistura, são fornecidos pelas Eq. viriais do estado (2.1) e (2.2):

$$\frac{P \bar{v}_a}{R T} = 1 + \frac{B_a}{\bar{v}_a} + \frac{C_a}{\bar{v}_a^2} + \dots \quad (2.1)$$

$$\frac{P \bar{v}_v}{R T} = 1 + \frac{B_v}{\bar{v}_v} + \frac{C_v}{\bar{v}_v^2} + \dots \quad (2.2)$$

Onde B_a é o segundo coeficiente virial para o ar seco, C_a é o terceiro coeficiente virial para o ar seco, B_v é o segundo coeficiente virial para o vapor d'água, C_v é o terceiro coeficiente virial para o vapor d'água, P é a pressão total da mistura [Pa], \bar{R} é a constante universal dos gases [8,31441 Pa.cm³/(mol.K)], \bar{v}_a é o volume molar do ar seco [cm³/mol], \bar{v}_v é o volume molar do vapor d'água [cm³/mol] e T é a temperatura absoluta da mistura [K].

O estado para a mistura é definido através da Eq. (2.3):

$$\frac{P \bar{v}_m}{R T} = 1 + \frac{B_m}{\bar{v}_m} + \frac{C_m}{\bar{v}_m^2} \quad (2.3)$$

na qual B_m e C_m são respectivamente o segundo e o terceiro coeficiente virial para a mistura, \bar{v}_m é o volume molar da mistura [cm³/mol].

Os parâmetros de umidade fundamentais empregados na presente dissertação de mestrado encontram-se definidos no trabalho de Stewart, Jacobsen e Becker (1983), de Jones (1983) e Moreira (1999) e Moran e Shapiro (2002).

Para misturas de ar e vapor d'água na faixa de pressões e temperaturas do ar atmosférico, a temperatura de saturação adiabática T_{as} é aproximadamente igual à temperatura de bulbo úmido T_{bu} . Conseqüentemente, para se determinar a razão de umidade ω para misturas de ar seco e vapor d'água, a temperatura de saturação adiabática T_{as} pode ser substituída pela temperatura de bulbo úmido T_{bu} , a qual é obtida a partir da leitura de um termômetro de vidro com líquido de dilatação cujo bulbo é encerrado em uma mecha de tecido úmido.

Em geral, um termômetro de bulbo úmido é montado em conjunto com um termômetro de bulbo seco, formando um instrumento denominado Psicrômetro.

A menos que o ar esteja saturado a 100%, caso em que as temperaturas T_{bs} e T_{bu} são as mesmas, a temperatura registrada por um termômetro de bulbo úmido sempre será menor que a temperatura de bulbo seco do ar, isto por que, um termômetro de bulbo seco, não sendo afetado pela umidade, mede a temperatura real do ar, enquanto que um termômetro de bulbo úmido, devido à mecha úmida ao redor do bulbo, é muito influenciado pela umidade do ar. Por outro lado, quando o ar não saturado entra em contato com a água contida na mecha úmida, esta evapora no ar a uma taxa proporcional à diferença de pressão entre a pressão de vapor da água e a pressão de vapor do vapor de água do ar. Por isso, quando um termômetro de bulbo úmido é girado em um ambiente de ar não saturado, a água evapora refrigerando a água remanescente na mecha e por sua vez no bulbo do próprio termômetro, a uma temperatura abaixo da temperatura de bulbo seco. Deve-se salientar que a medida de temperatura de bulbo úmido deve ser realizada em condições que assegurem que a transferência de calor ao redor do bulbo seja igual à energia necessária para a evaporação da água da mecha úmida. Dessa forma é possível garantir que a medida de T_{bu} é igual à temperatura de saturação adiabática do ar.

A temperatura de saturação adiabática decorre de uma condição de equilíbrio termodinâmico no dispositivo saturador sendo, portanto, uma propriedade do ar. Moreira (1999) afirma que a temperatura de bulbo úmido, por sua vez, resulta de um processo de equilíbrio dinâmico de transferência simultânea de calor e massa que ocorre entre o ar e a mecha úmida, o

qual depende de fatores, tais como velocidade do ar que circula pelo psicrômetro, geometria do bulbo do termômetro, temperatura da água na mecha, entre outros, e por isso não é considerada uma propriedade de misturas que ocorrem entre o ar seco e o vapor d'água.

O mecanismo de evaporação é, de maneira simplificada, explicado por Jones (1983) considerando-se uma gota d'água suspensa num ambiente úmido não saturado, a temperatura T_{gota} e sua pressão de vapor correspondente p_{vgota} . O ar úmido ambiente tem uma temperatura T e uma pressão parcial de vapor p_v . Quando p_{vgota} excede p_v , a transferência de massa (evaporação) ocorre e, para efetivá-la, haverá transferência de calor do meio para a gota por convecção e radiação. Se o valor inicial da temperatura da gota for maior que o da temperatura ambiente, então, inicialmente, alguma taxa de calor será transferida da gota para ajudar a evaporação. Supondo que a temperatura original da gota seja menor que a temperatura de bulbo seco do ar ambiente, parte do calor transferido pelo meio à gota servirá para aumentar sua temperatura para evaporação. No tempo devido, um estado de equilíbrio será alcançado no qual o ganho de calor sensível para a água é igual à energia necessária para o processo de evaporação e, nesse ponto, a água terá alcançado uma temperatura permanente, T_{bu} , que é denominada de temperatura de bulbo úmido do ar úmido que envolve a gota. Jones (1983) expressa tal condição por meio da Eq. (2.4):

$$(h_c + h_r) A_{gota} (T - T_{bu}) = \xi A_{gota} h_{fg} (p'_g - p_v) \quad (2.4)$$

Onde h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção da gota para o gás [$W/m^2\text{°C}$], h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação das superfícies do ambiente para a gota [$W/m^2\text{°C}$], A_{gota} é a área superficial da gota [m^2], h_{fg} é o calor latente de evaporação da água na temperatura de equilíbrio atingida [kJ/kg], ξ é o coeficiente de difusão para as moléculas do vapor d'água ao se difundirem do líquido através do filme de vapor e do gás não condensável que envolve a gota [kg/N], p'_g é a pressão parcial do vapor saturado na temperatura de bulbo úmido [Pa] e p_v é pressão parcial de vapor d'água no ar úmido ambiente [Pa].

A razão de umidade ω pode ser calculada através da Eq. (2.5):

$$\omega = \frac{M_v p_v}{M_a p_a} \quad (2.5)$$

em que p_v é a pressão parcial do vapor d'água no ar [Pa], p_a é a pressão parcial do ar seco [Pa], M_v é a massa molecular do vapor d'água [kg/kmol] e M_a é a massa molecular do ar seco [kg/kmol]. Assim, obtém-se a Eq. (2.6):

$$(\omega'_{sat} - \omega) = \frac{M_v (p'_g - p_v)}{M_a p_a} \quad (2.6)$$

onde ω'_{sat} é a razão de umidade do ar saturado na temperatura de bulbo úmido [kg_v/kg_a], p'_g é a pressão parcial do vapor saturado na temperatura de bulbo úmido [Pa].

A equação (2.6) pode ser combinada com a Eq. (2.4) para a forma da Eq. (2.7):

$$\frac{(\omega'_{sat} - \omega)}{(T - T_{bu})} = \frac{M_v (h_c + h_r)}{M_a p_a h_{fg} \xi} \quad (2.7)$$

Multiplicando o numerador e o denominador por c_p , calor específico do ar úmido a pressão constante, a Eq. (2.7) alcança a forma da Eq. (2.8):

$$\frac{(\omega'_{sat} - \omega)}{(T - T_{bu})} = (Le) \frac{c_p}{h_{fg}} \quad (2.8)$$

onde (Le) é uma grandeza adimensional denominada Número de Lewis, que representa a razão entre a difusividade térmica e a difusividade de massa.

Em sistemas que envolvem a mistura ar-água, o número de Lewis pode ser considerado igual a um, de acordo com Lemouari *et al.* (2009). O valor unitário aproximado é uma grande casualidade e tem implicações importantes como, entre coisas, a proximidade do valor lido no termômetro de bulbo úmido com a propriedade temperatura de saturação adiabática, ou temperatura termodinâmica de bulbo úmido.

Sauer Jr., Howell e Coad (2001) afirmam que uma carta psicrométrica pode ser utilizada para resolver inúmeros problemas que envolvem o ar úmido. Trata-se de um gráfico que permite determinar o estado e as propriedades do ar úmido nos diversos processos psicrométricos. Definidas as condições iniciais e finais, apresenta uma evolução do estado do ar úmido, ao se verificar o condicionamento do ar, ou uma mudança em seu estado físico.

2.2. Processos psicrométricos de condicionamento do ar

Em regiões de clima quente e seco geralmente é necessário aumentar a umidade do ar que circula nos ambientes ocupados. Para tal, o processo de umidificação pode ser realizado de duas formas, a saber, com injeção de vapor ou, com a atomização de água líquida no ar, conforme descrito a seguir.

2.2.1. Umidificação

O diagrama esquemático da Fig. 2.1 ilustra o processo de umidificação, em um volume de controle para os casos citados. O ar úmido a uma temperatura T_1 e razão de umidade ω_1 recebe água injetada, na forma de vapor ou líquida, e deixa o volume de controle a uma temperatura T_2 e razão de umidade ω_2 que dependem das condições da água que está sendo adicionada.

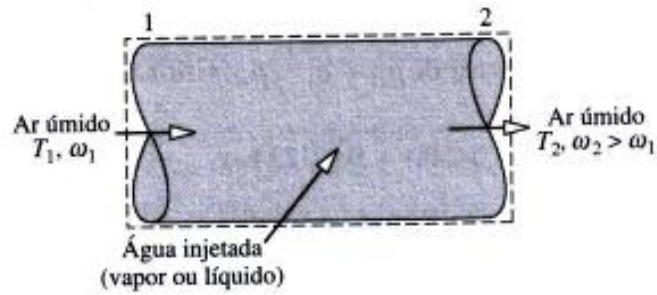


Figura 2.1 – Umidificação: Diagrama esquemático do processo (Moran e Shapiro, 2002)

A figura 2.2(a) mostra o processo de umidificação por injeção de vapor em uma carta psicrométrica. Nela se observa que, quando vapor a uma temperatura relativamente elevada é injetado, de tal forma que sua entalpia h_g é superior à entalpia do vapor de água saturada na temperatura T_1 ($h_{g T1}$), tanto a razão de umidade quanto a temperatura de bulbo seco aumentam. Por sua vez, quando água líquida é atomizada, em vez de vapor, o ar úmido pode deixar o umidificador a uma temperatura inferior àquela que foi admitido, conforme ilustrado pela Fig. 2.2 (b).

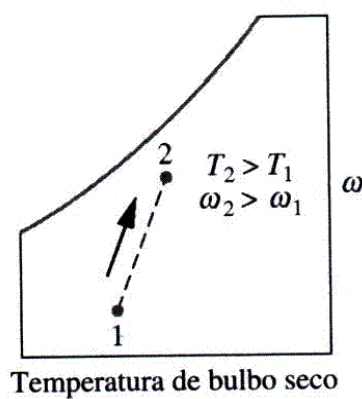


Figura (a) – Diagrama esquemático do processo de umidificação por injeção de vapor.

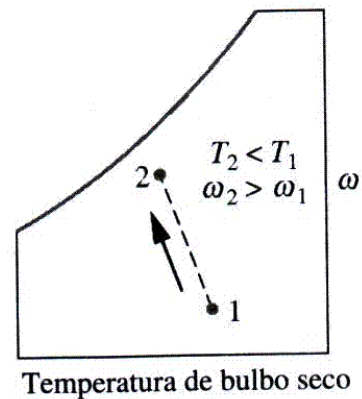


Figura (b) – Diagrama esquemático do processo de umidificação por injeção de água no estado líquido.

Figura 2.2 – Processos de umidificação (Moran e Shapiro, 2002)

Umidificação por injeção de água

A seguir, tem-se análise do processo de mudança do estado do ar atmosférico sujeito à umidificação por injeção de água, considerando-se que toda água atomizada é evaporada. A figura 2.3 mostra o que acontece quando ocorre a evaporação total da água atomizada. O ar entra na câmara de aspersão no estado A e sai no estado B, que estará mais próximo da linha de saturação quanto maior for a quantidade de água injetada, e terá uma inclinação variável conforme a temperatura da água injetada T_w .

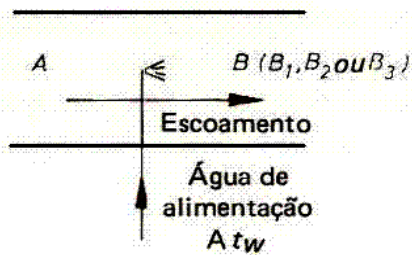


Figura (a) – Diagrama esquemático do processo de umidificação por atomização de água em câmara de aspersão.

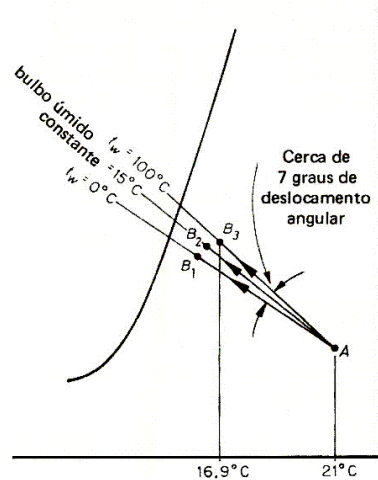


Figura (b) – Processo de umidificação por atomização de água em câmara de aspersão na carta psicrométrica.

Figura 2.3 – Processo de umidificação por atomização de água (Jones, 1983)

As figuras 2.3(a) e 2.3(b) ilustram três casos diferentes de processos de umidificação. No primeiro observa-se que, quando a temperatura da água injetada é 0°C , a entalpia do ar úmido permanece praticamente constante e o processo segue a linha A-B₁. Quando a temperatura da água injetada é igual à temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico no estado inicial A, o processo ocorrerá ao longo da linha de T_{bu} constante (linha A-B₂). Esta é uma consequência do fato de que o número de Lewis da mistura ar-vapor d'água é potencialmente unitário em condições usuais de temperatura e pressão, caso exista um fluxo de ar sobre a superfície úmida e

a radiação térmica pode ser considerada desprezível. A figura 2.3(b) também mostra a linha de processo quando a água injetada é líquido saturado a 100° C, indicado pela linha A-B₃. Em geral, a linha de operação A-B estará localizada entre as duas linhas limites A-B₁ e A-B₃ que possuem uma inclinação relativa de apenas 7°. Desse modo, na prática, pode-se assumir sem grandes erros, que a mudança de estado segue a linha de temperatura de bulbo úmido constante, localizada entre as linhas limite.

Para Hosoz *et al.* (2008), o resfriamento do ar em regiões de clima quente e relativamente seco pode ser realizado pelo resfriamento evaporativo. Este processo envolve a atomização de água líquida no ar ou a passagem forçada do ar através de um painel, que é mantido com excesso de água, de acordo com o ilustrado na Fig. 2.4(a).

A diferença entre a pressão parcial de vapor d'água no ar (p_v) e a pressão de vapor de água na condição de saturação à temperatura da água (p_{gT_w}) provoca a evaporação parcial da água injetada. A energia necessária para tal é fornecida pelo ar, que tem sua temperatura reduzida, sendo descarregado no estado 2 a uma temperatura inferior àquela a que foi admitido. Uma vez que o estado do ar em 1 é relativamente seco, a umidade adicional observada no ar descarregado é, normalmente, benéfica e esse princípio é utilizado nos sistemas de condicionamento de ar evaporativos.

O processo de umidificação nesses equipamentos pode ser observado na Fig. 2.4(b).

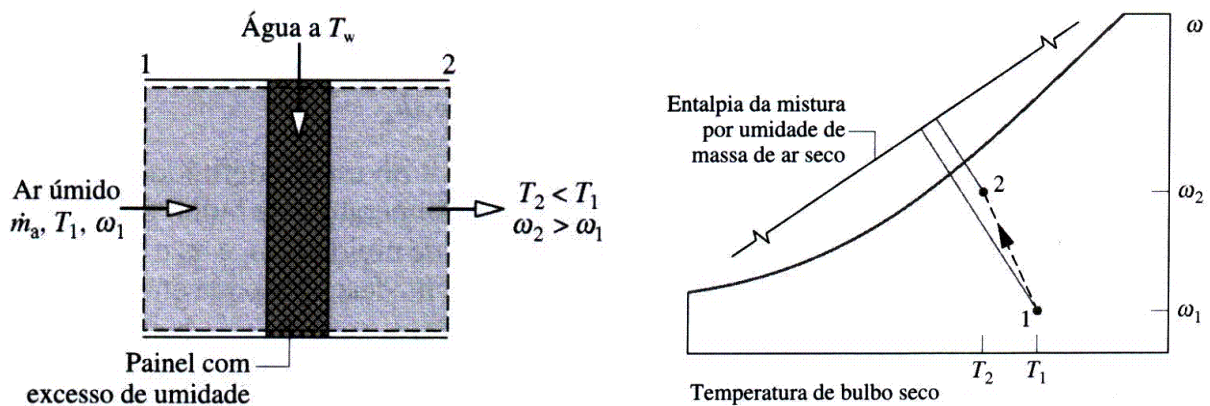


Figura (a) – Diagrama esquemático do equipamento. Figura (b) – Representação na carta psicrométrica.

Figura 2.4 – Resfriamento evaporativo (Moran e Shapiro, 2002)

Para troca de calor desprezível com a vizinhança, trabalho W_{vc} nulo e variações de energias cinéticas e potenciais desprezíveis, a expressão em regime permanente dos balanços de massa e energia, para o volume de controle da Fig. 2.4(a) se torna:

$$(h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) = \underline{(\omega_2 - \omega_1) h_f} + (h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) \quad (2.9)$$

em que h_f representa a entalpia específica do líquido entrando no volume de controle.

A modelagem abordada por Moran e Shapiro (2000) considera que toda a água injetada é evaporada e adicionada à corrente de ar úmido. O termo sublinhado representa a energia adicionada ao volume de controle pelo escoamento de água líquida. Este termo é normalmente muito menor em magnitude que os dois termos associados à entalpia do ar úmido. Conseqüentemente, a entalpia do ar úmido permanece aproximadamente constante. Lembrando que linhas de entalpia de mistura constante são aproximadamente linhas de temperatura de bulbo úmido constante, temos que a evaporação sucede a uma temperatura de bulbo úmido constante.

A evaporação ocorre na superfície do líquido e a energia associada à mudança de fase é o calor latente de vaporização do líquido. A evaporação acontece quando as moléculas do líquido, vizinhas à superfície, sofrem colisões que aumentam as respectivas energias acima da que se necessita para superar a energia de ligação entre as moléculas. A energia necessária para manter a evaporação provém da energia interna do líquido que, então, sofre redução de temperatura. É o efeito do resfriamento. “Nas condições de regime permanente, a energia latente perdida pelo líquido na evaporação deve ser compensada pela energia transferida para o líquido pelas vizinhanças” (Incropera, Dewitt, Bergman e Lavine, 2008).

Muitas aplicações ambientais e industriais deste resultado de transferência de massa e energia decorrem em situações nas quais o gás é o ar e o líquido é a água, conforme aplicação e uso das tecnologias apresentadas a seguir.

2.3. Equipamentos para Aplicação do Resfriamento Evaporativo

O resfriamento evaporativo ocorre naqueles equipamentos que trocam calor sensível pelo calor latente. Torres de resfriamento, condensadores evaporativos e lavadores de ar são exemplos de equipamentos que resfriam o ar por evaporação (Sauer *et al.*, 2001). As interações termodinâmicas que ocorrem entre o ar e a água, quando dispostos em contato direto são ilustradas pela Fig. 2.5.

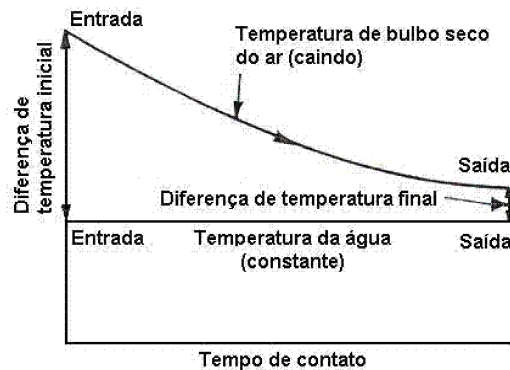


Figura 2.5 – Interações termodinâmicas (Sauer *et al.*, 2001)

O bom rendimento do resfriamento evaporativo depende, sobretudo, da diferença entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de bulbo úmido registradas por um psicrômetro. Em outras palavras, a temperatura de bulbo úmido indica a menor temperatura que o ar pode alcançar quando resfriado pela evaporação da água. Dessa maneira, segundo Kaiser *et al.* (2004) e Qiu Riffat (2006), o desempenho de sistemas evaporativos pode ser avaliado através do conceito da Eficiência de Saturação, E_s , definida pela Eq. (2.10):

$$E_s = \frac{(T_{bs,e} - T_{bs,s})}{(T_{bs,e} - T_{bu,e})} \quad (2.10)$$

Onde $T_{bs,e}$ é a temperatura de bulbo seco do ar na entrada, $T_{bs,s}$ é a temperatura de bulbo seco do ar na saída e $T_{bu,e}$ é a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada.

Ainda de acordo com Qiu e Riffat (2006), teoricamente, a máxima eficiência de saturação ocorre quando $T_{bs,s} = T_{bu,e} = T_{bu,s}$, situação na qual a umidade relativa do ar resfriado alcança 100%. Na prática não é possível alcançar uma eficiência de saturação de 100% e observa-se que $T_{bs,s} > T_{bu,e} > T_{bu,s}$, mas é possível uma redução substancial na temperatura.

Em essência, os resfriadores de ar possuem um ou mais painéis evaporativos, uma bomba para circulação da água e um sistema de distribuição. O excesso da água nebulizada no interior da câmara retorna pelos painéis até o reservatório de fundo, para ser novamente aspergida. Um ventilador empurra o ar contra os painéis evaporativos e o entrega ao espaço a ser condicionado. Ao recircular continuamente, a água alcança uma temperatura de equilíbrio que é igual à temperatura de bulbo úmido do ar. Os processos de transferência de calor e de massa entre o ar e a água reduzem a temperatura de bulbo seco e aumentam a razão de umidade sob uma temperatura de bulbo úmido constante.

Resfriadores de ar com painéis úmidos são fabricados com vazões que variam entre 1 e 10 m³/s, conforme modelo ilustrado pela Fig. 2.6.

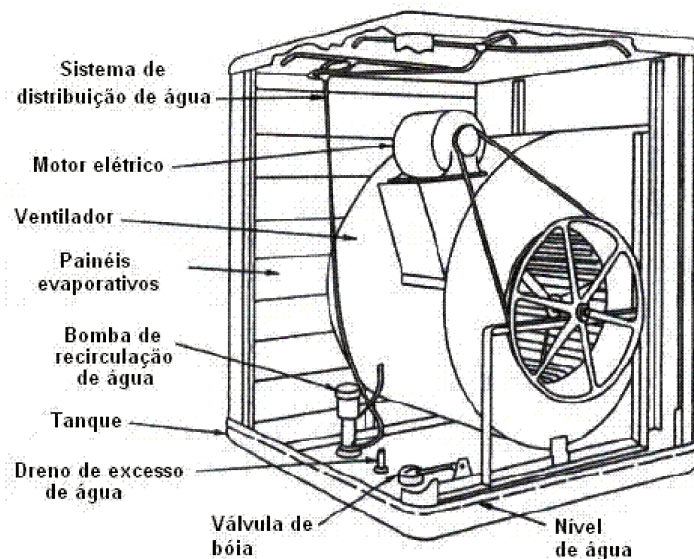


Figura 2.6 – Lavador de ar de painéis úmidos
Adaptado de Sauer *et al.* (2001)

Outro modelo de resfriador contém uma pré-câmara, que nebuliza a água no ar e sobre um painel evaporativo. Um eliminador de gotas a jusante do sistema de atomização remove o excesso

de umidade admitida. Tais equipamentos, como o mostrado pela Fig. 2.7, são construídos para vazões entre 1,4 e 14 m³/s, com 80 % de eficiência de resfriamento.

O resfriador rotativo umidifica e lava o painel evaporador através da rotação da água de banho. Muitas partes e peças desse modelo de equipamento entram em contato com a água e, por isso, são usualmente fabricadas com materiais resistentes à corrosão, como ligas de cobre. Um exemplo do resfriador rotativo é ilustrado pela Fig. 2.8.

Da mesma forma que o lavador com pré-câmara, o resfriador rotativo também é munido de duas seções, a saber, uma de resfriamento e outra de ventilação e são construídos para vazões que variam de 1 a 6 m³/s.

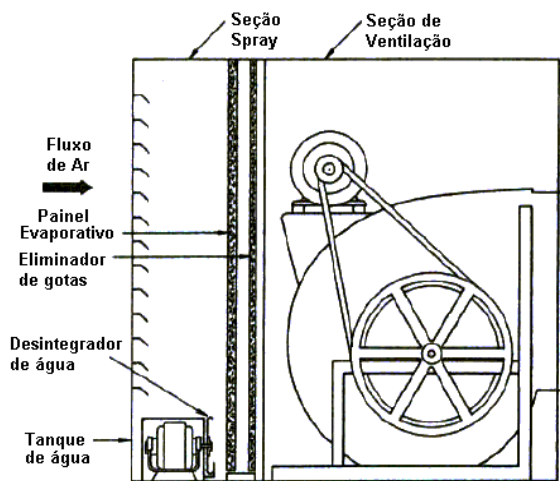


Figura 2.7 – Lavador de ar com pré-câmara
Adaptado de Sauer *et al.* (2001)

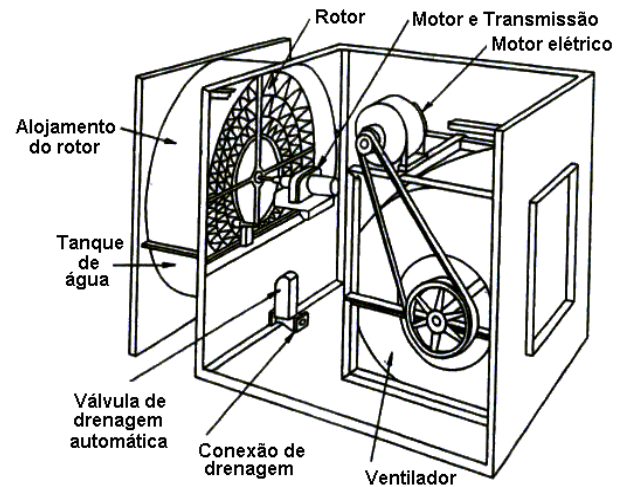


Figura 2.8 – Resfriador rotativo
Adaptado de Sauer *et al.* (2001)

Os climatizadores evaporativos comerciais possuem um ventilador que aspira ar externo através de um painel evaporativo especial, sobre o qual água é circulada continuamente por uma pequena bomba. A água que evapora é repostada por uma bóia que mantém nível constante no reservatório.

A figura 2.9 mostra o princípio de funcionamento do painel evaporativo Ecobrisa que é composto por camadas de papel *kraft* de alta qualidade, ondulado e poroso, impregnado com uma resina que lhe confere grande rigidez e durabilidade. Uma vez coladas, as camadas formam blocos ou colméias de grande área superficial, que oferecem baixa resistência ao fluxo de ar.

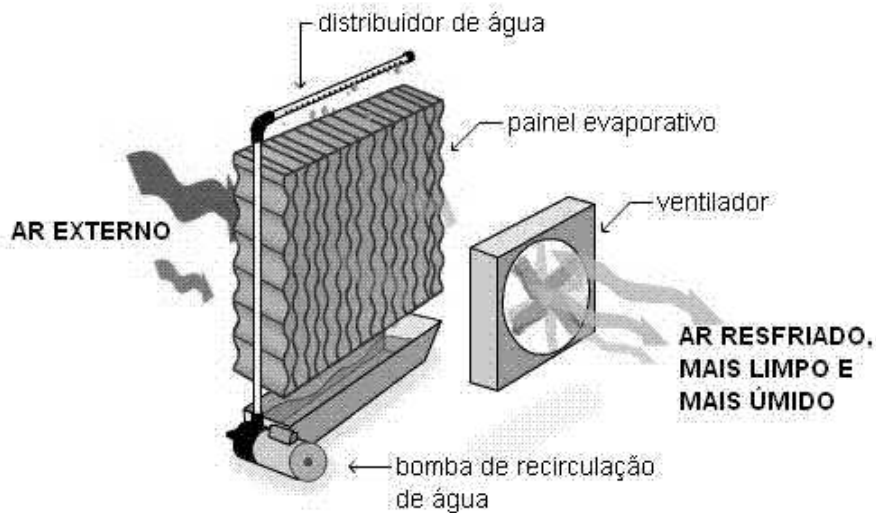


Figura 2.9 – Funcionamento do painel evaporativo (Ecobrisa, 2010)

Um tipo de lavador de ar direto consiste em uma câmara munida de uma rede de bicos atomizadores de água, um tanque destinado à coleta da água e uma seção antes da descarga para eliminação das gotas em excesso no ar. Uma bomba promove a recirculação da água a uma taxa em excesso àquela que é evaporada para umidificar o ar.

A figura 2.10 apresenta um lavador de ar convencional. As velocidades do ar variam entre 1,5 e 3,5 m/s na câmara de lavagem, na qual a água atomizada é distribuída em gotas a uma pressão que varia de 140 a 280 kPa. A vantagem do equipamento ilustrado é a boa distribuição das gotas no ar que atravessa a seção lavadora.

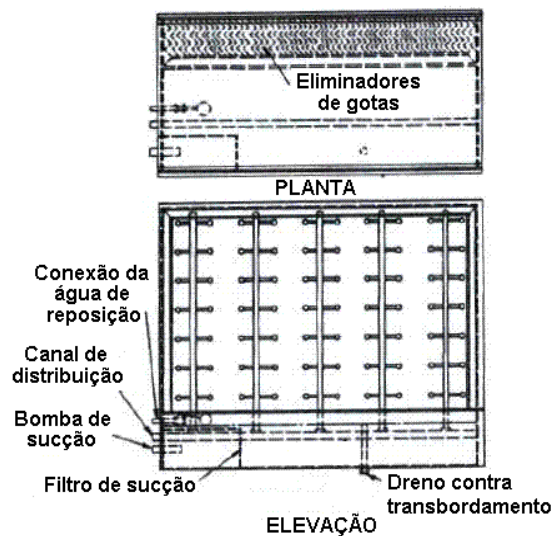


Figura 2.10 – Câmara de atomização
Adaptado de Sauer *et al.* (2001)

Em sua trajetória pela câmara, o ar atravessa uma matriz de placas defletoras com o fim de garantir a distribuição uniforme do escoamento do ar sobre a seção transversal do lavador e impedir que qualquer umidade penetre acidentalmente pelo duto. No interior da câmara de aspersão, os bocais que atomizam a água são enfileirados usualmente em quincôncio. Segundo Jones (1983), além da velocidade, a eficiência do lavador depende do número de fileiras usadas e da forma como a água escoar, concorrente ou contracorrente em relação ao ar. Ao sair do lavador, o ar passa por um sistema de eliminadores de placa, que têm por objetivo impedir o arrasto de umidade não evaporada para o sistema de dutos. Outra finalidade é melhorar a capacidade de limpeza do lavador pela presença de grande área molhada, para que a poeira possa incidir sobre a superfície e então ser levada pela água.

O lavador pode desumidificar de modo que sua capacidade de resfriamento e umidificação podem ser moduladas pela variação da temperatura da água circulada pela bomba, fazendo-se o uso de uma válvula de mistura de três vias para controle, conforme ilustrado pela Fig. 2.11.

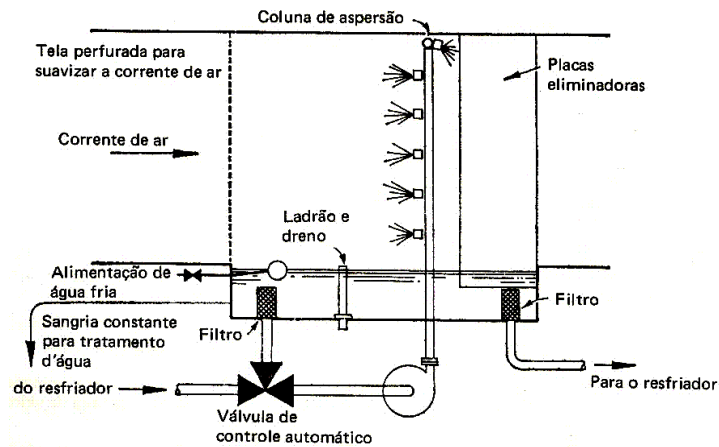


Figura 2.11 – Lavador de ar com válvula de controle para circulação de água resfriada (Jones, 1983)

Por outro lado, para tal função, quando comparados às serpentinhas para desumidificar e resfriar o ar, os lavadores de ar são menos eficientes. A razão disso é que, em exceção aos modelos capilares, não ocorre o fluxo contracorrente. Segundo Jones (1983), quando uma gota d'água sai do bocal de aspersão, ela tem sua trajetória percorrida por uma distância curta, tanto paralelamente como contracorrente na direção do escoamento do ar, após o que começa a cair para o tanque de coleta, e a transferência de calor ocorre em condições cruzadas.

O lavador de ar do tipo capilar realiza a umidificação ou a desumidificação pela presença de células molhadas no lugar de fileiras de bocais de aspersão. As células contêm um grande número de fibras de vidro, dispostas em módulos, paralelamente uma em relação à outra, e à direção do escoamento do ar e da água como ilustrado pela Fig. 2.12. De acordo com Jones (1983), o contato interno entre o ar e a água produz uma elevada eficiência de umidificação, da ordem de 98%. As placas de vidros, montadas a jusante do lavador atuam como eliminadores.

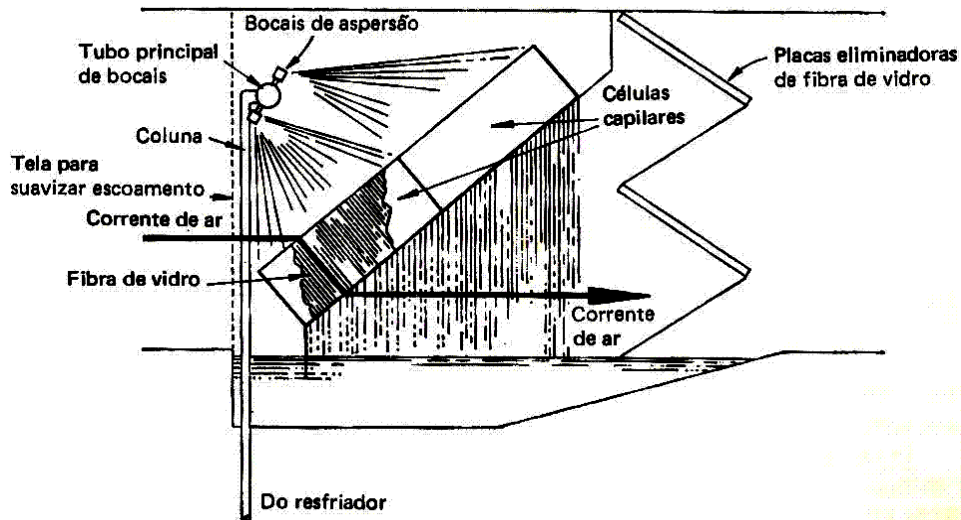


Figura 2.12 – Lavador de ar capilar projetado para escoamento paralelo do ar e da água (Jones, 1983)

Para assegurar uma atomização efetiva, a perda de pressão através dos bocais usados nos lavadores de ar em câmaras é muito grande. Tentar modular a capacidade de um lavador pela redução da vazão de água pelos bocais será inútil porque uma atomização adequada cessa abaixo de uma pressão mínima. Condições típicas de bocais variam de 0,025 L/s com uma perda de pressão de 70 kPa, através de um orifício de 2,5 mm até 0,3 L/s com uma perda, conforme já apontado, de 280 kPa através de um orifício de 6,5 mm.

Kachhwaha *et al.* (1997) desenvolveram um modelo numérico bidimensional para previsão da taxa de transferência de calor e massa em sistemas que utilizam jatos cônicos ôcos de água aplicáveis em operações de umidificação, resfriamento e lavagem de gases. O modelo inclui a distribuição de gotas, a velocidade e o ângulo de abertura do jato cônico, a temperatura de bulbo seco e a razão de umidade do ar. Os dados experimentais foram obtidos em um túnel de vento horizontal, cujo ar foi soprado a três velocidades diferentes que recebeu água atomizada também a três pressões diferentes. Utilizaram bocais com orifícios de diâmetros iguais a 3,2 mm e 4,8 mm. Para o cálculo do número de gotas produzidas pelo atomizador por segundo, N_{gotas} , Kachhwaha *et al.* (1997) utilizaram a Eq. (2.11):

$$N_{gotas} = \frac{6 Q_L}{\pi D_{gota}^3} \quad (2.11)$$

em que Q_L é a vazão de líquido no bocal [m^3/s] e D_{gota} é o diâmetro da gota [m].

De acordo com Kachhwaha *et al.* (1997), em lavadores de ar típicos, o líquido pressurizado é admitido em bocais a partir dos quais emergem jatos cônicos que descarregam gotas que se dispersam a diferentes velocidades. Após viajarem através do ar, a maioria das gotas cai e é coletada no piso do equipamento ao passo que algumas gotas viajam com o ar. O movimento das gotas e a diferença de temperatura entre as fases causam transferência de calor e massa, simultaneamente.

El-Dessouky, Ettouney e Al-Zeefari (2004) avaliaram experimentalmente um sistema de resfriamento evaporativo de dois estágios, formado por uma unidade de resfriamento indireto seguida de outra unidade de resfriamento direto, com bocais dispostos em fluxo cruzado com o gás de entrada, atomizando água sobre uma torre recheada. Foram avaliados os efeitos da vazão de líquido nas unidades de resfriamento, que variou entre 0,27 e 0,67 kg/s, da velocidade do ar, que variou entre 0,5 e 2,0 m/s, da altura do recheio na unidade de resfriamento direto, que variou entre 0,2 e 0,4 m, e a configuração do trocador de calor da unidade de resfriamento indireto que podia operar isoladamente, ou ser associado em série e em paralelo, fornecendo áreas de troca de calor, respectivamente, de 4, 8 e 8 m^2 .

Kaiser *et al.* (2004) desenvolveram modelagem numérica para avaliação do processo de resfriamento evaporativo em uma torre de resfriamento, com o uso de bocais atomizadores por pressão. Os resultados do estudo mostraram a influência do diâmetro da gota sobre a eficiência do sistema e revelaram o efeito da razão entre as vazões mássicas da água e do ar.

Sureshkumar *et al.* (2007) efetuaram medições para avaliação do processo de resfriamento evaporativo em um túnel de vento. Os estudos foram conduzidos em um túnel de vento de 1,9 metros de comprimento e seção transversal quadrada de 0,585 metros, sob distintas condições ambientais, isto é, em clima quente e seco e quente e úmido. O processo de atomização foi realizado em configurações de fluxo paralelo, concorrente e contracorrente, utilizando bocais de quatro diferentes dimensões, pressão de atomização da água de 1,0, 2,0 e 3,0 bar e velocidade do ar de 1,0, 2,0 e 3,0 m/s.

Hosoz *et al.* (2008) propuseram o uso de redes neurais artificiais para previsão dos parâmetros de desempenho de um resfriador evaporativo. Um modelo matemático foi apresentado para avaliação da temperatura de bulbo seco do ar e da umidade relativa na saída do sistema, assim como a taxa de evaporação da massa de água no ar, a taxa de transferência de calor sensível e a eficiência do equipamento. Durante os ensaios efetuados, a vazão de água variou na faixa entre 10 e 40 g/s ao passo que a vazão de ar variou entre 36,7 e 77,4 L/s.

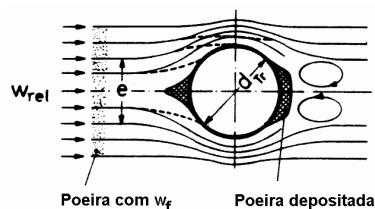
Lemouari, Boumaza e Kaabi (2009) investigaram o efeito da vazão de ar e da vazão de água sobre o coeficiente global de transferência de calor e massa bem como a taxa de evaporação da água no ar, para diferentes temperaturas do líquido, em uma torre de resfriamento com enchimento, por contato direto. Os resultados encontrados pelos pesquisadores mostraram que o coeficiente global de transferência de calor e massa aumenta com o incremento das vazões mássicas de água e ar, sendo tal efeito mais pronunciado quando o regime é turbulento.

2.4. Lavadores de gases

Lavadores de gases possuem uma ampla aplicação na limpeza de contaminantes gasosos devido à habilidade de remover efetivamente os particulados e absorver gases (Theodore e Buinicore, 1988). Neles, o gás contaminado é colocado em contato íntimo com um sistema que utiliza um líquido, normalmente água, para auxiliar na coleta. Tais equipamentos também podem ser utilizados para resfriar e absorver gases quentes e tóxicos, antes de serem lançados na atmosfera. Algumas unidades consistem simplesmente de coletor do tipo seco que foi modificado pela introdução de um sistema de atomização de líquido para auxiliar na remoção. Outras foram especificamente desenvolvidas para operarem como coletores úmidos. Em ambos os casos, a reentrada das partículas é minimizada devido ao aprisionamento das partículas no filme de líquido.

Segundo Holzer (1985), a lavagem de gases é conhecida há mais de 100 anos, tendo sido desenvolvida a partir da separação mecânica a seco. Em muitos casos, as forças gravitacional, inercial e centrífuga, que atuam sobre as partículas de poeira, são insuficientes para removê-las do gás devido ao seu reduzido tamanho. Os equipamentos do tipo úmido foram desenvolvidos a partir da idéia do aumento da massa das partículas, devido à união delas com as gotas ou com o filme do líquido de lavagem.

Na separação, após serem colocadas em contato íntimo, as partículas aderidas à superfície da gota são removidas juntamente com o líquido atomizado. As partículas de poeira, escoando ao redor da gota, como resultado de sua inércia, não seguem as linhas de corrente do gás e vão de encontro à superfície da gota, conforme ilustra a Fig. 2.13.



**Figura 2.13 – Processo de adesão entre as partículas e as gotas
Adaptado de Holzer (1985)**

2.4.1. Classificação dos lavadores

De acordo com Holzer (1985), a classificação de lavadores em um grupo finito apresenta certa dificuldade devido ao grande número de modelos existentes no mercado, sendo que alguns modelos possuem características exclusivas. A classificação de acordo com o fluxo do escoamento do gás tem se mostrado eficiente. Nessa classificação, os lavadores são divididos em 6 tipos, a saber, torres nebulizadoras, torres com enchimento, lavadores ciclônicos, lavadores de orifício, lavadores Jet e lavadores Venturi.

- Torre nebulizadora e torre de colisão:

Nestes equipamentos, o gás é lavado pelo líquido atomizado por um ou mais borrifadores, ou ainda, forçado a escoar através de defletores irrigados. Tais equipamentos possuem pequeno consumo de energia e, por consequência, baixa eficiência de coleta devida também a pequena velocidade relativa entre as partículas e as gotas. O diâmetro de corte das torres nebulizadoras situa-se entre 0,7 e 1,5 μm e assim, a remoção de partículas com 5 μm é, por Holzer (1985), considerada inadequada. Uma torre nebulizadora típica e uma torre de colisão são ilustradas pelas Fig. 2.14 e 2.15.

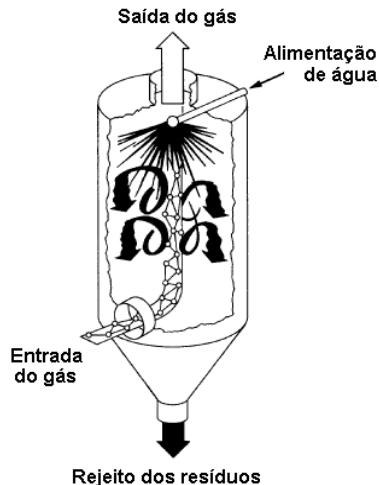


Figura 2.14 – Torre nebulizadora
Adaptado de ASHRAE (1999)

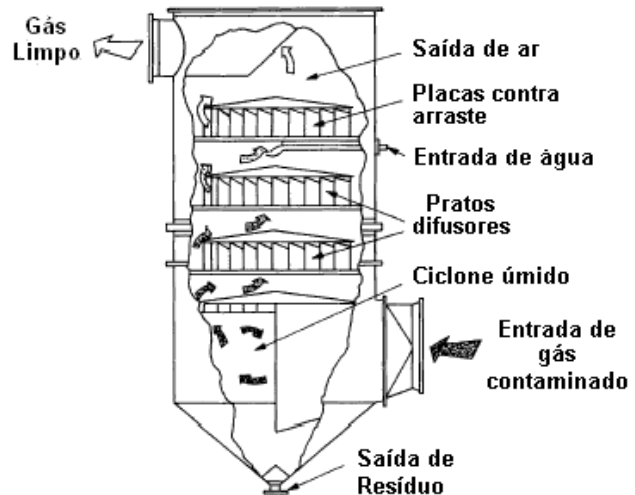


Figura 2.15 – Torre de colisão
Adaptado de ASHRAE (1999)

- Lavador tipo torre com enchimento:

Estes equipamentos podem operar na remoção de partículas ou na absorção de gases, mas se distinguem dos modelos anteriores por possuírem em seu corpo camadas de anéis, que visam aumentar a área de contato entre a corrente gasosa e o líquido borrifado. A descontaminação é realizada pela colisão entre as gotas e o material particulado ou, no caso da absorção, pela reação entre os gases e o líquido retido no volume entre o enchimento.

As figuras 2.16 e 2.17 ilustram, respectivamente, a instalação de torres lavadoras com enchimento para a remoção de partículas e para a absorção de gases tóxicos.

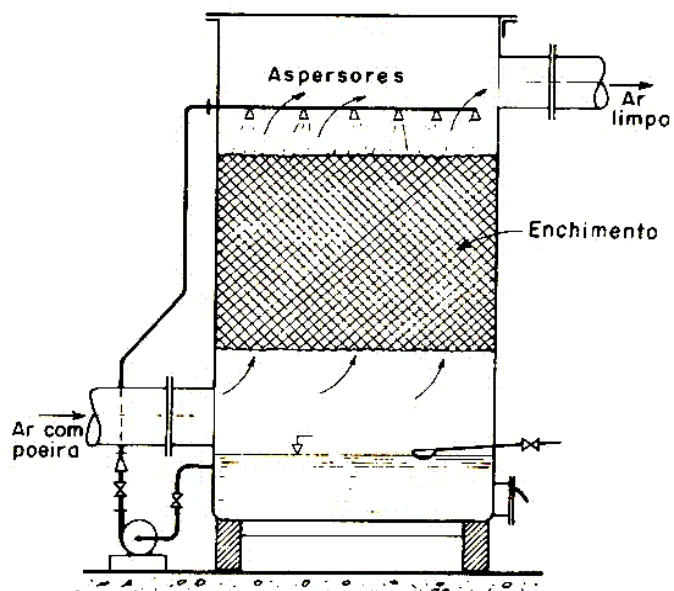


Figura 2.16 – Lavador tipo torre com enchimento para remoção de partículas (Macintyre, 1990)

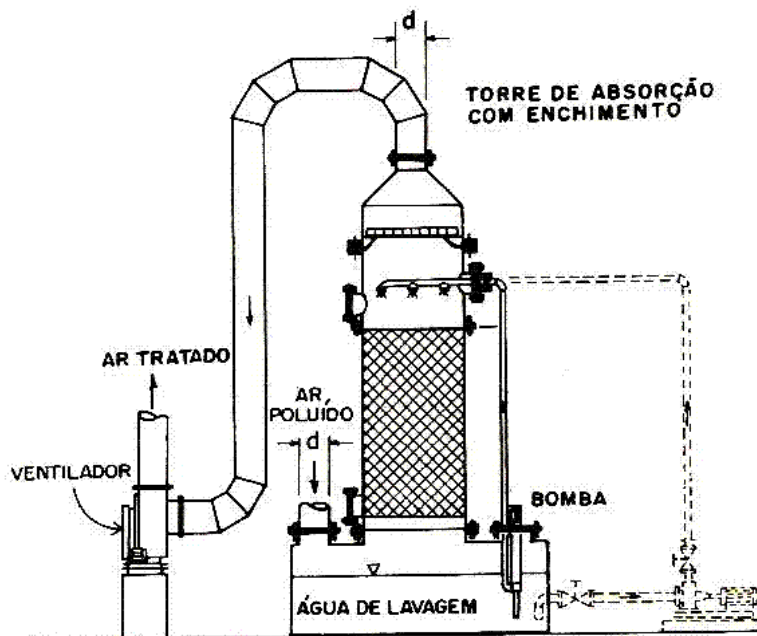


Figura 2.17 – Lavador tipo torre com enchimento para absorção (Macintyre, 1990)

A figura 2.18 ilustra uma torre de enchimento de fluxo de gás em contracorrente. Nela se observa a entrada do gás pela região inferior e a saída pelo topo do equipamento. Durante o trajeto, o gás atravessa a camada de recheio, que é continuamente umidificada pelo sistema de nebulização do líquido.

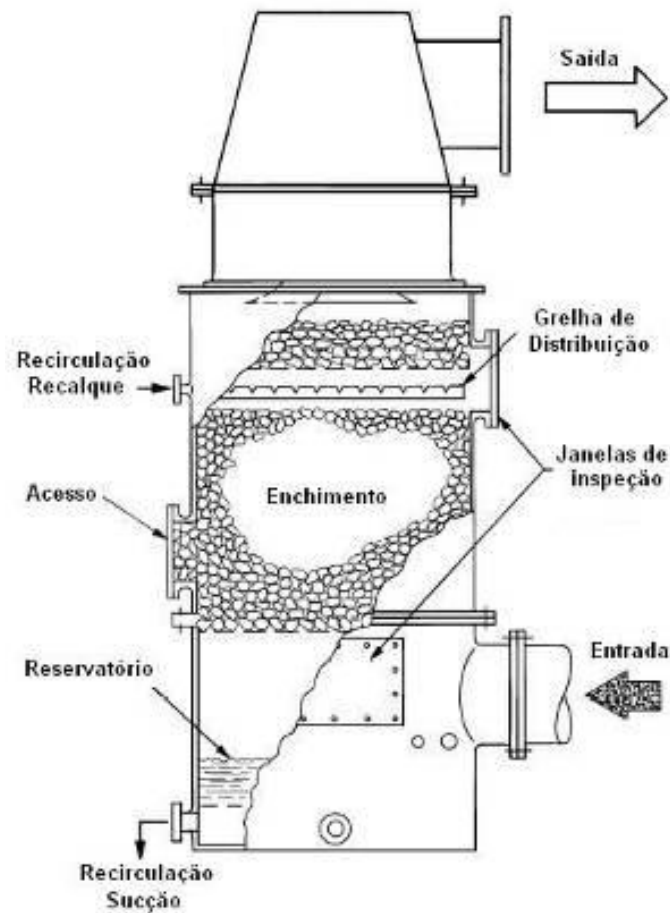


Figura 2.18 – Torre de enchimento em contracorrente
Adaptado de ASHRAE (1999)

O recheio é projetado para aumentar a área úmida e promover a turbulência entre o gás e o líquido. Podem ser fabricados em materiais cerâmicos, termoplásticos, ou metálicos. A vantagem do enchimento fabricado em material plástico é a leveza e resistência mecânica e química em relação aos ácidos e álcalis, muito embora se deformem quando expostos à temperaturas elevadas.

- Lavadores ciclônicos:

São caracterizados pela entrada tangencial do gás no interior do coletor e pela atomização do líquido através de um elemento rotativo central, sendo tipificados como equipamentos de médio consumo de energia. O campo centrífugo criado acelera as gotas na direção radial em direção às paredes.

A figura 2.19 mostra um lavador ciclônico e na Fig. 2.20 é ilustrado de seu princípio de funcionamento pelo contato contracorrente entre o gás e o líquido. Nelas se observam, que o gás penetra tangencialmente pela periferia, percorre uma espiral externa ascendente e deixa o equipamento axialmente, pelo centro. As gotas borrifadas através do eixo rotativo instalado no centro do equipamento limpam o gás e são direcionadas para as paredes onde um filme líquido é formado.

O líquido de lavagem, introduzido no sistema a uma razão entre 1 a 3 L/m³, é coletado e recirculado. A perda de carga é relativamente pequena, situando-se abaixo de 10 mbar.

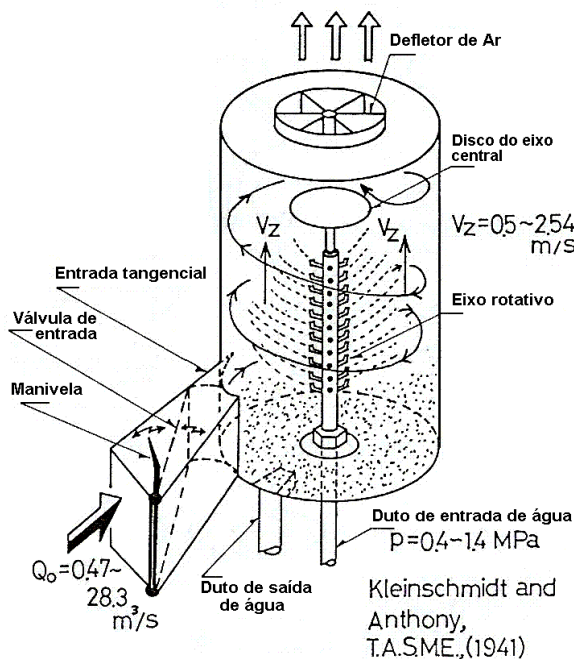


Figura 2.19 – Lavador centrífugo
Adaptado de Kleinschmidt e Anthony (1941)

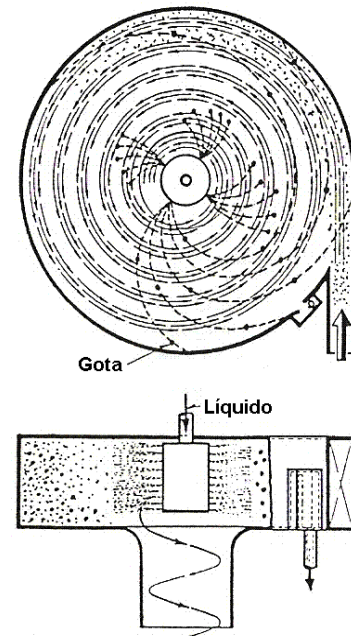


Figura 2.20 – Separação em lavador ciclônico.
Adaptado de Kleinschmidt e Anthony (1941)

Considerando que a energia necessária para a produção das gotas não é fornecida pelo gás, estes lavadores, que podem operar com concentrações de poeira da ordem de 300 g/m^3 , não são afetados pela variação na vazão volumétrica do gás. O diâmetro de corte situa-se entre 0,1 e 0,5 μm .

A desvantagem dos lavadores ciclônicos é o valor do investimento inicial para sua aquisição e a presença de partes móveis.

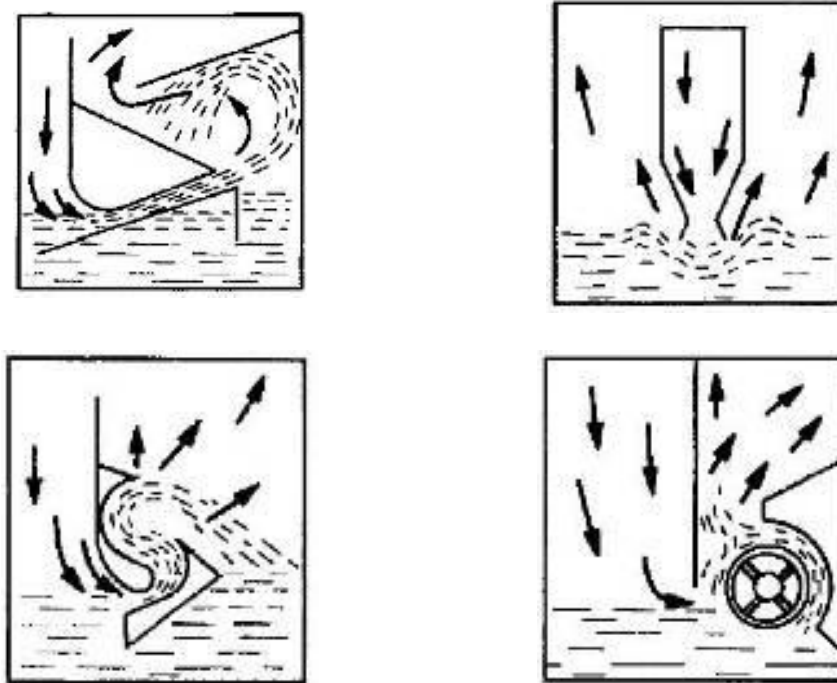
Segundo Schrauwen e Thoenes (1988) o movimento das gotas em um lavador ciclônico é governado por forças de arraste, forças centrífugas e de Coriolis. O campo centrífugo, criado pela trajetória espiral e descendente do gás, acelera as gotas em uma direção radial conduzindo as mesmas em direção às paredes do equipamento. Para os pesquisadores, o contato gás-líquido em um lavador ciclônico envolve grandes velocidades entre as fases e fornece elevados coeficientes de transferência de massa do lado gás, quando comparado com outros equipamentos de separação.

- Lavadores de orifício:

Nos lavadores de orifício, o portador gasoso é acelerado e colide primeiramente contra uma superfície de líquido mantido armazenado em uma câmara primária, onde ocorre uma separação prévia. Em seguida, o gás atravessa canais ou defletores que geram uma turbulência na qual as partículas são umidificadas e coletadas. No caso de contaminantes sólidos, a poeira forma uma lama e deve ser periodicamente removida. Se o tratamento for aplicado a um gás solúvel em líquido de lavagem, a solução deve ser submetida a um tratamento químico antes do descarte.

Segundo Holzer (1985), em tais equipamentos, as velocidades variam entre 10 a 20 m/s e perdas de carga entre 15 e 30 mbar são produzidas, dependendo da altura do nível da coluna de líquido. Além disso, a energia necessária para a atomização do líquido é proveniente da velocidade do gás. Assim, caso a vazão volumétrica diminua, o líquido é atomizado insuficientemente e a eficiência de separação é reduzida. Por outro lado, em caso de elevadas vazões de gás, o nível de líquido na câmara de entrada é reduzido, em função da pressão, a ponto de prejudicar a turbulência e a separação.

A figura 2.21 ilustra diferentes modalidades de lavadores de orifício.



**Figura 2.21 – Lavadores de orifício
(ASHRAE, 1999)**

Segundo Holzer (1985), estes aparatos possuem forte tendência à formação de espuma. O diâmetro de corte encontra-se entre 0,6 e 0,9 μm com boa separação para partículas de 5 μm de diâmetro médio.

- *Lavador de jato de líquido:*

Holzer (1985) também afirma que, o lavador de jato de líquido ou lavador *jet* pode ser empregado tanto para remoção de partículas quanto na absorção de gases. O equipamento opera com um sistema de bombeamento, através do qual o líquido é alimentado concorrentemente ao gás, a uma razão de 5,0 a 20,0 L/m^3 , sob uma pressão de 3 a 6 bar e velocidades que variam entre 25 e 35 m/s . A velocidade do gás na garganta é de 10 a 20 m/s e o diâmetro de corte é da ordem de 0,9 μm .

A figura 2.22 ilustra um diagrama esquemático do lavador *jet*. O sistema é construído de tal maneira que, o jato que emerge do aspersor gera pressão suficiente para garantir a vazão do gás através do tubo. Em seguida, o jato dirigido colide contra a superfície do líquido armazenado e mergulha profundamente no tanque, gerando elevada turbulência. Muito embora tal característica seja desejável quando da absorção dos gases, ocorre a formação de uma espuma de difícil manejo.

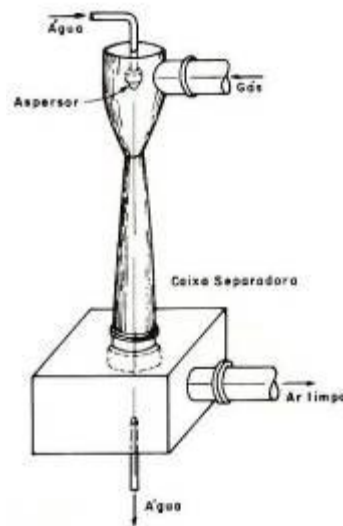
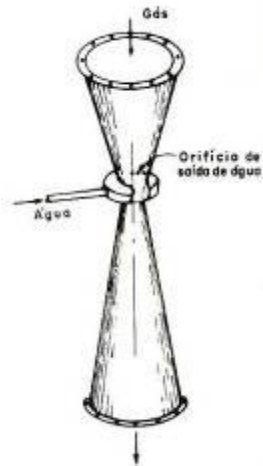


Figura 2.22 – Lavador *Jet*
(Macintyre, 1990)

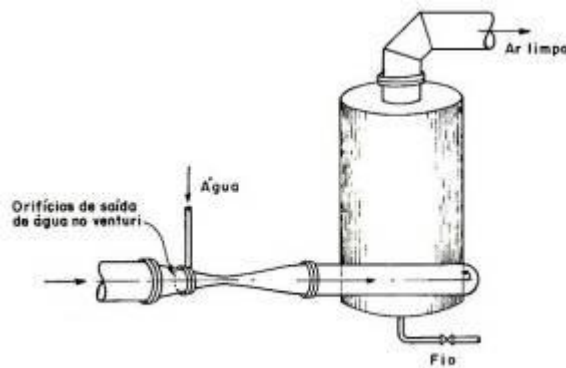
Quando a vazão do gás que atravessa o equipamento é insuficiente, a eficiência de separação é aumentada em função do incremento na razão líquido-gás e da maior velocidade relativa entre as gotas e o gás.

- *Lavador Venturi*:

Existem diferentes modelos de lavadores do tipo Venturi, equipamento de considerável desempenho (Holzer, 1985). De acordo com o ASHRAE Handbook (1999), normalmente, os sistemas diferem na maneira como o líquido é alimentado, a saber, tangencial, axial ou transversalmente ao fluxo de gás, através dos orifícios existentes na parede da garganta, conforme ilustram as Fig. 2.23 e 2.24 em que o líquido é injetado antes da garganta.



**Figura 2.23 – Lavador Venturi
(Macintyre, 1990)**



**Figura 2.24 – Lavador Venturi com injeção de líquido antes da garganta
(Macintyre, 1990)**

No lavador Venturi, o gás é acelerado a velocidades que variam entre 50 e 150 m/s em um tubo convergente. Na garganta, zona de maior velocidade, o líquido é injetado através dos orifícios presentes no perímetro do tubo sendo atomizado pelas forças cortantes do gás. Difusores contíguos produzem a recuperação parcial da pressão pelo retardo da vazão. A razão líquido gás varia entre 1,0 e 5,0 L/m³ e a perda de carga entre 30 e 200 mbar, determinada pela velocidade do gás, bem como pela quantidade de líquido injetada e atomizada. Maior perda de carga nos equipamentos do tipo Venturi, em relação aos outros lavadores, resulta em elevadas eficiências de separação sendo que o diâmetro de corte pode ser reduzido a 0,05 µm.

A tabela 2.1 ilustra as características de diferentes modelos de lavadores extraídos da literatura pesquisada, obtidas para uma partícula com massa específica de $\rho_p = 2.600 \text{ kg/cm}^3$.

Tabela 2.1 – Características gerais de cinco modelos diferentes de lavadores.
(Ogawa, 1987)

	<p style="text-align: center;">Torre Nebulizadora</p> <hr/> <p>Diâmetro da partícula - $d_p \geq 1,1 \mu\text{m}$ Velocidade relativa - $u_R = 1 \text{ m/s}$ Perda de Carga - $\Delta P = 0,2 \text{ a } 2,0 \text{ kPa}$ Razão entre as vazões água/ar = $0,05 \text{ a } 10$ Energia Dissipada - N (MJ/1000 m^3): $N_{Ar} = 0,36 \text{ a } 4,32$; $N_w = 0,036 \text{ a } 18,0$</p>
	<p style="text-align: center;">Lavador Centrífugo</p> <hr/> <p>Diâmetro da partícula - $d_p = 0,4 \text{ a } 0,6 \mu\text{m}$ Velocidade relativa - $u_R = 25 \text{ a } 30 \text{ m/s}$ Perda de Carga - $\Delta P = 0,4 \text{ a } 1,0 \text{ kPa}$ Razão entre as vazões água/ar = $0,8 \text{ a } 3,5$ Energia Dissipada - N (MJ/1000 m^3): $N_{Ar} = 0,72 \text{ a } 1,8$; $N_w = 7,2 \text{ a } 14,4$</p>
	<p style="text-align: center;">Lavador de Orifício</p> <hr/> <p>Diâmetro da partícula - $d_p = 0,7 \text{ a } 1,0 \mu\text{m}$ Velocidade relativa - $u_R = 8 \text{ a } 15 \text{ m/s}$ Perda de Carga - $\Delta P = 1,8 \text{ a } 2,8 \text{ kPa}$ Razão entre as vazões água/ar = ----- Energia Dissipada - N (MJ/1000 m^3): $N_{Ar} = 3,6 \text{ a } 4,32$; $N_w = 0$</p>
	<p style="text-align: center;">Lavador Jet</p> <hr/> <p>Diâmetro da partícula - $d_p = 0,6 \text{ a } 0,9 \mu\text{m}$ Velocidade relativa - $u_R = 15 \text{ a } 25 \text{ m/s}$ Perda de Carga - $\Delta P = \text{-----}$ Razão entre as vazões água/ar = $5 \text{ a } 25$ Energia Dissipada - N (MJ/1000 m^3): $N_{Ar} = 0$; $N_w = 23,4$</p>
	<p style="text-align: center;">Lavador Venturi</p> <hr/> <p>Diâmetro da partícula - $d_p = 0,1 \text{ a } 0,4 \mu\text{m}$ Velocidade relativa - $u_R = 40 \text{ a } 150 \text{ m/s}$ Perda de Carga - $\Delta P = 3 \text{ a } 20 \text{ kPa}$ Razão entre as vazões água/ar = $0,5 \text{ a } 5$ Energia Dissipada - N (MJ/1000 m^3): $N_{Ar} = 5,4 \text{ a } 25,2$; $N_w = 0,36 \text{ a } 5,4$</p>

Johnstone e Silcox (1947) avaliaram a absorção de dióxido de enxofre e a umidificação do gás neutralizado por uma solução alcalina nebulizada através de uma torre ciclônica, a qual apresentou elevadas taxas de absorção bem como elevada eficiência de coleta de partículas.

Segundo os autores, a absorção em uma torre ciclônica pode ser dividida em dois mecanismos paralelos, isto é, aquela que ocorre devido às gotas e outra que advém da parede molhada. Assim, para gases diluídos, o balanço de massa e as equações para determinação das taxas para o sistema é fornecida através da Eq. (2.12):

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p^* - p} = N_s + N_w \quad (2.12)$$

em que p é a pressão parcial do gás [atm], p^* é a pressão de equilíbrio do gás [atm], N_s é o número de unidades de transferência devido ao spray e N_w o número de unidades de transferência devido ao filme líquido que molha a parede.

A integral da Eq. (2.12) é aplicável nos casos em que a força motriz, $p^* - p$, é a mesma para ambos os mecanismos e representa o número total de unidades de transferência N_t , grandeza que fornece uma medida da dificuldade na transferência de massa para o gás.

Para processos em fluxo cruzado, como no presente estudo, p^* é constante em operações de umidificação adiabática sendo que a diferença média logarítmica pode ser empregada no cálculo do número das unidades de transferência N_t .

Segundo Treybal (1980), o desenho e o projeto do equipamento podem ser baseados nas variações da temperatura de bulbo seco e da razão de umidade. A equação 2.13 mostra a utilização da taxa de transferência de massa como embasamento para o dimensionamento de um lavador:

$$G_s d\omega = k_y a_{inter} (\omega_{as} - \omega) dZ \quad (2.13)$$

$$\int_{\omega'_1}^{\omega'_2} \frac{d\omega}{\omega_{as} - \omega} = \frac{k_Y a_{inter}}{G_S} \int_0^Z dZ \quad (2.14)$$

em que G_S é o fluxo mássico superficial do ar seco [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$], ω é a razão de umidade [kg_v/kg_a], k_Y é o coeficiente de transferência de massa para a fase gasosa [$\text{mol}/\text{m}^2\text{s}$], a_{inter} é a área interfacial específica [m^2/m^3], ω_{as} é a razão de umidade na condição de saturação adiabática [kg_v/kg_a] e Z é a altura efetiva do lavador [m].

Considerando que ω_{as} é conhecida,

$$\ln \frac{\omega_{as} - \omega_e}{\omega_{as} - \omega_s} = \frac{k_Y a_{inter} Z}{G_S} \quad (2.15)$$

De forma alternativa, Treybal (1980) mostra que o número de unidades de transferência da fase gasosa (N_{tG}) é dado pela Eq. (2.16):

$$N_{tG} = \ln \frac{\omega_{as} - \omega_e}{\omega_{as} - \omega_s} \quad (2.16)$$

em que ω_{as} é a razão de umidade na condição de saturação adiabática [kg_v/kg_a], ω_e é a razão de umidade na entrada [kg_v/kg_a] e ω_s é a razão de umidade na saída [kg_v/kg_a] do equipamento.

A determinação do coeficiente de transferência gás-filme com a umidificação do ar foi experimentada e discutida por Bonilla, Mottes e Wolf (1950). O desempenho dos bocais na transferência foi avaliado variando-se o diâmetro dos orifícios de atomização do líquido em 1/8 in (3,175 mm), 1/16 in (1,587 mm) e 3/32 in (2,381 mm). Segundo as avaliações dos pesquisadores, o orifício de menor diâmetro foi o mais eficiente sob as condições do teste.

Lapple e Kamack (1955) investigaram diversos dispositivos de contato gás-líquido e concluíram que o fator dominante sobre a eficiência de coleta estava provavelmente relacionado à turbulência durante o contato.

Posteriormente, Semrau *et al.* (1958) confirmaram suas suspeitas de que a potência dissipada pelos bocais de atomização era, de fato, equivalente àquela dissipada pela perda de carga do gás. Os autores enfatizaram o fato de que uma base convencional para expressar o grau de coleta de um equipamento é a sua eficiência.

Para Semrau (1960), os mecanismos de deposição das partículas são conhecidos qualitativamente, mas a sua relação quantitativa com as variáveis de desempenho mensuráveis havia sido pouco explorada na época. Entretanto, destaca que existem metodologias empíricas correlacionadas à eficiência dos lavadores em função da energia dissipada por unidade do fluxo de gás. De acordo com o pesquisador, tem-se observado que a eficiência de certo número de lavadores é função da energia consumida e, assim, aplicou este método de correlação para os dados encontrados na literatura para uma variedade de aerossóis e equipamentos lavadores. Na nebulização, o processo de contato do gás com o líquido resulta em dissipação da energia mecânica na forma de turbulência e calor. A energia dissipada correspondente, expressa em potência por unidade de vazão de gás volumétrica, é chamada por Semrau (1960) de “Poder de Contato” que pode ser derivado da energia cinética ou da pressão do gás portador, da energia cinética ou da pressão do líquido ou também da energia mecânica alimentada.

Segundo Hanf (1970), muito embora os lavadores em fluxo cruzado e em contracorrente pareçam desempenhar as mesmas funções, nos processos em que gases altamente solúveis devem ser removidos, a configuração cruzada oferece várias vantagens. Um lavador de fluxo cruzado requer menor vazão de líquido e possui menor perda de carga. Além de reduzir drasticamente o consumo de água e seu efluente, o fluxo cruzado também reduz o tamanho das bombas e dos motores elétricos.

Schmidt e Stichlmair (1991) realizaram estudos experimentais que avaliaram a transferência de massa em lavadores cilíndricos, de fluxo concorrente entre o gás e o líquido, fazendo o uso de bocais de atomização com a formação de cones cheios. De acordo com os pesquisadores, o número de unidades de transferência medida, que variou entre 0,5 e 2,0, foi significativamente influenciado pela vazão de líquido. O aumento na razão gás-líquido, enquanto se mantém constante a velocidade do gás, equivale à redução da vazão de líquido e também da

área de transferência de massa. Assim, o número de unidades de transferência N_{tG} também é diminuído.

Meikap, Kundu e Biswas (2004) investigaram experimentalmente uma torre lavadora que utiliza água como meio separador. Os testes recaíram sobre os efeitos da vazão de gás, da vazão de líquido, da altura da coluna e da carga de sólidos na entrada sobre a eficiência de remoção de partículas similares à emitida pela queima do carvão. De acordo com os pesquisadores, devido às características intrínsecas de perda de carga e vazão, a torre de lavagem talvez seja mais eficiente que a coluna de enchimento, nas aplicações envolvendo partículas e poluentes gasosos. Além disso, oferecem muitas vantagens como pequeno custo de manutenção, devido à sua construção simples, não apresentam partes móveis e possuem excelentes propriedades de troca de calor e por esta razão, fácil controle de temperatura e custo inicial baixo.

Estudos teóricos e experimentais foram realizados por Xu *et al.* (2007) para analisar e prever o processo de umidificação do ar em uma torre spray. Os resultados experimentais mostraram que o ar úmido encontrava-se saturado na saída do sistema experimental e também, que o tamanho das gotas produzidas exerce grande influência no desempenho da torre. Pequenas gotas podem auxiliar no contato entre o ar e a água, entretanto, elas são mais propensas a serem arrastadas pelo ar. Por outro lado, gotas muito grandes não asseguram tempo de residência suficiente para o processo e requerem torres maiores.

Keshavarz *et al.* (2008), na predição do desempenho de torres nebulizadoras, observaram que a formação do filme líquido e a posição dos bocais podem afetar significativamente a lavagem dos gases, sendo que o fator de maior influência na coleta de particulados é a velocidade do líquido injetado. De acordo com os pesquisadores, um ciclone típico e uma torre lavadora possuem perda de carga de mesma ordem de grandeza de modo que, ambos, podem eficientemente reter partículas grosseiras, sendo que o ciclone se destaca por não ter problemas com a formação de lama, custos com tratamento, recuperação, descarte etc.

Javed, Mahmud, e Purba (2010) realizaram estudos experimentais em uma torre spray visando a absorção de gás carbônico (CO_2) através de uma solução aquosa de soda cáustica (NaOH) para uma ampla faixa de vazões de gás e líquido, modificando também a altura da torre, o tipo do bocal e a forma de atomização (contracorrente e concorrente). Foi observado que a taxa

de transferência de massa aumentou linearmente com o incremento da vazão de líquido e que a absorção pode ser aumentada através da turbulência obtida com a vazão do gás. Os pesquisadores verificaram que a taxa de absorção diminui com o aumento da altura da torre. Quanto à atomização, foi apurado que bocais que produzem gotas mais finas levam a taxas mais elevadas assim como a atomização contracorrente.

A remoção de partículas de PVC (cloreto de polivinila) na faixa de 0,5 a 20 μm , através de um lavador em uma planta petroquímica, foi avaliada por Zarei *et al.* (2010). Foram obtidos rendimentos de coleta da ordem de 99% para uma razão líquido-gás entre 0,2 e 1,07 L/m^3 .

2.5. Aquecimento sensível do ar devido ao exaustor

Conforme apontado por Jones (1983), o escoamento do ar ao longo de um duto resulta numa corrente que tem perda de energia e para que o escoamento seja mantido, um ventilador deve fornecer energia para compensar as perdas. A energia dissipada através do sistema de dutos aparece como uma variação da pressão total da corrente de ar e a energia adicionada pelo ventilador é indicada pela pressão total do ventilador. Segundo o autor, uma equação de balanço de energia pode ser escrita envolvendo a energia suprida pelo ventilador e a energia perdida pela corrente de ar, que devem ser compensadas.

De acordo com a ASHRAE (2001), a potência equivalente à taxa de calor devido à operação de um motor elétrico q_{em} (W), quando o motor se encontra fora do espaço condicionado ou da corrente de ar, é calculada através da Eq. (2.17):

$$q_{me} = P_{ot} F_{UM} F_{LM} \quad (2.17)$$

em que P_{ot} é a potência do motor elétrico em (W), F_{UM} é o fator de uso (1,0 ou a fração decimal menor que 1,0) e F_{LM} é o fator de carga (1,0 ou a fração decimal menor que 1,0).

O fator de uso é aplicado ao cálculo da potência equivalente, quando o motor é conhecido por operar intermitentemente. Para aplicações convencionais, o valor do fator de carga é unitário. Por sua vez, o fator de carga do motor é a fração da carga nominal entregue nas condições de operação de resfriamento.

Woods Practical Guide to Fan Engineering (1992) apresenta valores usuais para as taxas de transferência de calor de motores por motores elétricos de acordo com a potência e o rendimentos dessas máquinas.

2.6. Ciclones

Coletores centrífugos ou ciclones são equipamentos de controle de poluição largamente empregados na indústria para a separação e a recuperação de particulados que, contidos no ar, resultam de processos industriais de transformação. Shepherd e Lapple (1939) já diziam tratar-se de equipamentos de construção simples e de baixo custo, quando comparados com outros equipamentos de controle de poluição como, por exemplo, filtros manga, lavadores ou ainda os separadores eletrostáticos. De acordo com os mesmos pesquisadores, devido à sua aparente simplicidade, durante anos, pouca atenção foi despendida aos fundamentos dos mecanismos de separação destes aparelhos.

O ciclone é um equipamento composto basicamente de um corpo cilíndrico com uma entrada tangencial, através da qual o ar carregado de poeira entra, possui ainda uma saída axial para descarga do gás purificado e uma base cônica para direcionamento e armazenamento das partículas captadas (Stairmand, 1951). Para separar as partículas, o ar é soprado para o interior da câmara cilíndrica e, devido à inércia, os sólidos tendem a se mover em direção às paredes do equipamento e nelas colidem e perdem velocidade. Em condições normais de operação, a força centrífuga de separação pode variar de 5 a 2500 vezes o peso da partícula (Perry e Green, 1997).

Os trabalhos de Lapple (1951), Leith e Licht (1972), Casal e Martínez-Benet (1983), Liden e Gudmundsson (1997) e de Lim, Kwon e Lee (2003) mostram que as principais variáveis de

desempenho dos ciclones são o rendimento de coleta global, o rendimento de coleta fracional e a perda de carga.

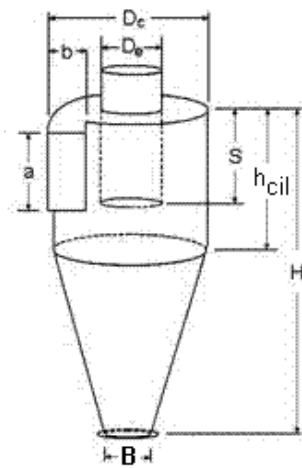
O rendimento de coleta global é definido como sendo a fração da massa de sólidos coletada dividida pela massa de sólidos alimentada no interior do ciclone. A eficiência fracional, por sua vez, está relacionada à coleta de um único tamanho de partícula. A perda de carga é resultado da diferença entre as pressões estáticas na entrada e na saída do ciclone. O rendimento de coleta e a perda de pressão são influenciados por vários fatores, como a geometria do ciclone, as propriedades físicas do gás e das partículas, a velocidade de escoamento e a concentração de sólidos na entrada do ciclone.

Além da eficiência de coleta e da perda de carga, o desempenho de um ciclone também pode ser especificada através de seu diâmetro de corte D_{pc} , que é definido como sendo o tamanho da partícula para qual o ciclone possui um rendimento de 50%. Sendo assim, as partículas com diâmetros maiores que o diâmetro de corte, são coletadas com uma eficiência superior a 50%. O diâmetro de corte é função de propriedades do particulado a ser coletado, do gás que o contém, do tamanho do ciclone e das condições operacionais.

Amrein (1995) destaca que um ciclone bem dimensionado pode alcançar eficiências elevadas, quando operado de modo apropriado e dentro das especificações de projeto. No entanto, lembra que tais equipamentos são usados frequentemente nas separações primárias, de particulados mais grosseiros, de tal modo que a purificação final, das partículas de menores diâmetros, muitas vezes é finalizada por meio de filtros de mangas e lavadores no fim da linha de remoção.

Alden e Kane (1959) classificam os ciclones de grande diâmetro como sendo aqueles cujo diâmetro do corpo cilíndrico possui entre 3,5 a 6,0 vezes o diâmetro do duto de entrada. Tais equipamentos têm aplicação na remoção de resíduos de madeira, poeira de moagem e polimento, fibras têxteis e materiais semelhantes, cujo tamanho de partícula não seja inferior a 50 μm . Os pesquisadores apresentam a geometria de um ciclone de grande diâmetro, que posteriormente foi denominado por Zajackowski (1971) de “ciclone Americano”.

A figura 2.26 ilustra os elementos de composição de um ciclone e a Fig. 2.27 o escoamento do gás em seu interior, o qual percorre dois tipos de espiras, uma externa descendente junto à parede e que se estende até a base cônica na porção inferior do equipamento, onde o movimento é invertido, e outra interna ascendente até o duto de saída.



Nomenclatura

D_c	Diâmetro do cilindro
a	Altura da entrada
b	Largura da entrada
S	Altura do duto de saída
D_e	Diâmetro do duto de saída
h_{cil}	Altura do cilindro
H	Altura total
B	Diâmetro da base do cone

Figura 2.25 – Nomenclatura dos elementos de composição de um ciclone a gás (Koch e Licht, 1977)

Durante o movimento, as partículas contidas no gás são depositadas na parede cilíndrica e aquelas menores na parte cônica e assim, concentradas, são separadas do ar ao deslizarem para a caixa de poeira cônica, no fundo do equipamento.

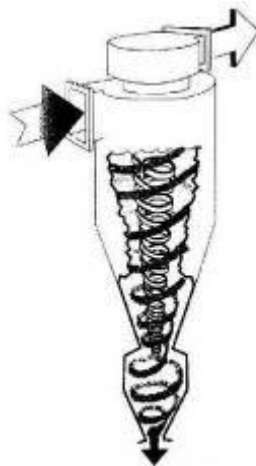


Figura 2.26 – Escoamento do gás no interior do ciclone. (Hayward, 2001)

2.6.1. Tipos de Ciclones

Segundo Majewski (2002), muitos cientistas desenvolveram diferentes modelos de ciclones os quais, na maioria das vezes, carregam os nomes dos seus pesquisadores. Dessa forma tem-se ciclone de Barth, ciclone de Inoya, ciclone de Lapple, ciclone de Liot, ciclone de Niigaz, ciclone de Siot, ciclone de Stairmand, ciclone Americano, ciclone de Babcock e diversos outros. Modelos destes ciclones são apresentados na Fig. 2.28.

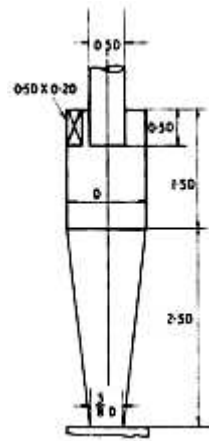


Figura (a) – Ciclone Stairmand
(Stairmand, 1951)

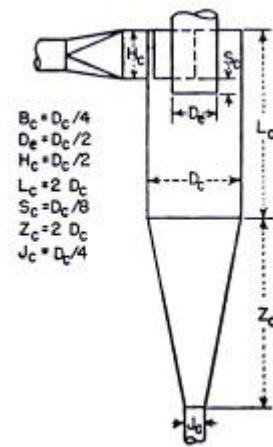


Figura (b) – Ciclone Lapple
Adaptado de Lapple (1951)

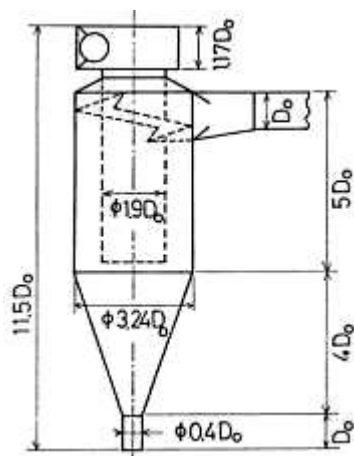


Figura (c) – Ciclone Liot
(Ogawa, 1987)

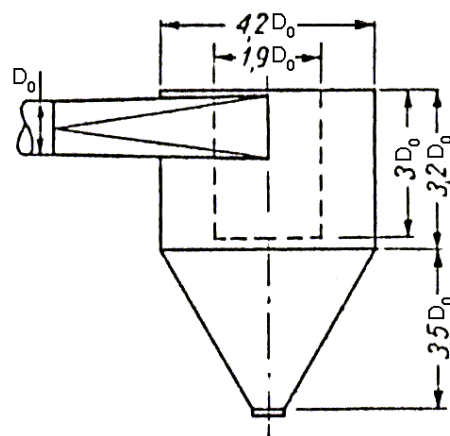


Figura (d) – Ciclone Americano
(Zajaczkowski, 1971)

Figura 2.27 – Formatos de ciclones

A tabela 2.2 apresenta as relações geométricas de ciclones típicos, inclusive modelos de elevada eficiência, comumente encontrados na literatura, com dimensões relativas ao diâmetro do corpo cilíndrico.

**Tabela 2.2 – Configurações de ciclones
Adaptado de Koch e Licht (1977)**

Símbolo	Alta Eficiência			Típicos			
	Stairmand	Swift	Lapple	Swift	Peterson & Whitby	Liot ¹	Americano ²
D _c	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	3,24.D ₀	4,2.D ₀
a	0,5	0,44	0,5	0,5	0,583	-	-
b	0,2	0,21	0,25	0,25	0,208	-	-
S	0,5	0,5	0,625	0,6	0,583	5,0. D ₀	3,0. D ₀
D _e	0,5	0,4	0,5	0,5	0,5	1,9.D ₀	1,9. D ₀
h	1,5	1,4	2,0	1,75	1,333	5,0. D ₀	3,2. D ₀
H	4,0	3,9	4,0	3,75	3,17	9,0. D ₀	6,7. D ₀
B	0,375	0,4	0,25	0,4	0,5	0,4. D ₀	-

De acordo com as literaturas pesquisadas, onde também se encontram muitos outros modelos destes separadores centrífugos, ciclones do tipo Liot e Americano são dimensionados em função do diâmetro do duto de entrada do gás, D₀.

2.6.2. Dimensionamento de ciclones

Para Lapple (1951), os ciclones são bem aplicados quando da remoção de partículas sólidas ou líquidas de diâmetro maior que 5 µm. A menos que o diâmetro do ciclone seja muito pequeno, a eficiência de coleta do equipamento será muito baixa caso o material suspenso no gás possua diâmetro menor que 5 µm. Entretanto, quando o material a ser coletado possui elevado grau de floculação, podem ser alcançadas eficiências de coleta acima de 98%, ainda que com partículas de diâmetro entre 0,1 e 2,0 µm.

¹Ogawa (1987)

²Alden e Kane (1959) e Zajaczkowski (1971)

Segundo Koch e Licht (1977), caso fossem mais bem projetados, os ciclones poderiam melhor controlar e remover mais eficientemente os materiais contidos no portador gasoso. O estudo apresentado por esses pesquisadores é uma combinação entre o modelo teórico sobre a eficiência de coleta, apresentado por Leith e Licht (1972), e a correlação de velocidades proposta por Kalen e Zenz (1974), que visava obter o melhor valor para a velocidade de entrada do gás e prever o valor da velocidade de reentrada.

Kalen e Zenz (1974) desenvolveram uma correlação empírica para a determinação da velocidade de saltação u_s , definida como sendo a menor velocidade do gás que evita a decantação das partículas sólidas do fluxo que as arrasta. Tal grandeza é dependente das dimensões do ciclone, bem como das propriedades das partículas e do fluido.

Koch e Licht (1977) explicam que a eficiência de coleta aumenta com o incremento da concentração do particulado na entrada do ciclone. Ganha-se eficiência quando há aumento na densidade dos sólidos, na velocidade de entrada e na altura do corpo do ciclone. Por outro lado, há queda na eficiência de coleta com o aumento da viscosidade do gás, do diâmetro do corpo ciclone, do diâmetro do duto de saída e da largura do duto de entrada. Para eles, a perda de carga nos ciclones secos pode ser simplificada conforme Eq. (2.18):

$$\Delta P_{cic} = 0,003 \rho_G u_G^2 N_H \quad (2.18)$$

em que ρ_G é a massa específica do gás, em $[\text{lb}/\text{ft}^3]$, u_G velocidade de entrada do gás em $[\text{ft}/\text{s}]$ e N_H é o número de cargas de entrada.

Devido ao fato da perda de carga depender fortemente da velocidade de entrada, torna-se óbvio o fato de que elevadas velocidades não causam somente a reentrada do particulado, mas também incrementam a perda de carga no ciclone. Casal e Martínez-Benet (1983) afirmam que vários fatores exercem influência sobre a perda de carga, dentre os quais, se destacam a expansão do gás ao adentrar no corpo cilíndrico do equipamento, perda de energia cinética durante a trajetória espiral do gás, atrito contra as paredes internas e recuperação de energia cinética a partir da energia da pressão na saída.

Segundo Dirgo e Leith (1985) o desenvolvimento da maioria das famílias de ciclones, sempre foi baseado na experiência prática e na perspicácia de seus construtores, muito embora freqüentemente sem uma aplicação quantitativa dos princípios da engenharia. Sendo assim, desenvolveram um novo procedimento de otimização de ciclones fazendo o uso das teorias sobre a perda de carga e sobre a eficiência de coleta já conhecidas. O método proposto consiste em variar o diâmetro do duto de saída do gás procurando por mudanças compensatórias entre as outras dimensões do ciclone de forma a aumentar a eficiência de coleta sem, contudo, aumentar a perda de carga.

A partir de um ciclone de alta eficiência de Stairmand, Dirgo e Leith (1985) desenvolveram e testaram quatro ciclones sob as mesmas condições operacionais. Os resultados mostraram que, apesar das modificações e da previsão de melhor eficiência de coleta, três desses ciclones tiveram um rendimento menor que o do ciclone de Stairmand utilizado como base de estudo. O quarto ciclone, desenvolvido com base nas teorias de Barth, apresentou uma perda de carga de 10 a 30 % menor que o ciclone de Stairmand e também, quando comparados os fatores efetivos da eficiência de coleta para uma partícula com diâmetro específico, o desenho deste ciclone mostrou-se significativamente melhor. Por outro lado, este ciclone é 50 % mais alto que o ciclone de Stairmand, e por isso a melhoria em seu desempenho deve ser balanceado com os custos de sua fabricação.

Moore e McFarland (1993) desenvolveram uma base técnica que justifica o uso de dois parâmetros adimensionais: a razão entre o diâmetro de corte e o diâmetro do ciclone (D_{pc}/D_c) e o número de Reynolds (Re) permitindo previsões a respeito do diâmetro de corte da partícula aerodinâmica equivalente (AED) para um ciclone Stairmand de alta eficiência, que teve o diâmetro de seu duto de saída modificado. Os ensaios foram realizados com ciclones tipo Stairmand. Os resultados mostraram que, para um mesmo diâmetro duto de saída, o diâmetro de corte diminui, caso o diâmetro do ciclone diminua. Nesses testes a vazão e o diâmetro do duto de saída foram mantidos constantes enquanto que o diâmetro do ciclone variou. Ciclones de menor diâmetro forçam o fluxo do ar em uma espiral mais apertada do que em um ciclone de diâmetro maior. Estas espirais permitem que forças centrífugas causem a deposição das partículas menores. Por outro lado, um ciclone de diâmetro maior possui espiras menos inclinadas, permitindo menor deposição do particulado pela força centrífuga.

Amrein (1995) destaca que o vórtice interno, independentemente dele ser induzido positivamente por um soprador, ou negativamente por um exaustor, dispõe de pressão suficiente para causar o fenômeno de reentrada de partículas e, portanto, a presença de uma válvula de retenção no fundo do cone sempre deve ser considerada.

Para Liden e Gudmundsson (1997), a teoria existente para o projeto de ciclones destinados à coleta de material particulado, com condições de coleta pré-estabelecidas, ainda é pouco precisa e insuficiente. Por isso, é comum que o desenvolvimento de novos ciclones seja baseado em modificações de projetos antigos, em que algumas poucas dimensões do ciclone são variadas experimentalmente, a fim de se obter um ciclone mais eficiente. Além disso, melhorias baseadas apenas em modelos teóricos muitas vezes não produzem um ciclone melhor.

Xiang, Park e Lee (2001) investigaram os efeitos das dimensões do cone sobre a eficiência de coleta e a perda de carga dos ciclones. Para os pesquisadores, a mudança no tamanho do cone não altera de maneira significativa a forma da curva nem os valores de eficiência de coleta, quando as outras dimensões do ciclone são mantidas as mesmas. Entretanto, a comparação das curvas de eficiência dos três ciclones em estudo, sob as mesmas condições, mostra que o rendimento de coleta aumenta significativamente com a redução do diâmetro inferior do cone.

Lim, Kwon e Lee (2003) avaliaram a eficiência de coleta em ciclones variando as dimensões do duto de entrada e do duto de saída do gás. Foi verificada a influência da largura do duto de entrada e do diâmetro do duto de saída na formação da espiral interna.

Baseando-se no método de Muschelbautz, Elsayed e Lacor (2010) empregaram a metodologia da superfície de resposta para otimizar as relações geométricas de um ciclone do tipo Stairmand. Os resultados mostraram que os parâmetros geométricos mais significativos, em ordem de importância, são o diâmetro do duto de saída, a largura da seção de entrada, a altura da seção de entrada e a altura total do ciclone, sendo que houve forte interação entre as dimensões da entrada e o duto de saída. O novo ciclone obtido apresentou relações geométricas bem próximas às do ciclone Stairmand de alta eficiência e menor perda de carga para diâmetros de corte semelhantes para uma mesma vazão volumétrica de gás.

2.6.3. Ciclone úmido

Krames e Büttner (1994) propuseram um ciclone úmido, de elevada eficiência de coleta, volume de 960 litros e desenhado com base nas equações de Barth e Muschelknautz. O equipamento consistiu, basicamente, de um ciclone em cujo duto de entrada do gás foi instalado um atomizador pneumático. Assim, o corpo do ciclone passou a funcionar como um espaço de contato entre o gás carregado de partículas e as gotas do líquido atomizado, uma vez que direcionados para a câmara cilíndrica. Na região cônica, as partículas são capazes de alcançar as gotas e as paredes do ciclone. As gotas são transportadas em direção à câmara de coleta das partículas pela camada limite. Da câmara de particulados, a mistura é destinada ao tratamento.

A figura 2.29 ilustra o ciclone úmido de Krames e Büttner (1994) com o atomizador pneumático de mistura interna instalado no duto de entrada do gás.

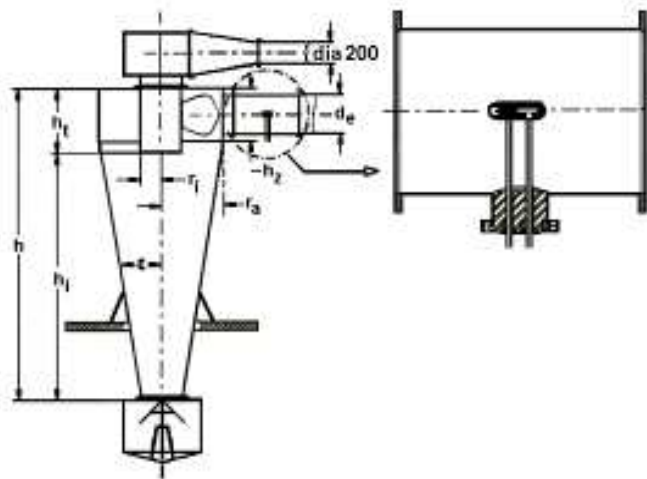


Figura 2.28 – Ciclone úmido e atomizador pneumático
(Krames e Büttner, 1994)

Sem adição de água o ciclone simplesmente opera como um separador inercial. Por outro lado, a propriedade de separação é mantida quando se adiciona água ao sistema, havendo também a separação das gotas e a ocorrência de novos mecanismos de separação, resultando na somatória dos efeitos individuais sobre a poeira e em um melhor desempenho em relação ao ciclone seco (Krames e Büttner, 1994).

Os pesquisadores optaram pelo uso de um atomizador assistido por ar com mistura interna, uma vez que este foi capaz de produzir gotas de diâmetros menores que os atomizadores de mistura externa, com o mesmo consumo de energia. A eficiência fracional fazendo-se o uso do atomizador com mistura externa foi menor do que aquele com mistura interna. Segundo Krames e Büttner (1994), isto se deve ao fato do atomizador com misturador interno produzir gotas menores. Muito embora possuam boa dispersão, a limitação de atomizadores de mistura interna está no fato de que as vazões de ar comprimido e líquido pulverizado influenciam-se mutuamente. Sua vazão é determinada pelo diâmetro dos orifícios de saída e pelas pressões do ar e do líquido.

A figura 2.30 mostra o efeito da razão (L/G) na separação do ciclone úmido. Para se determinar a quantidade de líquido lavador necessária para a separação, Krames e Büttner (1994) relacionaram a vazão de líquido com a vazão de gás limpo. Isso resultou na razão líquido-gás (L/G), que tem a dimensão L/m^3 .

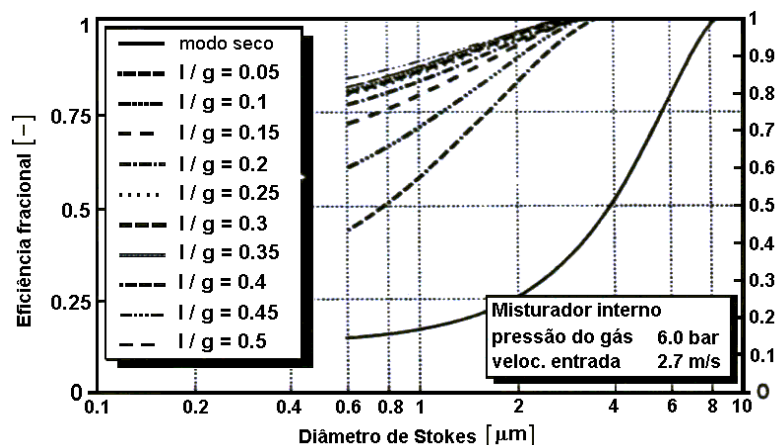


Figura 2.29 – Efeito da razão (L/G) na separação
Adaptado de Krames e Büttner (1994)

Pesquisas de Ogawa (1987) e de Theodore e Buinicore (1988) mostram que, lavadores de gás de alta eficiência, como o *Venturi*, operam a uma razão (L/G) de 0,5 até 5,0 L/m^3 . Por sua vez, as investigações apresentadas por Krames e Büttner (1994) foram ensaiadas com uma relação (L/G) entre 0,05 e 0,25 L/m^3 , reduzindo substancialmente o custo de líquido e a quantidade de água a ser tratada.

Segundo Krames e Büttner (1994), o processo de transporte entre as gotas e as partículas pode ser dividido em dois estágios. As gotas do líquido atomizado entram no fluxo gasoso a uma elevada velocidade, a qual, em um primeiro instante, pode ser estimada a partir do balanço de energia. Considerando-se as partículas de menor diâmetro, sua velocidade média é igual à do gás. Devido às forças de inércia que resultam das diferenças de velocidade, sob tais condições, as partículas não conseguem seguir as linhas de corrente ao redor das gotas de líquido e então elas vêm a ser separadas. O processo, acima descrito, dura tanto tempo quanto houver diferença de velocidade entre as gotas e as partículas.

“O ciclone úmido combina as vantagens de um ciclone (simples construção, alta confiabilidade, baixo custo de investimento) e de um lavador (boa separação de partículas mesmo em nível de submicron, utilidade para aerossóis explosivos com aplicação simultânea na absorção de gases de um modo ainda não alcançado ainda” (Krames e Büttner, 1994).

Krames *et al.* (1993) já haviam mostrado também que o ciclone úmido, quando comparado com o *Venturi Scrubber*, alcança uma boa separação utilizando somente uma fração do líquido que é aplicado nos lavadores. Levando-se em consideração o tratamento de efluente adicional, um grande número de ciclones existentes pode ser modificado para ciclone úmido instalando-se um bocal atomizador pneumático. Nos testes realizados com partículas de quartzo, o ciclone úmido obteve uma eficiência de aproximadamente 99% para partículas maiores que 3 μm e perda de carga similar à dos ciclones secos. Além disso, o ar que saiu do ciclone úmido encontrava-se saturado de vapor de água, o que demonstrou boa transferência de calor e massa.

Parâmetros relevantes para a operação de um ciclone úmido, como o consumo específico de líquido, isto é, a razão entre a vazão de líquido e a vazão de gás, o tempo de residência e o consumo específico de energia foram investigados detalhadamente por Ebert e Büttner (1996), com o uso de diferentes bocais pneumáticos, de mistura interna e externa, em vários arranjos geométricos.

Yang e Yoshida (2004) realizaram estudos experimentais e simulações sobre o efeito da posição do bocal de nebulização no desempenho do rendimento de coleta de um ciclone lavador. No estudo realizado, os pesquisadores colocaram à prova dois tipos de ciclones com diferentes posições de injeção de líquido e chegaram à conclusão de que a eficiência de separação é

fortemente dependente do posicionamento de injeção da névoa, que no caso é criada por ar comprimido, reduzindo o diâmetro de corte. Com o aumento do líquido na vazão de gás aumenta-se também a eficiência de captação. A névoa foi gerada utilizando bocais para entrada de dois fluidos, com taxa de alimentação que variou entre 0 e 2,4 L/h e uma linha de ar comprimido. Durante os testes, a vazão de líquido foi mantida constante pelos pesquisadores, enquanto que a taxa de líquido em função do volume de gás (L/G) foi alterada na faixa entre 0 e 0,042 L/m³. O diâmetro médio das partículas utilizadas foi de 1,6 µm e para produzir o spray foi utilizada a água pura de modo que a eficiência de separação foi comparada com e sem o uso da névoa.

Ken-ichi Sumida *et al.* (2004) conduziram estudos experimentais e modelaram a absorção de gás carbônico (CO₂) em um ciclone lavador. Na análise, investigaram os efeitos da concentração inicial da solução alcali e da razão L/G sobre a eficiência de absorção daquele gás e realizaram a comparação entre os resultados práticos e teóricos, que mostraram boa concordância. Para simplificação do modelo, os pesquisadores assumiram as seguintes pressuposições: (a) que a gota atomizada tem formato esférico; (b) a reação de absorção é instantânea; (c) todas as propriedades físicas do gás e do líquido permanecem constantes; (d) durante a reação de absorção, a temperatura do líquido e do gás se mantém constante e não há evaporação do líquido para a fase gasosa.

Lee, Jung e Park (2008) desenvolveram um equipamento que consistiu basicamente de um lavador ciclônico munido de uma tremonha com pratos de impactação das gotas atomizadas. Investigaram o efeito do ângulo e do tamanho dos orifícios dos bocais e da vazão volumétrica do líquido sobre a eficiência de coleta de particulados. Para tal, realizaram modificações geométricas nos pratos, no tamanho dos orifícios dos bocais, alteraram a pressão de atomização e a vazão do líquido alimentado contra a corrente de gás. Segundo o estudo realizado, a eficiência do equipamento aumentou com a redução do ângulo dos pratos, com o aumento na pressão de atomização e a vazão volumétrica do líquido. Os melhores resultados de eficiência de coleta foram obtidos com um ângulo de 15°, bocal com diâmetro de 7,5 mm, 1,6 kgf/cm² e taxa de alimentação média de 34 L/min.

Posteriormente, Park e Lee (2009) desenvolveram análises teóricas para um lavador ciclônico nas quais restou comprovado que o aumento na vazão de líquido resulta em eficiências de coleta mais elevadas devido ao aumento da fração volumétrica das gotas. O aumento na pressão dos bocais levou ao incremento do número de gotas e assim, da eficiência.

2.7. Atomização

A transformação de um volume de líquido em pequenas partículas de gotas em spray em uma atmosfera gasosa é muito importante em diversas aplicações e processos industriais. De acordo com Lefebvre (1989), o processo de atomização é aquele em que um jato de líquido pode ser desintegrado pela sua própria energia cinética, pela exposição a um gás de elevada velocidade, ou ainda pela atuação de meios mecânicos como rotação e vibração.

Segundo Fraser, Eisenklam e Dombrowski (1957), o principal mecanismo de atomização consiste no aumento da superfície do líquido até que ela se torne instável e se desintegre. Através deste processo, um jato cilíndrico possuindo baixa velocidade, pode dividir-se em gotas relativamente grandes. Para a obtenção de gotas menores, elevadas velocidades devem ser empregadas para a formação de finas linhas, a fim de que sejam arrastadas para fora da corrente principal pelo atrito com o ar. Não apenas o formato do atomizador, as propriedades físicas do líquido e a atmosfera do ambiente de atomização influenciam a formação das gotas e suas dimensões, mas também devem ser considerados os efeitos transientes que afetam a vida da gota durante o vôo, como evaporação, coalescência e desintegrações secundárias por atrito com o ar.

Casos de importância prática citadas na literatura são as injeções de líquido em sentido concorrente, contracorrente ou transversalmente ao fluxo de gás. Neste caso, ocorre a distorção da folha do líquido, devido à corrente gás e ao fluxo induzido devido ao spray.

A atomização pode ser produzida de várias maneiras, mas é imprescindível que a velocidade relativa entre o líquido a ser desintegrado e o gás do ambiente seja elevada. Do ponto de vista da engenharia, um bocal atomizador deve prover boa atomização para uma ampla gama

de vazões de líquido, apresentar respostas rápidas às mudanças na vazão do líquido, ter baixo consumo de energia, possuir capacidade de escala, oferecendo flexibilidade, ter baixo custo, leveza, ser de fácil manutenção e remoção para limpeza e, finalmente, resistir à montagem e instalação.

De acordo com Lefebvre (1989), os atomizadores de líquido são classificados em três grupos principais.

- *Atomizadores por pressão*: são aqueles que convertem a pressão de um fluido em energia cinética;
- *Atomizadores rotativos*: são aqueles munidos de um disco rotativo para penetração do líquido em seu interior;
- *Atomizadores assistidos por ar*: são aqueles em que o líquido é exposto a uma corrente de ar a alta velocidade. Podem ser de mistura interna e externa.

O tipo de atomizador de interesse para a presente dissertação de mestrado é o atomizador de pressão, grupo que inclui os modelos de orifício plano, o *simplex*, e uma ampla gama de configurações com geometrias variáveis, *duplex*, injetores de orifícios duplos, *fan spray* e de retorno. Este modelo de atomizador é largamente usado quando da necessidade de introdução de um líquido em uma corrente de gás. Entretanto, os atomizadores de orifícios planos produzem cones agudos, representando uma desvantagem em algumas aplicações práticas. Cones com ângulos maiores são alcançados através de atomizadores do tipo *simplex* ou também denominados atomizadores de turbulência por pressão (*pressure swirl*). Nestes atomizadores, um movimento de rotação é imputado ao líquido de modo que, sob a ação de uma força centrífuga, o mesmo é distribuído na forma de um cone assim que deixa o orifício.

Os atomizadores do tipo *simplex* também se subdividem em grupos. No primeiro, o spray é constituído de gotas que são distribuídas uniformemente por todo seu volume. Desse modo, é descrito como sendo um spray de cone sólido. O segundo grupo produz um spray de cone oco, no qual a maioria das gotas concentra-se na margem externa do fluxo. A desvantagem dos atomizadores que formam o cone sólido está no fato de seu jato ser mais grosseiro, pois as gotas

formadas no centro do spray são maiores do que aquelas formadas na periferia (Sada *et al.*, 1978). Por outro lado, atomizadores que formam o cone oco fornecem uma atomização melhor e sua forma de distribuição é também a preferida para muitas aplicações industriais, tais como combustão, evaporação, secagem, umidificação, resfriamento, condicionamento de ar e outros.

Pinilla *et al.* (1984) avaliaram os coeficientes de transferência de massa da fase líquida e da fase gasosa, a área interfacial e a dispersão axial em uma coluna spray utilizando um bocal de cone sólido para dispersar o líquido, que atingia o gás de forma contracorrente. A distância entre o bocal e o distribuidor de gás da torre era de 1,30 m. A perda de carga variou entre 0,7 a 1,6 kPa.

Dahl e Muschelknautz (1992) investigaram o mecanismo de quebra do filme líquido em gotas nos bocais de formação de cone oco, considerando a velocidade de saída do líquido no atomizador, a espessura do filme bem como as propriedades do líquido. Foi verificada a transição entre o regime de quebra aerodinâmico e o regime de atomização turbulento com o aumento da velocidade e da espessura do filme líquido. Os pesquisadores também apresentam uma correlação empírica para a determinação do diâmetro máximo da gota.

Para Datta e Som (2000), a formação do cone central de ar é o parâmetro mais importante no fluxo de um bocal que opera por pressão, pois determina a área de fluxo intensivo no orifício de descarga e controla o orifício de descarga, que é uma das variáveis mais importante bocal, além do ângulo do núcleo, que determina a cobertura e a dispersão do spray nas redondezas. Quanto à geometria do bocal por pressão destacam que, apesar da simplicidade, a situação de turbulência do fluxo com o núcleo de ar no bocal é altamente complexa.

Lipp (2008) afirma que é um equívoco considerar que a gota menor sempre é a melhor. Na realidade, em aplicações de separação, as gotas menores podem causar problemas sérios, inclusive em processos de transferência de calor e massa, como os que ocorrem em torres spray, pois as gotas pequenas são arrastadas facilmente, permitindo que o gás contorne o spray. Por outro lado, destaca que para conservação do momento, a penetração do spray em um gás em movimento requer gotas maiores. Portanto, o desenvolvimento de tais equipamentos possui uma faixa estreita de trabalho pois, se as gotas forem grandes demais não haverá a formação de área suficiente para a transferência e se as gotas forem muito pequenas, as mesmas poderão ser arrastadas, causando prejuízo à operação em ambas as situações.

Renze *et al.* (2011) investigaram o fluxo multifásico no interior de bocais de atomização por meio de fluidodinâmica computacional e mediram a distribuição dos diâmetros das gotas. O método empregado possibilitou a modelagem do spray, da perda de carga, do ângulo de abertura do jato e de outras variáveis, permitindo uma investigação numérica detalhada.

2.7.1. Equações para determinação do diâmetro médio das gotas

Os fenômenos físicos que envolvem o processo de atomização ainda não são suficientemente bem compreendidos de modo a permitir que os diâmetros médios sejam expressos em termos das grandezas de origem. Conseqüentemente, a maioria das investigações sobre as distribuições dos tamanhos das gotas produzidas na atomização são empíricas e resultam em equações que determinam o diâmetro médio das gotas a partir de levantamentos experimentais. As equações mais usuais são aquelas que exprimem o diâmetro médio da gota em função de grupos adimensionais como o número de Ohnesorge (Oh), definido através da Eq. (2.19):

$$Oh = \frac{We^{0.5}}{Re} \quad (2.19)$$

em que We é o número de Weber e Re é o número de Reynolds.

O Número de Weber expressa a razão entre a força de inércia e a força de tensão superficial, conforme Eq. (2.20):

$$We = \frac{\rho_L u_{gota}^2 D_b}{\sigma_L} \quad (2.20)$$

em que ρ_L é a massa específica do líquido, u_{gota} é a velocidade inicial da gota, D_b é o diâmetro do orifício de descarga do bocal e σ_L é a tensão superficial do líquido.

O Número de Reynolds (Re) expressa a razão entre a força de inércia e a força viscosa, conforme Eq. (2.21):

$$\text{Re} = \frac{\rho_L u_{\text{gota}} D_{\text{gota}}}{\mu_L} \quad (2.21)$$

em que D_{gota} é o diâmetro da gota e μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido.

A maioria das equações para a determinação do diâmetro médio das gotas, publicadas antes dos anos 70 trazem uma grande parcela de incerteza devido às deficiências dos métodos de medição na época. Mesmo as equações baseadas em dados experimentais, obtidos de forma criteriosa e precisa, devem ser empregadas apenas dentro das faixas de condições operacionais em que foram obtidas. Extrapolações dos limites das condições operacionais e das propriedades dos fluidos são temerosas, pois mudanças em qualquer uma das variáveis podem produzir alterações no modo da atomização.

Um resumo das equações encontradas na literatura, para a determinação do diâmetro médio da gota (SMD), é apresentado na Tab. 2.3, de acordo com o tipo do atomizador.

Tabela 2.3 – Equações para o cálculo do diâmetro médio das gotas
Adaptado de Lefebvre (1989)

Tipo de atomizador	Artigo	Equação	
Orifício plano	Elkothb (1982)	$SMD = 3,08 \nu_L^{0,385} (\sigma_L \rho_L)^{0,737} \rho_A^{0,06} \Delta P_L^{-0,54}$	(2.22)
	Radcliffe (1960)	$SMD = 7,3 \sigma_L^{0,6} \nu_L^{0,2} \dot{m}_L^{0,25} \Delta P_L^{-0,4}$	(2.23)
Pressure swirl	Jasuja (1979)	$SMD = 4,4 \sigma_L^{0,6} \nu_L^{0,16} \dot{m}_L^{0,22} \Delta P_L^{-0,43}$	(2.24)
	Lefebvre (1983)	$SMD = 2,25 \sigma_L^{0,25} \mu_L^{0,25} \dot{m}_L^{0,25} \Delta P_L^{-0,5} \rho_G^{-0,25}$	(2.25)
Fan spray	Snyder <i>et al.</i> (1989)	$\frac{SMD}{d_h} = 2,83 \left[\frac{\sigma_L \mu_L^2}{\rho_A d_h^3 \Delta P_L^2} \right] + 0,26 \left[\frac{\sigma_L \rho_L}{\rho_A d_h \Delta P_L} \right]^{0,25}$	(2.26)
Rotativo	Tanasawa <i>et al.</i> (1978)	$SMD = 0,119 \left[\frac{Q_L^{0,1} \sigma_L^{0,5}}{\vartheta d_d^{0,5} \rho_L^{0,4} \mu_L^{0,1}} \right]$	(2.27)
	Kayano e Kamiya (1978)	$SMD = 0,26 \vartheta^{-0,79} Q_L^{0,32} d_d^{-0,69} \sigma^{0,26} \rho_L^{-0,29} (1 + 1,027 \mu_L^{0,65})$	(2.28)
Assistidos por ar	Nukiyama e Tanasawa (1939)	$SMD = \frac{0,585}{u_R} \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{0,5} + 53 \left(\frac{\mu_L^2}{\sigma \rho_L} \right)^{0,225} \left(\frac{Q_L}{Q_A} \right)^{1,5}$	(2.29)

Na tabela 2.3, ν_L é a viscosidade cinemática do líquido [m²/s], σ_L é a tensão superficial do líquido [kg/s²], ρ_G é a massa específica do gás [kg/m³], \dot{m}_L é a vazão mássica de líquido [kg/s], ΔP_L é a pressão diferencial de injeção do líquido no bocal de atomização [Pa], μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido [kg/m.s], d é o diâmetro do orifício de descarga [m], d_h é o diâmetro hidráulico médio do orifício final de descarga³ [m], Q_L é a vazão volumétrica do líquido [m³/s], ϑ é a velocidade angular [rps], d_d é o diâmetro do disco [m] e u_R é a velocidade relativa entre o líquido e o gás [m/s].

³O diâmetro hidráulico médio é definido por $d_h = 4A_o/P$, onde A_o é a área da seção transversal do orifício de descarga e P é o comprimento do perímetro molhado.

Semião *et al.* (1996) apresentaram uma equação para a previsão do diâmetro médio das gotas produzidas por um atomizador turbo-*jet*, a partir das correlações disponíveis na literatura para atomizadores de pressão e turbo injetores. Segundo os autores, a correlação obtida se mostrou vantajosa para tal dispositivo. A análise dimensional associada aos dados experimentais obtidos pelos autores forneceu a Eq. (2.30):

$$\begin{aligned}
 SMD = 1580 & \left[\frac{\sigma_L}{\rho_G u_G^2 d} \right]^{0,5} d \left[\frac{\sigma_L}{\mu_L u_G} \right]^{0,55} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{-1} \\
 & \times \left[1 + \frac{1}{GLR} \right]^{0,5} + 166 \left[\frac{\mu_L}{\rho_L u_G d} \right]^{1,1} \\
 & \times \left[\frac{\sigma_L}{\rho_L u_G^2 d} \right]^{0,2} d \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,35} \left[1 + \frac{1}{GLR} \right]^{-0,48}
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

em que u_G é a velocidade do gás [m/s] e a sigla GLR designa a razão entre as massas de gás e de líquido.

Após investigar as características da nebulização, as propriedades do líquido atomizado e a distribuição do tamanho das gotas para uma ampla variação de vazões de líquido e gás em uma coluna de absorção, Tanigushi *et al.* (1997) obtiveram uma correlação para determinarem o diâmetro médio das gotas na saída de um bocal atomizador por pressão com diâmetro de orifício igual a 0,78 mm e formação de cone sólido. O diâmetro médio das gotas SMD foi estimado pela Eq. (2.31):

$$\frac{SMD}{D_b} = 0,14 + \frac{55,9}{We} + \frac{9660}{We^2} \tag{2.31}$$

onde D_b é o diâmetro do orifício do bocal de pressão [m] e We é o número de Weber.

Nonnenmacher e Piesche (2000), através de programas computacionais e experimentos desenvolveram um método para o cálculo do diâmetro das gotas para atomizadores de líquido em forma de cones ocos, em razão da geometria do dispositivo e da vazão. Os experimentos se concentraram na atomização de líquidos com viscosidade dinâmica entre 10^{-1} a 10^{-3} Pa.s, o raio do orifício de descarga variou entre 1,7 e 4,0 mm.

Bai, Zhang e Sun (2009) estudaram experimentalmente a injeção de um spray em fluxo cruzado com o gás. A avaliação foi realizada em um duto de seção transversal quadrada à temperatura e pressão ambientes sob diferentes números de Reynolds para o gás, que variou entre 12.900 a 45.000 e três diferentes ângulos de injeção, a saber, 60° , 90° e 120° . O bocal fornecia um ângulo de abertura de 80° e uma gota de diâmetro médio de $80 \mu\text{m}$.

De acordo com Makkinejad (2000), a distribuição do tamanho das gotas pode ser facilmente determinada sob condições laboratoriais. Conseqüentemente, as gotas produzidas podem ser conhecidas para diferentes vazões e suas respectivas pressões de atomização.

Diversas relações têm sido propostas para caracterizar a distribuição do tamanho das gotas de um spray, dentre as quais se destacam as funções de distribuição normal, log-normal, Nukiyama-Tanasawa, Rosin-Rammler e outras.

Em muitos cálculos de transferência de massa ou escoamentos é conveniente se trabalhar com as médias ou os diâmetros médios em substituição ao uso da DTG completa.

Um diâmetro médio de interesse para o presente trabalho é o diâmetro representativo SMD, Diâmetro Médio Sauter, empregado em processos de transferência de massa. Trata-se do diâmetro da gota cuja razão entre o volume e a área superficial é a mesma daquela do spray completo, sendo designado pelo símbolo D_{32} .

Pela revisão da literatura pesquisada, puderam ser identificados e selecionados fatores relevantes para o presente estudo, tais como, o diâmetro dos orifícios empregados em bocais atomizadores e a razão L/G. As publicações também revelaram faixas de operação usuais de diversos equipamentos para fins de comparação, dimensões construtivas e formas de avaliação das respostas.

A análise da literatura pesquisada mostrou, que apesar da complexidade dos fenômenos físicos e químicos que podem ocorrer no interior de um ciclone úmido, trata-se de um equipamento cuja gama de aplicação se revelou bastante versátil, uma vez pode ser empregado não somente para a coleta de partículas e para a absorção de gases, mas também para umidificação do ar. Adicionalmente, os artigos estudados indicaram também que as pesquisas continuam voltadas à busca de melhores rendimentos operacionais, entretanto, atualmente são utilizados métodos computacionais fluidodinâmicos, redes neurais e programas estatísticos como ferramentas que procuram otimizar e aumentar o desempenho dos equipamentos.

Considerando a elevada turbulência e a interação entre o gás e o líquido que podem ocorrer no interior do equipamento, espera-se que o ciclone úmido objeto desta proposta de pesquisa também possa ser utilizado no condicionamento de ambientes através da técnica do resfriamento evaporativo, pois, além de eliminar partículas do ar, ele também será capaz de reduzir a temperatura de bulbo seco e de umidificar o ar a ser insuflado nos locais de permanência do homem.

Capítulo 3

3. Materiais e Métodos

A seguir, são apresentados os detalhes do sistema experimental estudado bem como os equipamentos de medição e leitura que foram aparelhados ao ciclone úmido para a coleta, registro e análise dos dados. Neste capítulo também são apresentadas a seqüência de cálculo e o planejamento experimental.

Na primeira etapa deste trabalho, foi realizada a montagem do ciclone úmido e a instalação de seus instrumentos de medição para a leitura e coleta de dados. O planejamento fatorial foi a segunda etapa do presente trabalho. Esta etapa foi determinante na escolha dos fatores (variáveis de entrada) que afetam a resposta (variáveis de saída), por sua vez realizada com base na revisão bibliográfica prévia, fundamental também para a definição das variáveis monitoráveis. A terceira e última etapa foi dividida em três partes, a saber, a fabricação das pastilhas para os atomizadores, levantamento das vazões para cada pressão aplicada ao líquido e a elaboração do procedimento experimental a ser seguido em cada um dos testes, a fim de se obterem os resultados através da variação dos fatores de entrada.

Os parâmetros operacionais controlados foram a vazão do líquido (Q_L) e a vazão do gás (Q_G), que definem a razão líquido-gás (L/G). O parâmetro geométrico alterado foi o diâmetro do orifício da pastilha do atomizador (d). As respostas desejadas foram a eficiência de saturação, $E_s(\%)$, o número de unidades de transferência do gás, N_{IG} e a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa).

A razão L/G (razão entre as vazões de líquido e de gás) foi variada com o aumento da vazão de líquido no interior do resfriador ciclônico, enquanto a vazão de gás foi mantida constante a $0,5519 \text{ m}^3/\text{s}$, para manutenção do tempo de residência do gás no interior do ciclone.

3.1. Descrição do sistema experimental

O equipamento objeto do presente estudo é construído em plástico reforçado com fibra de vidro com base na geometria de um ciclone de grande diâmetro, denominado por Zajaczkowski (1971) de “Americano”, cujas relações entre as dimensões geométricas encontram-se ilustradas pela Fig. 2.28(d).

A fibra de vidro foi selecionada para fabricação do equipamento por se tratar de um material de elevada resistência mecânica e química. Apesar de seu alto custo de aquisição e exigir um molde para laminação das folhas de fibra, apresenta a vantagem de não requerer pintura, reduzindo os custos de manutenção do equipamento. O material utilizado na construção do ciclone objeto de estudo, poliéster insaturado, é preparado com resinas adequadas para possibilitar operações de tratamento de gases ácidos e alcalinos, sem sofrer o processo de corrosão.

O ciclone tipo americano foi escolhido para estudo, pois apesar de possuir um diâmetro maior e uma altura menor que os modelos de alta eficiência, fato que o torna menos eficiente na retenção de partículas devido à formação de espirais menos inclinadas, as relações entre sua altura e seu diâmetro o tornam mais compacto que os demais, adequando-o a ser utilizado em galpões industriais com pé direito baixo, edificações muito comuns no Brasil. Tal configuração também torna sua fabricação mais barata, com a redução no consumo dos materiais iniciais para a construção.

Para compensar a desvantagem da baixa eficiência na captação de partículas em relação aos ciclones clássicos, o corpo do ciclone americano é munido de um sistema de atomização de líquido cuja configuração atinge o gás de maneira cruzada.

O sistema experimental foi instalado nas dependências do galpão industrial da empresa Majew Engenharia Ltda. e está ilustrado esquematicamente na Fig. 3.1, juntamente com os instrumentos de medição nele aparelhados.

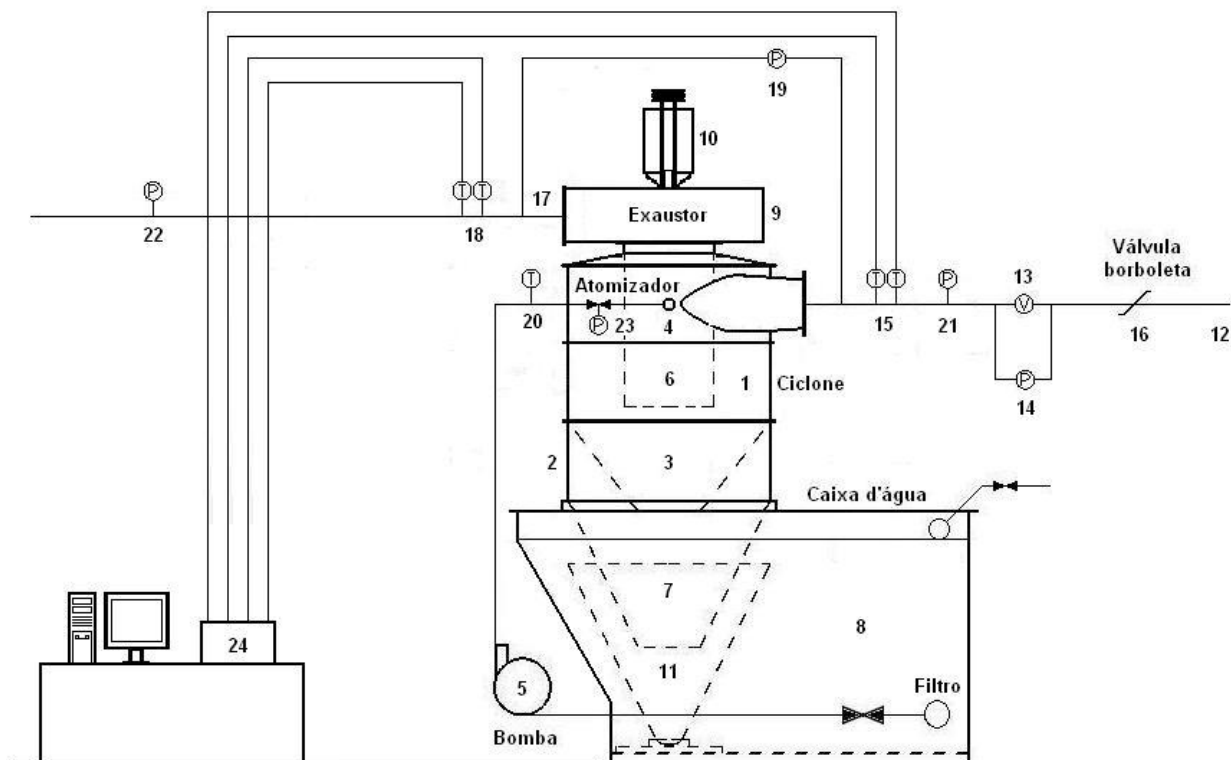


Figura 3.1 – Representação esquemática do ciclone úmido e seus equipamentos de medição

Legenda:

[1] Corpo cilíndrico	[10] Motor elétrico	[19] Manômetro U
[2] Módulo de altura	[11] Funil de desvio	[20] Termômetro
[3] Primeiro cone	[12] Duto de entrada	[21] Manômetro U
[4] Bocal atomizador	[13] Placa de orifício	[22] Manômetro U
[5] Bomba e Motor elétrico	[14] Manômetro U	[23] Manômetro Bourdon
[6] Duto de saída	[15] Termopares	[24] Indicador digital
[7] Segundo cone	[16] Válvula Borboleta	[V] – Medidor de vazão
[8] Caixa d' água	[17] Duto de saída	[P] – Medidor de pressão
[9] Exaustor	[18] Termopares	[T] – Medidor de temperatura

O corpo cilíndrico [1] ilustrado pela Fig. 3.2 possui um diâmetro de 900 mm sendo composto por três módulos independentes de 345 mm de altura [2]. Dessa forma, a altura total do corpo cilíndrico pode ser variada acrescentando-os ou retirando-os adequadamente. O módulo inferior tem a função de suportar o primeiro cone [3]. Os módulos são interligados por meio de parafusos nos flanges com juntas de borracha. Cada módulo possui quatro bocais atomizadores do tipo HV-14 [4], dispostos ortogonalmente entre si e dotados de manômetros tipo Bourdon, que são ligados ao circuito de água pressurizada por uma bomba [5]. O duto interno de saída do gás [6] possui um comprimento total de 725 mm e um diâmetro de 400 mm. No corpo cilíndrico há uma janela de inspeção. Nele também está instalado um manômetro U [19] para medição da perda de carga no sistema.



Figura 3.2 – Corpo cilíndrico do ciclone lavador

O primeiro cone [3], também construído em fibra de vidro, possui altura reduzida para favorecer o deslocamento do fluxo da água para o segundo cone [7], cujo fundo está mergulhado na água contida na caixa d' água de lavagem [8]. Dessa forma, a instalação oferece um selo de água dividindo a parte pressurizada da parte à pressão do ambiente.

A bomba [5] ilustrada pela Fig. 3.3 possui capacidade de vazão de água de $40 \text{ m}^3/\text{h}$ e 70 mca ($686,4 \text{ kPa}$), 3520 rpm e foi ligada diretamente ao eixo de um motor elétrico trifásico com potência de $7,5 \text{ kW}$, rendimento de 89% , rotação de 1760 rpm , tensão de 220 V e fator de potência de $0,84$.

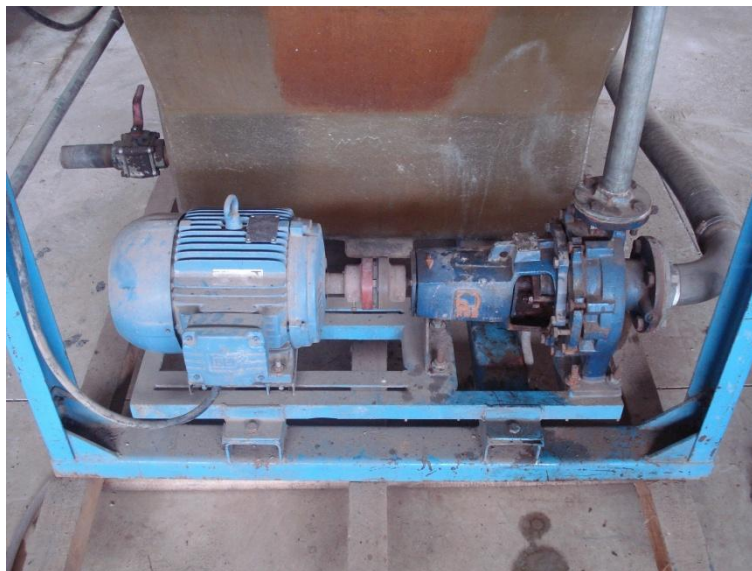


Figura 3.3 – Motor elétrico e bomba

O exaustor [9] ilustrado pela Fig. 3.4 possui capacidade de vazão de ar de $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ e pressão estática de 140 mmca ($1372,9 \text{ Pa}$), 1750 rpm , carcaça espiraloidal construída em chapa de aço carbono flangeada na sucção e na descarga e, sendo de acionamento indireto, é movido por meio de um motor elétrico trifásico com potência de $3,7 \text{ kW}$, rendimento de $84,6\%$, rotação de 1750 rpm , tensão de 220 V e fator de potência de $0,83$. O acionamento é feito por acoplamento de duas correias tipo V. Este exaustor, disposto na parte superior do ciclone, gera depressão e força o escoamento do ar para o interior do corpo cilíndrico.



Figura 3.4 – Exaustor

O ciclone úmido é montado sobre a caixa de contenção da água de lavagem [8], ilustrada pela Fig. 3.5, que possui dimensões úteis de 2,04 m de comprimento, 1,08 m de largura e 1,16 m de altura. O sistema de bombeamento [5] alimenta os bocais [4] que atomizam a água no interior do corpo do ciclone [1]. Após a nebulização, a água é conduzida para a caixa de coleta, local onde também ocorre a separação das partículas por meio de decantação, ou seja, pela força da gravidade.



Figura 3.5 – Caixa de contenção e funil de desvio

A caixa de contenção [8] é composta por dois elementos básicos também executados em fibra de vidro. O primeiro elemento é a caixa propriamente dita e a sua respectiva tampa para oferecer sustentação ao ciclone úmido. O segundo elemento, montado no interior da caixa, é o funil de desvio do fluxo de água [11] e de sedimentação das partículas.

O duto para a tomada do ar externo [12] possui 3,30 m de comprimento, um diâmetro de 0,2 m e foi construído em plástico PVC. Nele foi instalada uma placa de orifício construída segundo a norma ISO-5167 [13] e um manômetro em U [14] para a medição de vazão de ar no ciclone. Na entrada do referido tubo, há uma válvula borboleta [16] para alteração da vazão do ar de entrada e um local para a instalação de termopares para medições das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido [15]. A boca de saída do exaustor é retangular, com as dimensões de 0,32 m largura e 0,43 m de comprimento, transfigurando-se posteriormente para um duto circular de 0,30 m de diâmetro [17]. Nesta tubulação há um local para a instalação de termopares [18] e um ponto para a tomada de amostras do ar.

As estruturas de sustentação do ciclone e do exaustor são independentes. Suas funções são a de auxiliar a montagem do equipamento e a de eliminar vibrações, quando da operação do sistema. A estrutura é executada em viga U de aço carbono, com dimensões de 100 mm x 50 mm x 1/8". Suas peças são parafusadas, pintadas e protegidas com tinta anti-corrosiva e tinta a óleo.

A figura 3.6 apresenta vista geral do ciclone úmido objeto da presente pesquisa, munido de seus instrumentos de medição.



Figura 3.6 – Vista geral do resfriador ciclônico

O Apêndice A desta dissertação de mestrado apresenta os desenhos técnicos com o detalhamento das dimensões do resfriador ciclônico objeto.

3.2. Metodologia Experimental

A seguir, são descritos e apresentados os detalhes dos instrumentos de medição que foram instalados no sistema experimental bem como os procedimentos realizados para determinar a vazão em volume do líquido atomizado, a vazão em volume de gás tratado, as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar, a pressão de operação na entrada e na saída do sistema, a perda de carga no sistema e a pressão atmosférica local.

A realização dos ensaios objetivando o estudo experimental do resfriador ciclônico no condicionamento de ar exigiu o conhecimento prévio das características dos instrumentos de medição que foram utilizados no levantamento dos dados.

3.2.1. Determinação da vazão de líquido nos bocais atomizadores

Para a atomização do líquido no interior do corpo cilíndrico do ciclone, foi utilizado um bocal atomizador por pressão, do tipo HV-14, fabricado pela empresa Tyco International Ltd. Company, cujo catálogo integra o Anexo A da presente dissertação. Este dispositivo foi escolhido para a construção do equipamento não somente por questões econômicas, mas também devido à sua simplicidade face aos atomizadores rotativos e por não consumir ar comprimido e energia elétrica, como os atomizadores assistidos por ar.

A figura 3.7 ilustra o corpo do atomizador tipo HV-14. Este atomizador consta de um orifício circular de saída precedido de uma pré-câmara dentro da qual, quatro orifícios injetam o líquido. Ao girar no interior da pré-câmara, o líquido cria um núcleo de ar, que se estende desde o fundo da câmara até o orifício de descarga. O líquido que emerge do orifício do bocal é descarregado na forma de um jato cônico ôco e nebulizado em alta velocidade no interior da seção cilíndrica do resfriador ciclônico. O corpo do dispositivo é de latão e possui um filtro para manter os orifícios livres de matérias estranhas.



Figura 3.7– Dispositivo atomizador modelo HV-14
(Adaptado de Tyco, 1994)

A tabela 3.1 apresenta as dimensões em mm do corpo do bocal atomizador, do tipo HV-14, ilustrado na Fig. 3.7.

Tabela 3.1 – Especificações técnicas do corpo do atomizador
(Adaptado de Tyco, 1994)

Tipo do atomizador	Dimensões (mm)				
	A	B	C	D	E
HV-14	47,1	41,9	38,1	33,0	11,0

Cada bocal instalado no ciclone úmido possui uma pastilha (*swirlplate*) dotada de quatro orifícios. Estas peças, quando acopladas no interior da câmara de turbulência, são responsáveis pela atomização da água. Um desenho esquemático da pastilha encontra-se na Fig. 3.8, que também apresenta suas principais dimensões.

A fabricação das pastilhas com os diâmetros dos orifícios previstos pelo planejamento experimental foi limitada em razão do diâmetro da própria pastilha, da necessidade de uma matriz para produção em série de tais insertos, dificuldades de usinagem do metal e, finalmente, em função da limitação dos recursos financeiros.

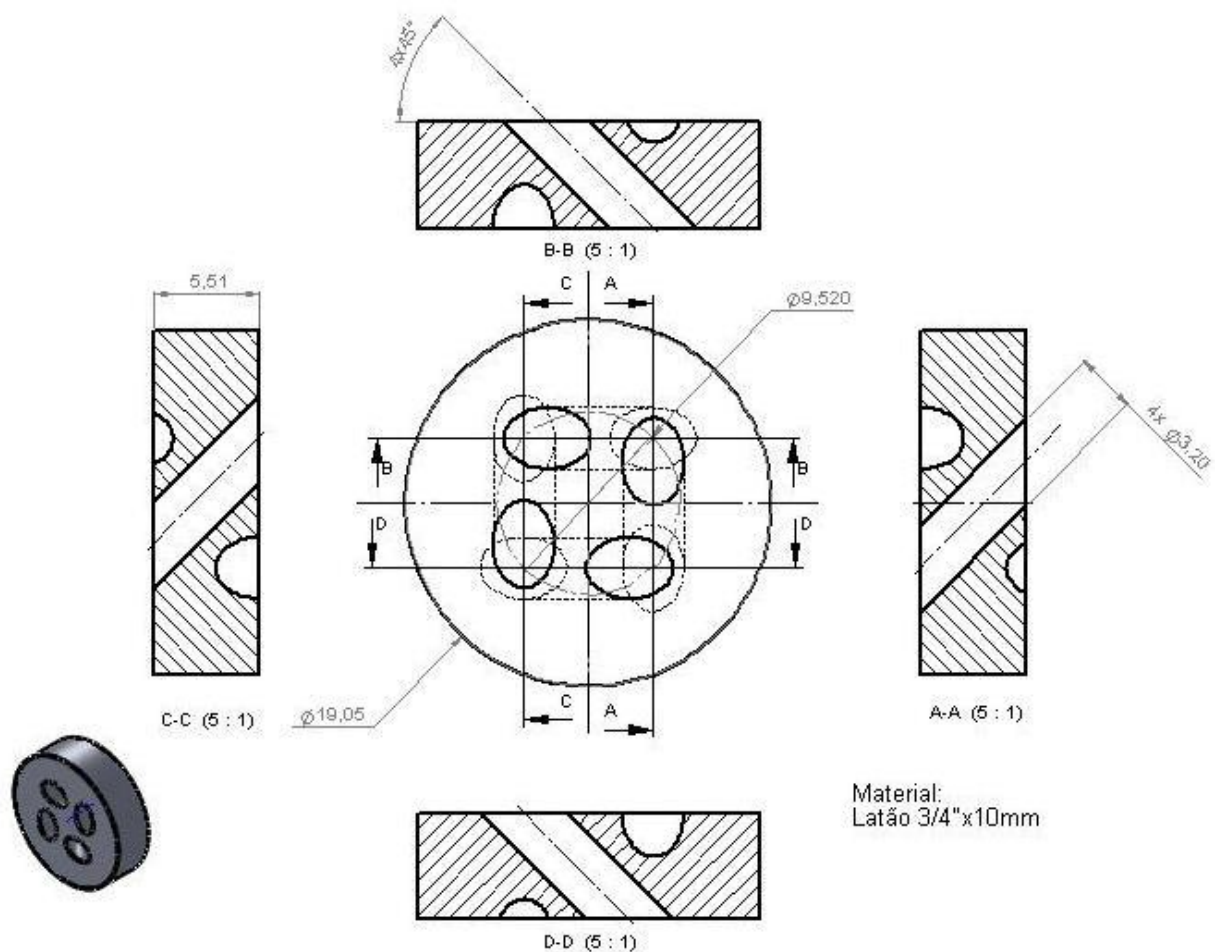


Figura 3.8 – Características geométricas das pastilhas (Dimensões em mm)

Em se tratando de uma pesquisa cujo projeto previu como fator de influência o diâmetro do orifício do dispositivo atomizador, foram fabricadas pastilhas cujos orifícios possuíam as dimensões apresentadas pela Tab. 3.2, segundo os níveis de variação estabelecidos pelo planejamento experimental.

Tabela 3.2 – Diâmetro do orifício das pastilhas

Variável independente	Níveis de variação		
	-1	0	+1
Diâmetro do orifício (d - mm)	2,8	3,2	3,6

O Apêndice C contempla os valores das vazões dos bocais para cada diâmetro de orifício.

3.2.2. Determinação da vazão do gás

A vazão do gás foi medida pelo diferencial de pressão em uma placa de orifício instalada em um flange da tubulação de entrada. Seu elemento primário foi construído em plástico acrílico com base na norma ISO-5167 (ISO-5167, 1989). O elemento secundário incluiu as tomadas de pressão do tipo D – D/2 fabricadas em latão, as quais foram rosqueadas junto ao duto de entrada do gás e conectadas por meio de duas mangueiras a um manômetro diferencial U, com escala de até 250 mm cujo líquido manométrico utilizado foi a água.

A figura 3.10 ilustra um diagrama esquemático da instalação da placa de orifício no duto de captação do gás, com tomadas do tipo D – D/2.

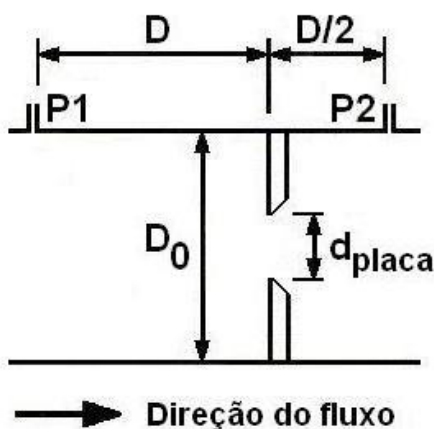


Figura 3.9 – Diagrama esquemático da placa de orifício
Adaptado de <http://www.lmnoeng.com/Flow/OrificeGas.htm> (acesso em 11/03/2008)

O elemento primário utilizado para a medição da vazão de ar tem suas dimensões apresentadas na Tab. 3.3. A placa em questão foi instalada no duto de captação do ar, a uma distância de 2,305 m da entrada em concordância com as exigências da norma ISO 5167 (ISO-5167, 1989) para medidas de escoamento em tubos cilíndricos, sem necessidade de calibração.

**Tabela 3.3 – Dados geométricos da placa de orifício
(ISO, 1989)**

Símbolo	Descrição	Dimensão
D_{ext}	Diâmetro externo da placa	300 mm
d_{placa}	Diâmetro do orifício da placa	145 mm
D_0	Diâmetro do duto de entrada do gás	200 mm
β	Razão entre os diâmetros (d_{placa}/D_0)	0,725
e	Espessura	10 mm

Para o cálculo das vazões em função da perda de carga na placa apresentada pelo manômetro em U foi desenvolvida uma planilha em aplicativo Excel, baseada na mesma norma.

O Apêndice D da presente dissertação apresenta as equações empregadas bem como o detalhamento do cálculo efetuado.

3.2.3. Determinação das temperaturas do gás

Para a determinação das propriedades do ar, antes e após o processo de umidificação, foram realizadas as leituras de pressão, temperatura de bulbo seco (T_{bs}) e de bulbo úmido (T_{bu}) das correntes de ar entrando e saindo do ciclone. Os sensores foram previamente calibrados por meio de um termômetro padrão. A medição das temperaturas foi realizada através de termopares tipo T (cobre/constantan) com proteção metálica e conectores compensados, instalados em quatro pontos distintos: dois no duto de captação de ar e dois no duto de exaustão, todos ligados a um indicador de temperatura digital multicanal, modelo CSC-99, fabricado pela Contemp Indústria e Comércio de Serviços Ltda.

As curvas de calibração dos termopares estão mostradas no Apêndice B.

3.2.4. Determinação da perda de carga

A medição da perda de carga no sistema foi efetuada através da leitura de um manômetro diferencial U com escala de até 1000 mm, contendo água como fluido manométrico, conectado à entrada e à saída do equipamento. A incerteza da leitura de pressão é de $\pm 1,0$ mm.

3.2.5. Determinação da pressão atmosférica

A medição da pressão atmosférica local foi efetuada através da leitura de um manômetro diferencial U, com escala de até 1000 mm e incerteza de $\pm 1,0$ mm, preenchido com mercúrio como líquido manométrico.

3.2.6. Determinação da pressão de operação

As pressões do gás na entrada e na saída do ciclone foram medidas através da leitura de um manômetro diferencial U, com escala de até 1000 mm e incerteza de $\pm 1,0$ mm, preenchido com água como líquido manométrico.

3.2.7. Resumo da instrumentação instalada

A tabela 3.4 apresenta um resumo dos instrumentos instalados e utilizados para a coleta de dados no ciclone úmido e necessários para o levantamento das características e propriedades do gás.

Tabela 3.4 – Instrumentos de medição aparelhados no resfriador ciclônico

Variável monitorada	Instrumento	Características	Incerteza
Pressão de atomização do líquido	Manômetro Bourdon	Pressão máxima: 7,0 bar	$\pm 1 \%$
Vazão do gás	Placa de orifício	Diâmetro da placa: 300 mm Diâmetro do orifício: 145 mm	$\pm 1,0 \text{ mm}$
	Manômetro U	Coluna de água Pressão máxima: 250 mmca	$\pm 1,0 \text{ mm}$
Temperatura de bulbo seco e bulbo úmido do gás na entrada	Termopar bulbo seco	Tipo T	$\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (0,75%)
	Termopar bulbo úmido		
Temperatura de bulbo seco e bulbo úmido do gás na saída	Termopar bulbo seco	Tipo T	$\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (0,75%)
	Termopar bulbo úmido		
Temperatura do líquido no reservatório	Termômetro	Industrial	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Perda de carga no sistema	Manômetro U	Coluna de água Pressão máxima: 1000 mm ca	$\pm 1,0 \text{ mm}$
Pressão atmosférica	Manômetro U	Coluna de mercúrio	$\pm 1,0 \text{ mm}$
Pressão do gás na entrada do ciclone lavador	Manômetro U	Coluna de água Pressão máxima: 1000 mmca	$\pm 1,0 \text{ mm}$
Pressão do gás na saída do resfriador ciclônico	Manômetro U	Coluna de água Pressão máxima: 1000 mmca	$\pm 1,0 \text{ mm}$

3.3. Seqüência de Medições

Após o sistema atingir regime permanente, foram realizadas as leituras manométricas da perda de carga na placa de orifício, para a determinação da vazão volumétrica de ar, da perda de carga no sistema e as pressões de operação. Em seguida, foram feitas as leituras das temperaturas de bulbo seco e úmido na entrada e na saída do ciclone lavador. Os dados foram compilados em uma planilha apropriada, que contemplava lacunas para o cálculo das propriedades físicas do ar, a saber, umidade relativa, razão de umidade, entalpia, volume específico e massa específica, todas em função da massa de ar seco. Para a água de lavagem, foram efetuadas as leituras da pressão de nebulização e da temperatura.

Os dados anteriormente citados propiciaram o cálculo das propriedades físicas do gás na entrada e na saída do sistema experimental, a vazão mássica de ar seco, considerada constante, a variação da temperatura e a variação da razão de umidade.

Para os cálculos das propriedades do gás, na entrada e na saída do sistema, foram consideradas as seguintes hipóteses de operação:

- O ar foi considerado como uma mistura de gases ideais;
- Para a avaliação da razão de umidade, a temperatura de bulbo úmido foi utilizada no lugar da temperatura adiabática de saturação;
- Variações de energia cinética e potencial foram desprezadas;
- Não ocorreu troca de calor do gás com as vizinhanças.

3.4. Metodologia de cálculo

3.4.1. Vazão de gás

A partir da leitura da queda de pressão no manômetro de tubo em “U”, instalado no duto de entrada, calculou-se a vazão em massa de ar de acordo com a formulação estabelecida pela norma ISO 5167 – 1998.

$$q_m = \varepsilon C \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \frac{\pi D_0^2}{4} \sqrt{2 \rho_G \Delta P_{placa}} \quad (3.1)$$

onde ρ_G é a massa específica do gás nas condições do escoamento [kg/m^3], ΔP_{placa} é a diferença de pressão medida nas tomadas de pressão do elemento primário [Pa], D_0 é o diâmetro do duto de entrada do gás [m], β é a razão entre o diâmetro do orifício da placa e o diâmetro do duto de entrada do gás nas condições de operação, ε é o fator de expansão e C é o coeficiente de descarga.

3.4.2. Vazão de líquido nos bocais atomizadores

A vazão de líquido foi obtida após a confecção do gráfico em função da pressão lida no manômetro de Bourdon. A equação que melhor se ajustou, para cada diâmetro de orifício, é apresentada na Tab. 3.5:

Tabela 3.5 – Equação para determinação da vazão de líquido para cada diâmetro de orifício

Diâmetro do orifício - d (mm)	Equação		
2,80	$Q_L = 0,3526 \Delta P_L^{0,4206}$	$R^2 = 0,998$	(3.2)
3,20	$Q_L = 0,4116 \Delta P_L^{0,4947}$	$R^2 = 0,995$	(3.3)
3,60	$Q_L = 0,4909 \Delta P_L^{0,4444}$	$R^2 = 0,998$	(3.4)

3.4.3. Determinação das propriedades do gás

As propriedades do gás na entrada e na saída do sistema experimental foram determinadas após a leitura das pressões de operação e das temperaturas de bulbo seco e úmido.

Razão de Umidade

Para o cálculo da razão entre a massa de vapor d'água no ar atmosférico, m_v , por unidade de massa de ar seco, m_a , foi utilizada a Eq. (3.5), conforme Moran *et al.* (2005).

$$\omega = \frac{h_a(T_{as}) - h_a(T_{bs}) + \omega_{as} [h_g(T_{as}) - h_f(T_{as})]}{h_g(T_{bs}) - h_f(T_{as})} \quad (3.5)$$

onde $h_a(T_{as})$ é a entalpia específica do ar seco na temperatura de saturação [kJ/kg_a], $h_a(T_{bs})$ é a entalpia específica do ar seco avaliada na temperatura de bulbo seco da mistura [kJ/kg_a], $h_g(T_{as})$ é a entalpia do vapor d'água correspondente à temperatura de saturação [kJ/kg], $h_f(T_{as})$ é a entalpia da água líquida correspondente à temperatura de saturação [kJ/kg], ambas obtidas a partir de tabelas de vapor, $h_g(T_{bs})$ é a entalpia do vapor saturado correspondente à temperatura da mistura [kJ/kg] e ω_{as} é a razão de umidade do ar saturado na temperatura de saturação adiabática [kg_v/kg_a].

Pressão de vapor

Realizada a leitura da pressão atmosférica no manômetro U de coluna de mercúrio (P_b), para o cálculo da pressão de vapor p_v foi utilizada a Eq. (3.6), conforme Moran *et al.* (2005):

$$p_v = \frac{\omega P}{\omega + 0,622} \quad (3.6)$$

em que P é a pressão total da mistura [Pa] e ω é a razão de umidade [kg_v/kg_a].

Umidade relativa

Para o cálculo da umidade relativa foi utilizada a Eq. (3.7), conforme Moran *et al.* (2005).

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \Big|_{t,p} \quad (3.7)$$

em que p_v é a pressão parcial do vapor d'água [Pa] e p_g é a pressão parcial do vapor d'água na saturação [Pa].

Volume específico

A razão entre o volume ocupado pela mistura e a massa de ar seco foi calculada segundo Moreira (1999):

$$v = 0,2871 \frac{T_{bs}}{P - p_v} \quad (3.8)$$

onde T_{bs} é a temperatura de bulbo seco [°C], p_v é a pressão parcial do vapor d'água [Pa] e P é a pressão total da mistura [Pa].

Entalpia específica

A entalpia da mistura por unidade de massa de ar seco foi calculada através da Eq. (3.9):

$$h = h_a + \omega h_v \quad (3.9)$$

onde h_a é a entalpia específica do ar seco [kJ/kg_a], ω é a razão de umidade [kg_v/kg_a] e h_v é a entalpia específica do vapor d'água, [kJ/kg_v]. Admitiu-se que h_v é igual à entalpia do vapor de água saturado na temperatura do ar, conforme sugerido por Moran e Shapiro (2005).

3.4.4. Determinação da vazão mássica de ar seco

A vazão mássica de ar seco [kg_a/s] foi calculada através da Eq. (3.10):

$$\dot{m}_a = \frac{Q_G}{v} \quad (3.10)$$

em que Q_G representa a vazão volumétrica do gás [m³/s] e v o volume específico do ar na entrada do ciclone [m³/kg_a].

3.4.5. Eficiência de saturação

A eficiência de saturação $E_s(\%)$, ou resfriamento, foi determinada através da Eq. (2.10), segundo Kaiser *et al.* (2004) e Qiu Riffat (2006):

$$E_s = \frac{(T_{bs,e} - T_{bs,s})}{(T_{bs,e} - T_{bu,e})} \quad (3.11)$$

onde $T_{bs,e}$ é a temperatura de bulbo seco do ar na entrada [°C], $T_{bs,s}$ é a temperatura de bulbo seco do ar na saída [°C] e $T_{bu,e}$ é a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada [°C].

3.4.6. Número de unidades de transferência

O número de unidades de transferência do gás N_{tG} , foi determinada através da Eq. (2.16), de acordo com Treybal (1980):

$$N_{tG} = \ln \frac{\omega_{as} - \omega_e}{\omega_{as} - \omega_s} \quad (3.12)$$

em que ω_e é a razão de umidade na entrada [kg_v/kg_a], ω_s é a razão de umidade na saída [kg_v/kg_a] e ω_{as} é a razão de umidade do ar saturado na temperatura de saturação adiabática [kg_v/kg_a].

3.4.7. Perda de carga no sistema

A perda de carga no sistema é obtida através da leitura da altura da coluna do fluido manométrico h_{col} [m], conforme descrito no item 3.2.4, e aplicação da Eq. (3.13):

$$\Delta P_{sis} = \rho_{H2O} g h_{col} \quad (3.13)$$

em que ρ_{H2O} é a massa específica da água (fluido manométrico) e g é a aceleração da gravidade.

3.4.8. Velocidade do gás na entrada do ciclone lavador

A velocidade média do gás na entrada do equipamento pode ser calculada pela Eq. (3.14), considerando-se o escoamento unidimensional e uniforme na seção, conforme Brunetti (2007):

$$u_G = \frac{Q_G}{A_{cic}} \quad (3.14)$$

onde Q_G é a vazão volumétrica do gás [m^3/s] e A_{cic} é a área da seção transversal do duto de aspiração do gás [m^2].

3.4.9. Velocidade do líquido

Considerado como um fluido incompressível, a velocidade média do líquido em cada orifício da pastilha, pode ser calculada pela Eq. (3.15):

$$u_L = \frac{Q_L}{n_{orif} A_{orif}} \quad (3.15)$$

onde Q_L é a vazão volumétrica do líquido [m^3/s], n_{orif} é o número de orifícios da pastilha do bocal atomizador e A_{orif} é a área da seção transversal do orifício do atomizador [m^2].

3.4.10. Diâmetro das gotas

Para estimativa do diâmetro médio de gota Sauter foi empregada a Eq. (2.25) apresentada no Capítulo 2, aplicável ao tipo de bocal escolhido para o presente estudo. Sua aplicação se justifica na medida em que tal correlação considera o efeito da massa específica do gás:

$$SMD = 2,25 \sigma_L^{0,25} \mu_L^{0,25} \dot{m}_L^{0,25} \Delta P_L^{-0,5} \rho_G^{-0,25} \quad (3.16)$$

em que σ_L é a tensão superficial do líquido [kg/s^2], μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido [kg/ms], \dot{m}_L é a vazão mássica de líquido [kg/s] e ΔP_L é a pressão diferencial de injeção do líquido no bocal de atomização [Pa] e ρ_G é a massa específica do gás [kg/m^3].

3.4.11. Área de interface das gotas

Estimativas aproximadas das áreas de interface das gotas geradas, Ai_{gotas} [m^2/s], foram obtidas efetuando-se o produto entre o número de gotas produzidas na atomização e a área superficial da gota média. Trata-se apenas de um parâmetro comparativo, que não reproduz a realidade.

O número total de gotas produzidas por segundo, N_{gotas} , é fornecido através da Eq. (2.11), segundo Kachhwaha *et al.* (1998):

$$N_{\text{gotas}} = \frac{6 Q_L}{\pi D_{\text{gota}}^3} \quad (3.17)$$

em que Q_L é a vazão de líquido no bocal [m^3/s] e D_{gota} é o diâmetro da gota [m] definida pela Eq. (3.16).

A área superficial da gota média A_{gota} [m²] é fornecida pela Eq. (3.18):

$$A_{gota} = 4\pi \left(\frac{D_{gota}}{2} \right)^2 \quad (3.18)$$

A expressão resultante para a estimativa da área de interface das gotas, $A_{i_{gotas}}$ [m²/s], é a Eq. (3.19):

$$A_{i_{gotas}} = \frac{6 Q_L}{D_{gota}} \quad (3.19)$$

na qual Q_L é a vazão volumétrica de líquido no bocal [m³/s] e D_{gota} é o diâmetro da gota [m] definida pela Eq. (3.16).

3.5. Planejamento experimental

A metodologia da superfície de resposta, ou MSR, é uma coleção de técnicas matemáticas e estatísticas que são úteis para a modelagem e análise nas aplicações em que a resposta de interesse sofre a influência de vários fatores. O objetivo do método é otimizar essa resposta (Montgomery e Runger, 2008) permitindo a representação dos resultados na forma de uma figura tridimensional.

Além disso, traz como benefícios a redução do número de ensaios, sem prejuízo da qualidade de informação; possibilidade do estudo simultâneo de diversas variáveis; a determinação da confiabilidade dos resultados; a representação do processo estudado através de expressões matemáticas; a elaboração de conclusões a partir de resultados qualitativos, entre outros (Button, 2005).

A primeira etapa na MSR é encontrar uma aproximação adequada para a relação verdadeira entre a resposta e as variáveis independentes, a qual pode ser um modelo de primeira ou de segunda ordem, quando do aparecimento de curvatura no sistema. Os parâmetros das aproximações polinomiais são estimados através do método dos mínimos quadrados. O objetivo final do MSR é determinar as condições operacionais ótimas para o sistema ou determinar uma região no espaço fatorial, em que as especificações operacionais sejam satisfeitas.

Segundo Neto, Scarmino e Bruns (2003), um planejamento composto central para dois fatores é formado por três partes, a saber, (i) uma parte chamada de fatorial ou cúbica, com pontos correspondentes aos níveis das coordenadas -1 e +1, (ii) uma parte axial, ou em estrela, formada por pontos em que um dos níveis das coordenadas é nulo e o outro é igual a um certo valor α (ou $-\alpha$) e, finalmente, (iii) uma parte central formada por pontos em que todos os níveis das coordenadas são nulos. O valor de α costuma ficar entre 1 e \sqrt{k} , onde k representa o número de variáveis independentes.

Neste trabalho foi utilizado o delineamento composto central do tipo 2^2 , para duas variáveis independentes, com a adição de pontos centrais e axiais no espaço experimental de acordo com Box, Hunter e Hunter (1978) e Neto, Scarmino e Bruns (2003). Procurou-se através dessa metodologia, estudar o efeito das variáveis de entrada e realizar a validação experimental através de um ensaio adicional.

Para tal, da forma como proposta por Montgomery (2001), foram investigadas todas as combinações possíveis dos níveis de cada variável. Tal combinação é apresentada na tabela 3.7, também denominada matriz de planejamento. Dessa forma, é possível avaliar quando o efeito de uma variável depende do nível das outras variáveis e se haverá interação entre essas variáveis. A série de experimentos constou de quatro ensaios fatoriais, quatro ensaios axiais com a inclusão de cinco repetições no ponto central (PC) e definidos através da estratégia $2^2 + 2k + PC$.

A escolha dos fatores (variáveis de entrada) que afetam a resposta (variáveis de saída) foi realizada com base na revisão bibliográfica, fundamental também para a definição das variáveis monitoráveis. Dessa forma, foram estabelecidas as seguintes variáveis:

- Variáveis de entrada:
 - Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador (d);
 - Razão entre a vazão de líquido e a vazão do gás (L/G).
- Variáveis monitoráveis:
 - Pressão barométrica, (P_b);
 - Pressão do gás na entrada do sistema experimental, ($P_{g,e}$);
 - Temperaturas de bulbo seco ($T_{bs,e}$) e bulbo úmido ($T_{bu,e}$) do ar na entrada;
 - Pressão do gás na saída do sistema experimental, ($P_{g,s}$);
 - Temperaturas de bulbo seco ($T_{bs,s}$) e bulbo úmido ($T_{bu,s}$) do ar na saída;

As respostas de interesse foram a eficiência de saturação, (E_s), o número de unidades de transferência do gás, (N_{IG}), e a perda de carga no sistema, (ΔP_{sis}) definidas através da revisão bibliográfica:

- Variáveis de resposta:
 - Eficiência de Saturação, (E_s):
 - Número de Unidades de Transferência do Gás, (N_{IG}):
 - Perda de Carga no Sistema, (ΔP_{sis}):

A tabela 3.6 apresenta os valores estabelecidos para as variáveis de entrada selecionadas, isto é, o diâmetro do orifício da pastilha do bocal atomizador e a razão líquido gás. Estes valores são próprios para ciclones úmidos e lavadores de gases e foram definidos em função das características e das limitações do conjunto experimental.

Tabela 3.6 – Variáveis e níveis dos fatores considerados no planejamento experimental

Variável independente		Níveis de variação das coordenadas		
		-1	0	+1
1 - d	Diâmetro do orifício da pastilha, (mm)	2,8	3,2	3,6
2 - L/G	Razão líquido-gás, (L/m ³)	0,65	0,71	0,76

De acordo com Montgomery e Runger (2008), a codificação das variáveis em níveis, com os valores apresentados na Tab. 3.6, tem por finalidade a simplificação dos cálculos, além disso, os valores codificados têm o apelo de um coeficiente de contraste ortogonal, essencial na estimativa da influência dos parâmetros e na construção das superfícies de respostas.

A codificação da variável independente x_i é obtida através da Eq. (3.20):

$$x_i = \frac{v_i - \bar{x}}{\delta} \quad (3.20)$$

em que v_i denota a variável independente, \bar{x} é o valor médio da variável independente e δ é a diferença entre os níveis das coordenadas.

Na tabela 3.7 também constam as variáveis de interesse do presente estudo, cujas lacunas de resposta são úteis para a análise dos efeitos. Nela se observa que, para o caso em tela, foram planejados treze ensaios, sendo quatro referentes ao planejamento fatorial completo 2^k ($k = 2$), quatro relativos aos ensaios axiais e cinco repetições no ponto central.

Tabela 3.7 – Planejamento estatístico dos experimentos no resfriador ciclônico

Ensaio	Fatores codificados		Fatores reais		Respostas		
	d	L/G	d (mm)	L/G (L/m ³)	E_s (%)	N_{IG} (adimensional)	ΔP_{sis} (Pa)
Ensaio fatoriais	01	-1	-1	2,8	0,65		
	02	1	-1	3,6	0,65		
	03	-1	1	2,8	0,76		
	04	1	1	3,6	0,76		
Ensaio axiais	05	-1	0	2,8	0,71		
	06	1	0	3,6	0,71		
	07	0	-1	3,2	0,65		
	08	0	1	3,2	0,76		
Ensaio centrais	09	0	0	3,2	0,71		
	10	0	0	3,2	0,71		
	11	0	0	3,2	0,71		
	12	0	0	3,2	0,71		
	13	0	0	3,2	0,71		

Neste trabalho os efeitos principais e as interações foram calculados através dos programas computacionais Minitab versão 15 e Statistica versão 7.0.

Por intermédio da rotina experimental e da metodologia de cálculo apresentadas neste capítulo, obtiveram-se os resultados experimentais objetivados no presente estudo cuja análise é exposta no Capítulo 4.

Capítulo 4

4. Resultados e Discussão

Os resultados obtidos a partir dos ensaios, as observações experimentais, a análise estatística das respostas fornecidas pelos experimentos realizados, assim como as comparações com os dados pesquisados através da revisão bibliográfica são discutidos neste capítulo.

Primeiramente, são mostrados os valores médios das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar, que foram medidas na entrada e na saída do sistema experimental. São mostrados também os valores da razão de umidade e da entalpia que foram calculados em conformidade com a metodologia de cálculo descrita no Capítulo 3, com base no valor da pressão atmosférica registrada no local, durante os ensaios experimentais.

Em seguida é apresentada a matriz de planejamento completa com as variáveis estudadas, as respostas e a análise estatística das variáveis de desempenho escolhidas para avaliação do sistema experimental, isto é, a eficiência de saturação (E_s), o número de unidades de transferência do gás (N_{TG}) e a perda de carga no sistema (ΔP_{sis}). Posteriormente, é efetuada uma breve comparação entre os resultados obtidos com a presente pesquisa e os resultados apresentados na literatura.

Na seqüência, para cada resposta, é apresentado o estudo estatístico que foi dividido em quatro etapas, a saber:

- Análise dos efeitos e estimativa dos coeficientes;
- Exame da significância e da magnitude dos efeitos principais e da interação;
- Descrição matemática do modelo codificado; e
- Apresentação gráfica das superfícies de respostas.

O estudo contempla também a validação dos modelos matemáticos para cada resposta, obtidos considerando-se um intervalo de confiança de 95% e P-valor igual a 0,05, sendo todos aplicáveis para a faixa estudada, isto é, $2,8 < d < 3,6$ mm e $0,65 < L/G < 0,76$ L/m³.

Os parâmetros operacionais e as propriedades psicrométricas que resultaram da série de experimentos são apresentados no Apêndice F. Para visualização do processo de resfriamento evaporativo ocorrido em cada ensaio, as médias dos resultados foram graficadas em diagramas psicrométricos, segundo as condições de operação estabelecidas pelo planejamento experimental.

Neste estudo, foi considerado que a razão L/G (razão entre as vazões de líquido e de gás) é um importante parâmetro para avaliar o desempenho do sistema experimental, não somente do ponto de vista econômico, mas também ambiental, tendo em vista que a operação realizada pelo equipamento consome água limpa.

4.1. Matriz de Planejamento Completa e Respostas

A tabela 4.1 apresenta o valor médio das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar, que foram medidas na entrada e na saída do sistema experimental ao passo que a Tab. 4.2 mostra os valores da razão de umidade e da entalpia calculados com base no valor da pressão atmosférica registrada no local, durante os ensaios experimentais.

A tabela 4.3 mostra as condições operacionais, os valores obtidos para cada resposta e o projeto estatístico, conforme descrito no item 3.5. Os testes mostrados na Tab. 4.3 foram realizados de maneira aleatória, definidas mediante sorteio. Os valores das respostas nessa tabela representam a média de cinco repetições realizadas para cada ensaio.

A incerteza experimental na medida das temperaturas fornecidas pelo conjunto dos termopares é mostrada no Apêndice B, ao passo que a incerteza na medida da perda de carga no sistema e da vazão de gás foi calculada de acordo com Holman (1994), como demonstrado no Apêndice G.

Tabela 4.1 – Média dos valores medidos

		Valores medidos					
Ensaio		P_{atm} (kPa)	$T_{bs,e}$ (°C)	$T_{bu,e}$ (°C)	$T_{bs,s}$ (°C)	$T_{bu,s}$ (°C)	h_{col} (mmH ₂ O)
Ensaio fatoriais	01	101,0	32,2	20,2	25,4	22,4	176,0
	02	101,0	33,0	20,8	27,4	21,2	176,0
	03	102,5	36,0	21,0	28,0	22,7	170,0
	04	101,0	31,9	20,5	24,8	22,2	176,0
Ensaio axiais	05	101,2	35,0	21,5	27,5	23,5	171,0
	06	102,5	30,0	18,0	23,5	18,5	175,0
	07	102,5	29,3	17,9	23,7	18,4	177,0
	08	102,5	30,5	18,0	23,5	19,5	175,0
Ensaio centrais	09	102,2	35,0	20,4	27,0	21,0	175,0
	10	102,5	29,0	17,5	23,0	18,0	176,0
	11	102,5	29,3	17,9	23,5	18,3	176,0
	12	102,2	36,3	19,2	26,7	19,7	175,0
	13	102,2	35,0	20,4	27,0	21,0	175,0

Tabela 4.2 – Média dos valores calculados

Ensaio		ω_{sat} (kg _v /kg _a)	ω_e (kg _v /kg _a)	ω_s (kg _v /kg _a)	h_e (kJ/kg _a)	h_s (kJ/kg _a)
Ensaio fatoriais	01	0,0150	0,010008	0,010986	57,99	64,93
	02	0,0156	0,010494	0,013100	60,08	60,98
	03	0,0157	0,009469	0,014660	60,52	65,59
	04	0,0154	0,010635	0,015629	59,31	64,75
Ensaio axiais	05	0,0159	0,010295	0,016072	61,62	68,66
	06	0,0130	0,008023	0,010697	50,69	50,85
	07	0,0128	0,008114	0,010572	50,20	50,74
	08	0,0130	0,007820	0,011957	50,67	54,05
Ensaio centrais	09	0,0148	0,008741	0,012994	57,63	60,31
	10	0,0122	0,007429	0,010697	48,15	50,35
	11	0,0128	0,008112	0,010616	50,20	50,64
	12	0,0139	0,006821	0,011105	54,03	55,17
	13	0,0148	0,008741	0,012994	57,63	60,31

Tabela 4.3 – Planejamento estatístico dos experimentos no resfriador ciclônico

Ensaio	Fatores codificados		Fatores reais		Respostas			
	d (x ₁)	L/G (x ₂)	d (mm)	L/G (L/m ³)	<i>E_s</i> (%)	<i>N_{IG}</i> (adimensional)	ΔP_{sis} (Pa)	
Ensaio fatoriais	01	-1	-1	2,8	0,65	56,6	1,37	1.720,91
	02	1	-1	3,6	0,65	45,9	0,67	1.720,91
	03	-1	1	2,8	0,76	53,3	1,03	1.664,13
	04	1	1	3,6	0,76	62,2	1,48	1.724,83
Ensaio axiais	05	-1	0	2,8	0,71	55,6	1,20	1.673,92
	06	1	0	3,6	0,71	54,2	0,87	1.713,08
	07	0	-1	3,2	0,65	49,1	0,76	1.734,61
	08	0	1	3,2	0,76	56,0	1,13	1.713,08
Ensaio centrais	09	0	0	3,2	0,71	54,8	0,88	1.713,08
	10	0	0	3,2	0,71	52,2	0,83	1.718,95
	11	0	0	3,2	0,71	50,9	0,78	1.718,95
	12	0	0	3,2	0,71	56,1	0,88	1.713,08
	13	0	0	3,2	0,71	54,8	0,88	1.713,08

4.2. Análise estatística do efeito dos diâmetros dos orifícios do bocal e da razão L/G sobre as respostas *E_s*, *N_{IG}* e ΔP_{sis}

O planejamento experimental permitiu estimar a significância dos efeitos principais e das interações entre os fatores estudados. A estimativa dos coeficientes de regressão para cada resposta é apresentada nas tabelas 4.4, 4.8 e 4.12, onde os termos lineares estão associados à letra (L) e os termos quadráticos à letra (Q).

A análise dos termos significativos foi realizada através dos P-valores calculados e com o auxílio dos diagramas de Pareto dos efeitos, os quais são capazes de mostrar a magnitude do parâmetro t-Student (t) e a significância estatística dos termos que contribuem para a variabilidade na resposta, exibindo-os em ordem decrescente de importância. A significância estatística das variáveis é avaliada observando-se se as barras horizontais, que representam os

fatores e as interações, ultrapassam a linha de referência vertical do nível de significância, quando o valor de $P = 0,05$ e através do teste F, cuja tabela de pontos percentuais da distribuição, ao nível de 5% é apresentada no Anexo B.

Segundo Rodrigues e Iemma (2005), o fator de interação fornece uma medida da dependência entre os fatores em estudo ao passo que o coeficiente de determinação, ou explicação, provê uma avaliação da qualidade do ajustamento da reta de regressão. De acordo com os mesmos autores, para o caso de duas variáveis, quando todos os termos da regressão são estatisticamente significativos, a resposta é dada por um modelo polinomial quadrático, cujo modelo matemático é definido através da Eq. (4.1):

$$\hat{y} = \hat{\beta}_0 + \sum_{i=1}^k \hat{\beta}_i x_i + \sum_{i=1}^k \hat{\beta}_{ii} x_i^2 + \sum_i \sum_j \hat{\beta}_{ij} x_i x_j + e_{ijr} \quad (4.1)$$

em que \hat{y} é a variável de resposta, $\hat{\beta}$ denota a estimativa dos coeficientes de regressão do modelo obtida através do método dos mínimos quadrados, x_i e x_j são as variáveis codificadas e e_{ijr} é o erro de ajustamento.

Modelos de regressão polinomial são largamente usados quando a resposta for do tipo curvilínea, porque os princípios gerais da regressão múltipla podem ser aplicados.

A codificação das variáveis (d) e razão (L/G) foi obtida através da Eq. (3.20), conforme Eqs. (4.2) e (4.3):

$$x_1 = \frac{d - 3,2}{0,4} \quad (4.2)$$

$$x_2 = \frac{L/G - 0,71}{0,055} \quad (4.3)$$

Os dados de campo coletados no sistema experimental objeto foram empregados para validar as correlações empíricas fornecidas pela análise estatística.

Ensaio no ponto central possibilitam verificar a existência de curvatura nas regiões estudadas, evitando-se, assim, equívocos na interpretação da significância dos efeitos.

Para o cálculo do desvio relativo foi empregada a Eq. (4.4).

$$\Delta_R = \left(\frac{R_{Experimental} - R_{Prevista}}{R_{Experimental}} \right) \times 100 \quad (4.4)$$

em que R representa a resposta em avaliação.

Para validação dos modelos empíricos ajustados fornecidos pela análise estatística, foi realizado um experimento adicional dentro da faixa de estudo. Referida coleta de dados compreendeu a prática de um ensaio empregando-se o bocal com orifícios de 3,2 mm de diâmetro e uma razão L/G igual a 0,75 L/m³, os quais, devidamente convertidos em valores codificados correspondem aos níveis 0 e 0,8, respectivamente.

4.2.1. Análise da Eficiência de Saturação

Para a Eficiência de Saturação Es (%), os P-valores na Tab. 4.4 indicam que apenas o termo de interação (d x L/G) e o termo linear da razão L/G [L/G (L)] são os fatores que têm impacto significativo sobre a resposta, uma vez que P < 0,05 para esses fatores.

Tabela 4.4 – Estimativa dos coeficientes para Es (%)

Fonte de variação	Estimativa do coeficiente	Erro padrão	t	P
Constante	53,6397	0,689792	77,76221	0,000000
d (L)	-0,5298	1,356396	-0,78122	0,460273
d (Q)	1,5156	1,999207	1,51620	0,173251
L/G (L)	3,3137	1,356396	4,88609	0,001781
L/G (Q)	-0,7803	1,999207	-0,78061	0,460611
d x L/G	4,8895	1,661239	5,88662	0,000608

S = 1,66124 PRESS = 31,9871

R-Sq = 89,78% R-Sq(pred) = 83,08% R-Sq(adj) = 82,48%

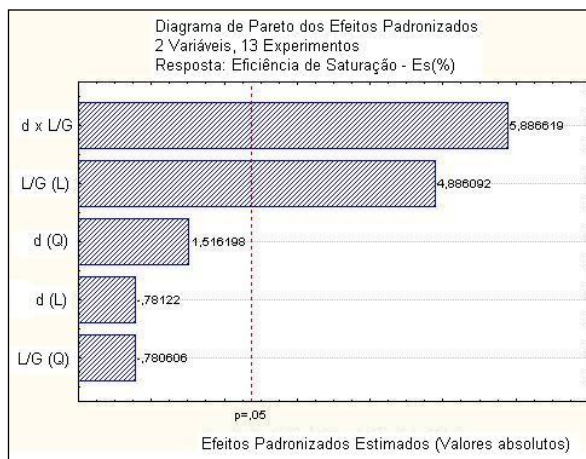
A tabela 4.5 resume a análise de variância para a eficiência de saturação, sendo indicada uma porcentagem de variação explicada de 82,48% e o valor significativo de F_{calc} , 3,1 vezes maior que o F_{tab} , possibilitou a construção das superfícies de resposta e as curvas de contorno.

Tabela 4.5 – Análise de variância para a eficiência de saturação

Fonte de Variação	Soma de Quadrados	Graus de liberdade	Média de desvios quadráticos	F_{calc}	P
Modelo	169,677	5	33,9354	12,30	0,002
Resíduo	19,318	7	2,7597		
Total	188,995	12			

$F_{\text{tab}} (5,7;0,05) = 3,97$

A figura 4.1 ilustra o diagrama de Pareto dos efeitos para a Eficiência de Saturação Es (%), onde é observado que apenas o termo de interação [d x L/G] e o termo linear da razão L/G [L/G (L)] têm impacto significativo para o incremento da Eficiência de Saturação Es (%), sendo maior o efeito da interação. A importância dos fatores citados anteriormente, bem como o ajuste dos dados do modelo proposto para a Eficiência de Saturação Es (%) é indicado pelo coeficiente de determinação ajustado para os graus de liberdade, assim como pelo teste F, já que F_{calc} é maior que F_{tab} .



**Figura 4.1 – Diagrama de Pareto para a eficiência de saturação: Es (%)
Magnitude e significância dos efeitos padronizados**

O modelo ajustado explica o valor da variabilidade dos dados [R-Sq(adj) = 82,48 %]. Para as condições analisadas, a eficiência de saturação não foi afetada pela mudança no nível do diâmetro do orifício da pastilha e pelo termo quadrático da razão L/G.

O aumento da vazão de líquido e, conseqüentemente da razão L/G, afeta o tamanho da gota e causa um aumento na área interfacial entre líquido e gás. Segundo Krames e Büttner (1994) com o aumento da razão L/G há um aumento na concentração do número de gotas, reduzindo o espaço médio entre elas e aumentando o contato com o gás. Tal fenômeno aliado à turbulência no interior do equipamento é apontado como uma das causas no incremento na efetividade do contato entre o líquido o gás.

A mudança nos níveis dos diâmetros dos orifícios e da razão L/G, com o aumento na vazão de líquido, provoca alterações no tamanho da gota, na forma de distribuição do líquido no fluxo gasoso e no momento inicial do líquido, fatores que, segundo Yang e Yoshida (2004), afetam o desempenho do ciclone lavador uma vez que este depende do método de injeção do líquido.

A figura 4.2 revela o efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados sobre a Eficiência de Saturação, Es (%).

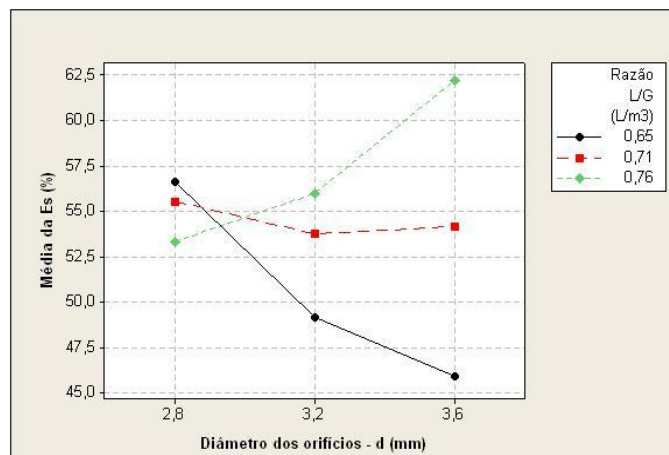


Figura 4.2 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados para Es (%)

A figura 4.3 exibe a reta gerada pelo gráfico de probabilidade normal, utilizado para se verificar que os resíduos não se desviam de forma substancial de uma distribuição normal e apontam que as especificações do modelo para a Eficiência de Saturação, E_s (%), estão satisfeitas ao nível de 95% de confiança com os valores obtidos através dos experimentos.

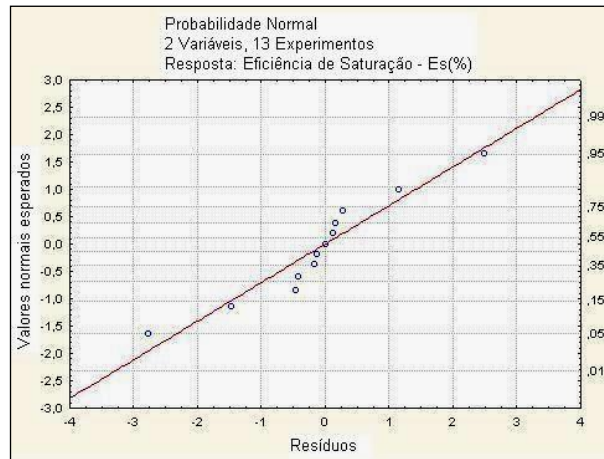


Figura 4.3 – Distribuição normal dos resíduos para E_s (%)

O modelo polinomial ajustado fornecido pela análise de regressão, para a eficiência de saturação é representada pela Eq. (4.5):

$$E_s = 53,64 + 3,31 x_2 + 4,89 x_1 x_2 \quad (4.5)$$

em que x_1 e x_2 representam, respectivamente, as variáveis d e L/G codificadas.

Na Eq. (4.5), x_2 , isto é, o termo linear da razão L/G , $[L/G (L)]$, é multiplicado por $+3,31$ e o termo $x_1 x_2$, que representa a interação $[d \times L/G]$ é multiplicado por $4,89$. Portanto, quando há um aumento em x_2 , ocorre um aumento linear em E_s . Aumentando-se o valor do produto $x_1 x_2$ também ocorre um aumento linear na eficiência de saturação.

Quando combinada com as Eqs. (4.2) e (4.3), a Eq (4.5) fornece a Eq. (4.6), que representa o modelo ajustado aos resultados obtidos, envolvendo apenas os fatores significativos ao nível de 95% de confiança.

$$E_s = 515,94 - 157,82 d - 651,03 (L/G) + 222,25 d (L/G) \quad (4.6)$$

A descrição gráfica do modelo polinomial ajustado para a eficiência de saturação, ou superfície de respostas, com a projeção de seus cortes sobre o plano dos fatores gerando curvas de contorno é visualizada nas figuras 4.4 a 4.5.

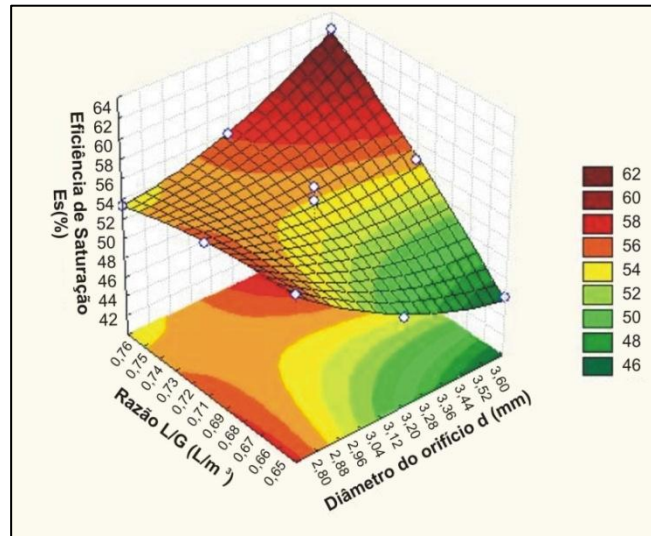


Figura 4.4 – Superfície de resposta para Es (%)

Através da análise das superfícies de respostas, figuras 4.4 e 4.5, verifica-se que quando o diâmetro do orifício d e a razão L/G estão em seus níveis superiores ($d = 3,6$ mm e $L/G = 0,76$ L/m^3), obtêm-se as melhores eficiências de saturação.

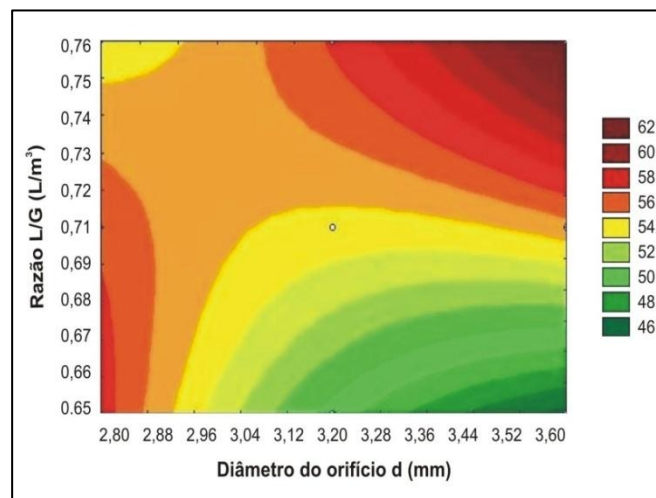


Figura 4.5 – Curvas de contorno para Es (%)

A tabela 4.6 apresenta os valores experimentais, os valores previstos pelo modelo para a eficiência de saturação e os desvios relativos para cada ensaio do planejamento.

Tabela 4.6 – Desvios para a eficiência de saturação Es (%)

d (x ₁)	L/G (x ₂)	Es (%) Experimental	Es (%) Previstos	Desvio %
-1	-1	56,61	56,48	0,22
1	-1	45,93	45,64	0,63
-1	1	53,33	53,33	0,01
1	1	62,22	62,05	0,27
-1	0	55,56	55,69	-0,23
1	0	54,17	54,63	-0,85
0	-1	49,13	49,55	-0,85
0	1	56,00	56,17	-0,31
0	0	54,80	53,64	2,13
0	0	52,17	53,64	-2,81
0	0	50,87	53,64	-5,45
0	0	56,13	53,64	4,44
0	0	54,80	53,64	2,13

Pelos valores apresentados, pode-se observar que os desvios na região de estudo foram baixos. Observa-se também a partir da tabela 4.6, que o módulo do desvio relativo máximo entre a eficiência de saturação medida e aquela prevista pelo modelo é de 5,45%.

A figura 4.6 exibe a reta que apresenta o afastamento dos valores previstos em função dos valores observados.

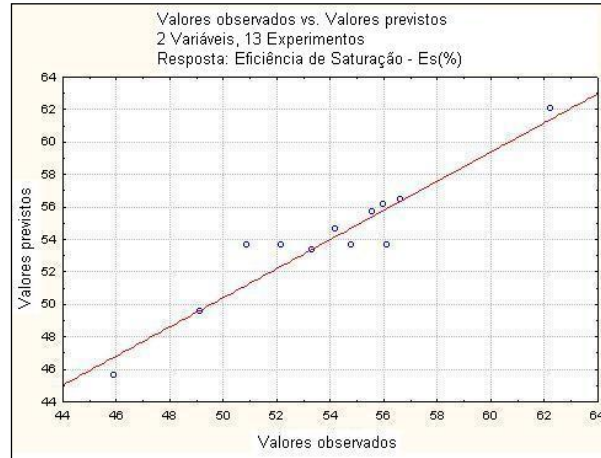


Figura 4.6 – Comparação entre os valores observados e os valores previstos para Es(%)

O valor previsto pelo modelo para a eficiência de saturação foi calculado empregando-se os valores codificados, $d = 0$ e $L/G = 0,8$, à Eq. (4.5).

A tabela 4.7 apresenta o valor experimental, o valor previsto pelo modelo e o desvio obtido com o ensaio adicional, para a eficiência de saturação.

Tabela 4.7 – Resultado do experimento adicional para Es (%)

Variável codificada		Resposta		
d	L/G	Es (%) Experimental	Es (%) Previsto	Δ_{Es} (%)
0	0,8	54,21	55,79	-2,92

A concordância entre os valores previstos e os valores experimentais medidos pode ser considerada satisfatória, uma vez que o desvio percentual foi de apenas 2,92 %.

4.2.2. Análise do Número de Unidades de Transferência

Para o Número de Unidades de Transferência do Gás N_{tG} , os P-valores indicam que todos os termos têm impacto significativo sobre a resposta, conforme registros da Tab. 4.8.

Tabela 4.8 – Estimativa dos coeficientes para N_{tG}

Fonte de variação	Estimativa do coeficiente	Erro padrão	t	P
Constante	0,85037	0,026807	31,72224	0,000000
d (L)	-0,09791	0,052713	-3,71502	0,007505
d (Q)	0,18906	0,077694	4,86681	0,001821
L/G (L)	0,13814	0,052713	5,24123	0,001198
L/G (Q)	0,09739	0,077694	2,50697	0,040576
d x L/G	0,28653	0,064559	8,87650	0,000047

S = 0,0645594 PRESS = 0,223697

R-Sq = 95,95% R-Sq(pred) = 68,98% R-Sq(adj) = 93,06%

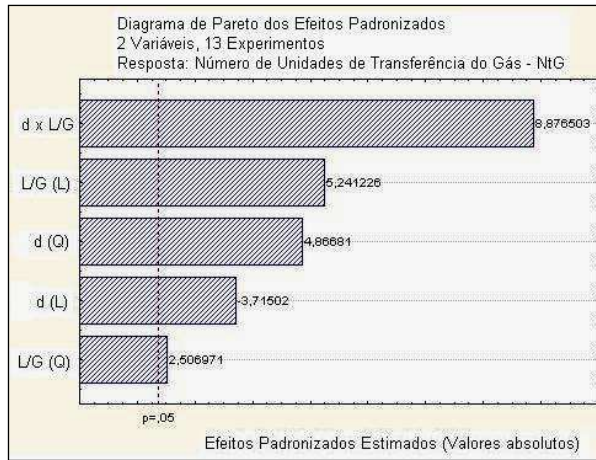
A tabela 4.9 apresenta a análise de variância para o número de unidades de transferência do gás, sendo indicada uma porcentagem de variação explicada de 93,06% e que o valor de F_{calc} foi altamente significativo, 8,4 vezes maior que o F_{tab} , possibilitando a construção das superfícies de resposta e as curvas de contorno.

Tabela 4.9 – Análise de variância para número de unidades de transferência do gás

Fonte de Variação	Soma de Quadrados	Graus de liberdade	Média de desvios quadráticos	F_{calc}	P
Modelo	0,6918	5	0,1383	33,20	0,000
Resíduo	0,0292	7	0,0041		
Total	0,7210	12			

$F_{tab (5,7;0,05)} = 3,97$

A figura 4.7 ilustra o diagrama de Pareto dos efeitos para o número de unidades de transferência do Gás, N_{tG} . A partir do diagrama, verifica-se que o termo de interação (d x L/G) e o termo linear da razão L/G [L/G (L)] são os fatores que têm impacto mais significativo para o incremento dessa resposta. Muito embora menores, os termos do diâmetro e o termo quadrático da razão L/G também possuem efeito significativo sobre a resposta.



**Figura 4.7 – Diagrama de Pareto para o número de unidades de transferência do gás: N_{tG}
 Magnitude e significância dos efeitos padronizados**

Para o número de unidades de transferência, N_{tG} , o modelo de regressão ajustado explica o valor do coeficiente de regressão R^2 [$R\text{-Sq}(\text{adj}) = 93,06\%$] da variabilidade dos dados.

A figura 4.8 revela o efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados sobre o Número de Unidades de Transferência do Gás, N_{tG} .

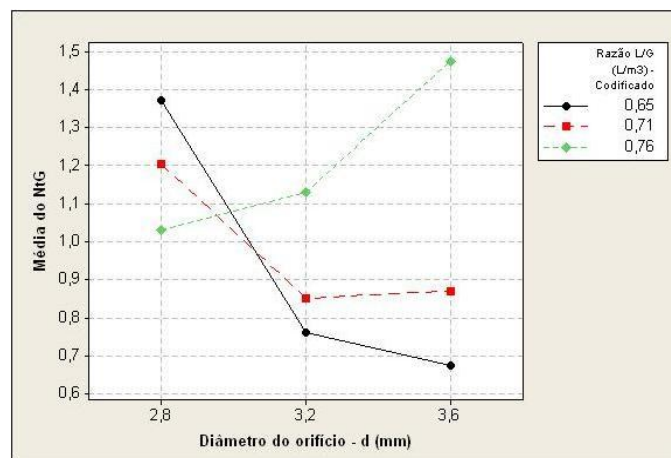


Figura 4.8 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados para N_{tG}

A figura 4.9 exibe a reta gerada pelo gráfico de probabilidade normal, que aponta que as especificações do modelo para o Número de Unidades de Transferência, N_{tG} estão satisfeitas, ao nível de 95% de confiança, com os valores obtidos através dos experimentos.

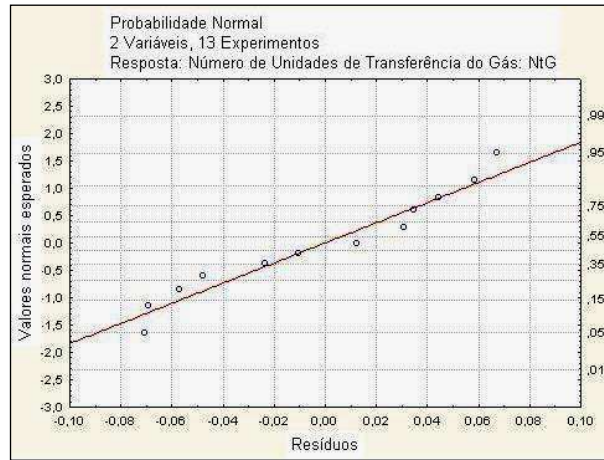


Figura 4.9 – Distribuição normal dos resíduos para N_{tG}

O modelo polinomial ajustado fornecido pela análise de regressão, para o número de unidades de transferência do gás é representada pela Eq. (4.7):

$$N_{tG} = 0,85 - 0,098 x_1 + 0,138 x_2 + 0,189 x_1^2 + 0,097 x_2^2 + 0,286 x_1 x_2 \quad (4.7)$$

em que x_1 e x_2 representam, respectivamente, as variáveis d e L/G codificadas.

Na Eq. (4.7), x_1 ou $[d (L)]$ é multiplicado por $-0,098$ indicando que há um decréscimo linear no N_{tG} , quando há um aumento no diâmetro do orifício da pastilha. O termo x_2 ou $[L/G (L)]$ é multiplicado por $+0,138$, indicando que há um aumento linear no N_{tG} , quando a razão L/G aumenta. Vê-se também o termo x_1^2 ou $[d (Q)]$ sendo multiplicado por $+0,189$ e o termo x_2^2 ou $[L/G (Q)]$ sendo multiplicado por $+0,097$ indicando um incremento quadrático do N_{tG} , com o aumento do diâmetro dos orifícios e da razão L/G . O termo x_1x_2 , que representa a interação $[d \times L/G]$ é multiplicado por $+0,286$, assim, aumentando-se o valor do produto x_1x_2 também ocorre um aumento linear no número de unidades de transferência do gás.

A equação 4.7 combinada com as Eqs. (4.2) e (4.3) fornece a Eq. (4.8), que representa o modelo ajustado aos resultados obtidos, os fatores significativos ao nível de 95% de confiança.

$$N_{tG} = 166,52 - 85,07 d - 84,62 (L/G) + 11,8125 d^2 + 32,06 (L/G)^2 + 12,99 d (L/G) \quad (4.8)$$

A descrição gráfica do modelo polinomial ajustado para o número de unidades de transferência do gás, ou superfície de respostas, com a projeção de seus cortes sobre o plano dos fatores gerando curvas de contorno é visualizada nas Fig. 4.10 a 4.11.

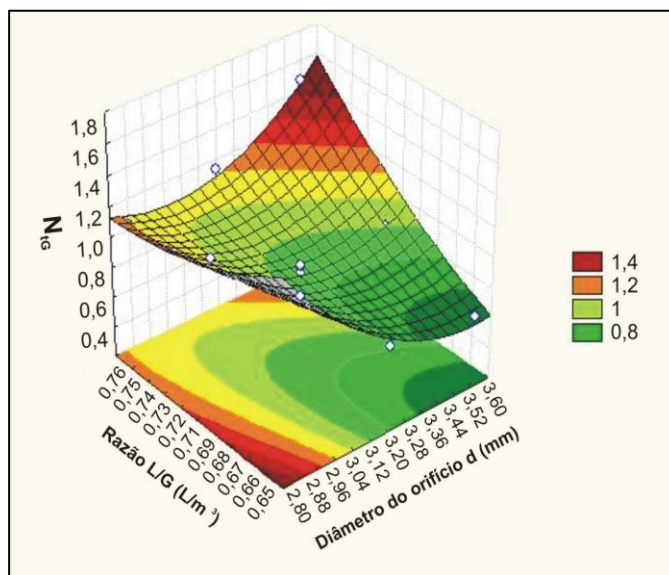


Figura 4.10 – Superfície de resposta para N_{tG}

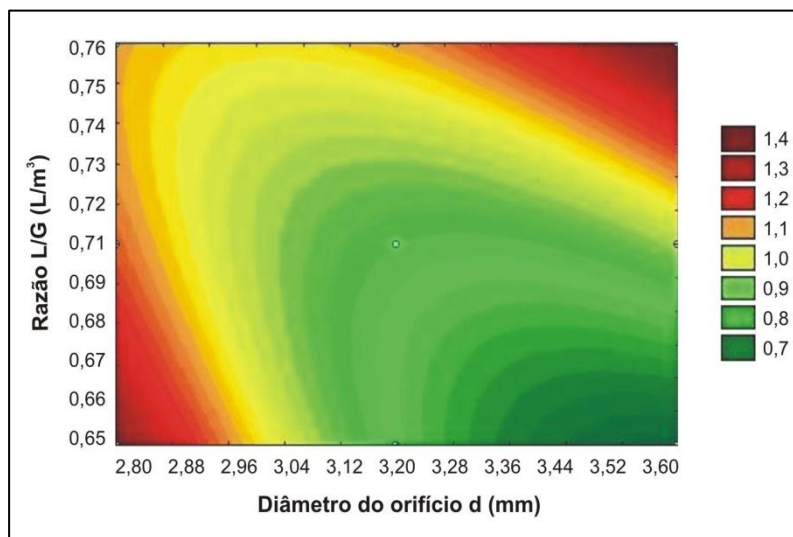


Figura 4.11 – Curvas de contorno para N_{tG}

Através das figuras 4.10 e 4.11, observa-se que o número de unidades de transferência do gás permanece em torno de 1,4 em duas configurações opostas, a primeira, quando o diâmetro

dos orifícios e a razão L/G estão em seus níveis inferiores ($d = 2,8$ mm e $L/G = 0,65$ L/m³) e a segunda, quando estão em seus níveis superiores ($d = 3,6$ mm e $L/G = 0,76$ L/m³). Este fenômeno pode ser explicado pelo fato de que a combinação dos fatores associada ao elevado efeito da interação, em tais regiões de estudo, favorece a transferência de massa, afetada pelo diâmetro da gota, de modo muito próximo. Nas regiões em que o número de unidades de transferência do gás foi baixo é provável que, dentre outros fatores, o arraste e a força centrífuga do vórtex levaram a uma distribuição desigual de gotas, influenciando na mistura entre as gotículas e o gás em fluxo cruzado, conforme exposto por Bai, Zhang e Sun (2009).

De acordo com Lefebvre (1989), quando o atomizador é orientado normalmente ao fluxo do gás, as gotas maiores penetram mais profundamente no portador e o *spectrum* de diâmetros das gotas produzidas é distribuído radialmente ao fluxo do ar. Nessa configuração de atomização, ocorre uma distorção na geometria da folha do líquido, que pode ser maior ou menor em razão da velocidade do líquido que emerge dos bocais, já que a vazão do gás permaneceu constante.

A tabela 4.10 apresenta os valores experimentais, os valores previstos pelo modelo para o número de unidades de transferência do gás N_{tG} e os desvios relativos para cada ensaio do planejamento.

Tabela 4.10 – Desvios para o número de unidades de transferência do gás N_{tG}

d (x_1)	L/G (x_2)	N_{tG} Experimental	N_{tG} Previstos	Desvio (%)
-1	-1	1,37	1,38	-0,77
1	-1	0,67	0,61	8,70
-1	1	1,03	1,09	-5,52
1	1	1,48	1,46	0,83
-1	0	1,20	1,14	5,60
1	0	0,87	0,94	-8,13
0	-1	0,76	0,81	-6,30
0	1	1,13	1,09	3,95
0	0	0,88	0,85	3,48
0	0	0,83	0,85	-2,86
0	0	0,78	0,85	-8,83
0	0	0,88	0,85	3,91
0	0	0,88	0,85	3,48

Pelos valores apresentados, pode-se observar que os valores de N_{tG} experimentais estiveram entre 0,78 e 1,48. Observa-se também a partir da Tab. 4.9, que o módulo do desvio relativo máximo entre o número de unidades de transferência do gás medida e aquela prevista pelo modelo é de 8,83 %.

A figura 4.12 exibe a reta que apresenta o afastamento dos valores previstos em função dos valores observados.

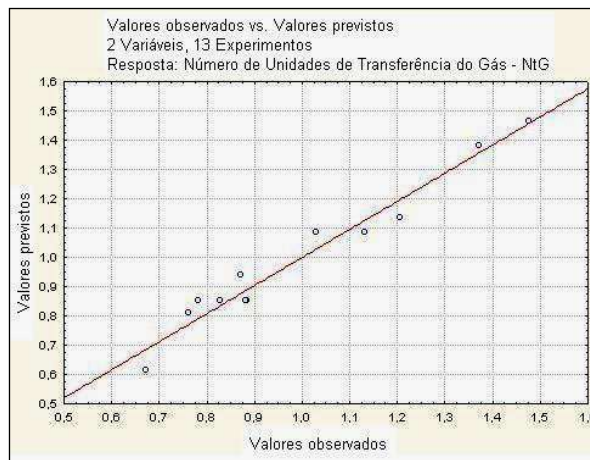


Figura 4.12 – Comparação entre os valores observados e os valores previstos para N_{tG}

O valor previsto para o número de unidades de transferência do gás foi calculado empregando-se os valores codificados, $d = 0$ e $L/G = 0,8$, à Eq. (4.6).

A tabela 4.11 apresenta o valor experimental, o valor previsto pelo modelo e o desvio obtido com o ensaio adicional, para o número de unidades de transferência do gás.

Tabela 4.11 – Resultado do experimento adicional para N_{tG}

Variável codificada		Resposta		$\Delta_{N_{tG}}$ (%)
d	L/G	N_{tG} Experimental	N_{tG} Previsto	
0	0,8	0,93	1,02	-10,42

O desvio relativo foi de 10,42 %, assim, a concordância entre o valor previsto e o valor experimental medido pode ser considerada satisfatória.

4.2.3. Análise da Perda de Carga no Sistema

Para a Perda de Carga no sistema ΔP_{sis} (Pa), os P-valores na Tab. 4.12 indicam que todos os termos têm impacto significativo sobre a resposta.

Tabela 4.12 – Estimativa dos coeficientes para ΔP_{sis}

Fonte de variação	Estimativa do coeficiente	Erro padrão	t	P
Constante	1714,631	1,555691	1102,167	0,000000
d (L)	16,641	3,059086	10,880	0,000012
d (Q)	-19,139	4,508821	-8,490	0,000062
L/G (L)	-12,399	3,059086	-8,107	0,000084
L/G (Q)	11,207	4,508821	4,971	0,001617
d x L/G	15,173	3,746600	8,100	0,000084

S = 3,74660 PRESS = 561,966

R-Sq = 97,89% R-Sq(pred) = 87,95% R-Sq(adj) = 96,39%

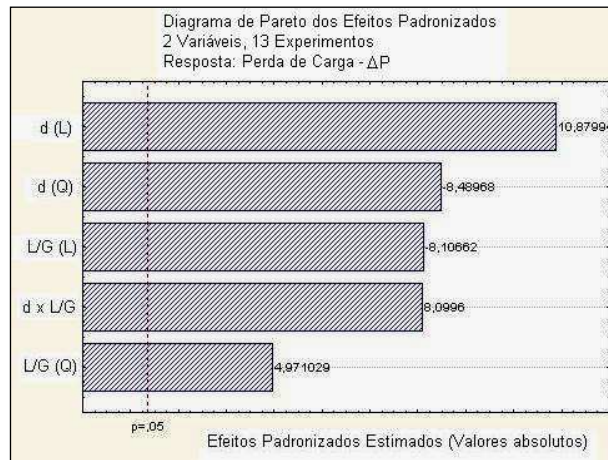
A tabela 4.13 apresenta a análise de variância para a perda de carga no sistema, sendo indicada uma porcentagem de variação explicada de 96,39% e que o valor de F_{calc} foi altamente significativo, 16,4 vezes maior que o F_{tab} , possibilitando a construção das superfícies de resposta e as curvas de contorno.

Tabela 4.13 – Análise de variância para a perda de carga no sistema

Fonte de Variação	Soma de Quadrados	Graus de liberdade	Média de desvios quadráticos	F_{calc}	P
Modelo	4566,20	5	913,24	65,06	0,000
Resíduo	98,26	7	14,04		
Total	4664,46	12			

$F_{\text{tab}} (5,7;0,05) = 3,97$

A figura 4.13 ilustra o diagrama de Pareto dos efeitos para a perda de carga no sistema, ΔP_{sis} (Pa). A partir do diagrama, verifica-se que todos os termos em estudo têm impacto significativo para o incremento da perda de carga.



**Figura 4.13 – Diagrama de Pareto para perda de carga no sistema: ΔP_{sis}
Magnitude e significância dos efeitos padronizados**

O ajuste dos dados do modelo proposto indicado pelo coeficiente de determinação ajustado para os graus de liberdade, $R\text{-Sq}(\text{adj})$, foi de 96,39%. O elevado valor do coeficiente de determinação ajustado para a perda de carga no sistema, em relação aos coeficientes de determinação das demais respostas avaliadas, se deve ao fato de que este parâmetro de desempenho é menos suscetível aos efeitos das condições climáticas. Diz-se, então, que o modelo se ajusta bem aos dados experimentais.

A figura 4.14 revela o efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados sobre a perda de carga no sistema, ΔP_{sis} (Pa).

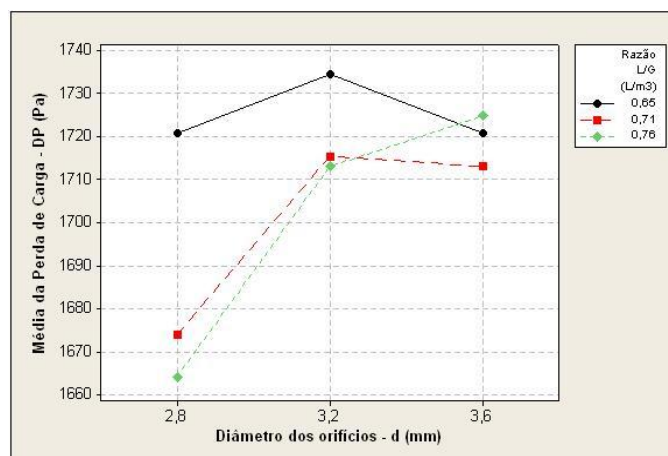


Figura 4.14 – Efeito da interação entre as variáveis nos níveis estudados sobre ΔP_{sis}

A figura 4.15 exibe a reta gerada pelo gráfico de probabilidade normal, utilizado para se verificar que os resíduos não se desviam de forma substancial de uma distribuição normal e apontam que as especificações do modelo para a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa) estão satisfeitas, ao nível de 95% de confiança com os valores obtidos através dos experimentos.

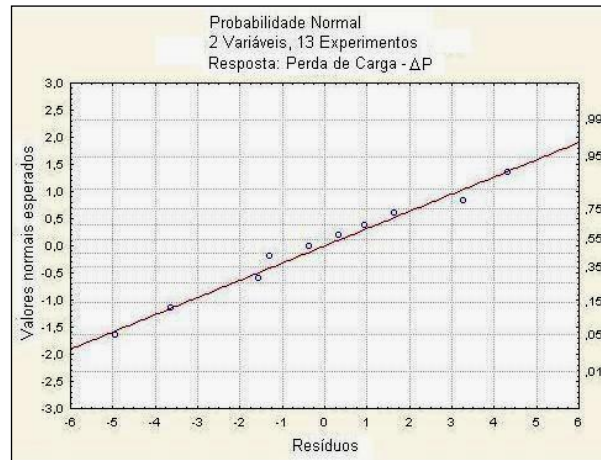


Figura 4.15 – Distribuição normal dos resíduos para ΔP_{sis}

O modelo polinomial ajustado fornecido pela análise de regressão, para a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa) é representada pela Eq. (4.9):

$$\Delta P_{sis} = 1714,6 + 16,6 x_1 - 12,4 x_2 - 19,1 x_1^2 + 11,2 x_2^2 + 15,1 x_1 x_2 \quad (4.9)$$

em que x_1 e x_2 representam, respectivamente, as variáveis d e L/G codificadas.

Na Eq. (4.9), x_1 ou $[d (L)]$ é multiplicado por +16,6 indicando que há um acréscimo linear na ΔP_{sis} , quando há um aumento no diâmetro do orifício da pastilha. O termo x_2 ou $[L/G (L)]$ é multiplicado por -12,4, indicando que há uma redução linear na ΔP_{sis} , quando a razão L/G aumenta. Vê-se também o termo x_1^2 ou $[d (Q)]$ sendo multiplicado por -19,1, indicando uma redução quadrática na ΔP_{sis} , quando do aumento do diâmetro. O termo x_2^2 ou $[L/G (Q)]$ é multiplicado por +11,2 e indica um incremento quadrático da ΔP_{sis} , com o aumento da razão L/G .

O termo x_1x_2 , que representa a interação $[d \times L/G]$ é multiplicado por +15,1, assim, aumentando-se o valor do produto x_1x_2 ocorre um aumento linear na perda de carga do sistema.

A equação 4.9 combinada com as Eqs. (4.2) e (4.3) fornece a Eq. (4.10), que representa o modelo ajustado aos resultados obtidos, envolvendo os fatores significativos ao nível de 95% de confiança.

$$\Delta P_{sis} = 3945,7 + 318,2 d - 7679 (L/G) - 119,4 d^2 + 3701,7 (L/G)^2 + 686,3 d (L/G) \quad (4.10)$$

A descrição gráfica do modelo polinomial ajustado para a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa), ou superfície de respostas, com a projeção de seus cortes sobre o plano dos fatores gerando curvas de contorno é visualizada nas Fig. 4.16 a 4.17.

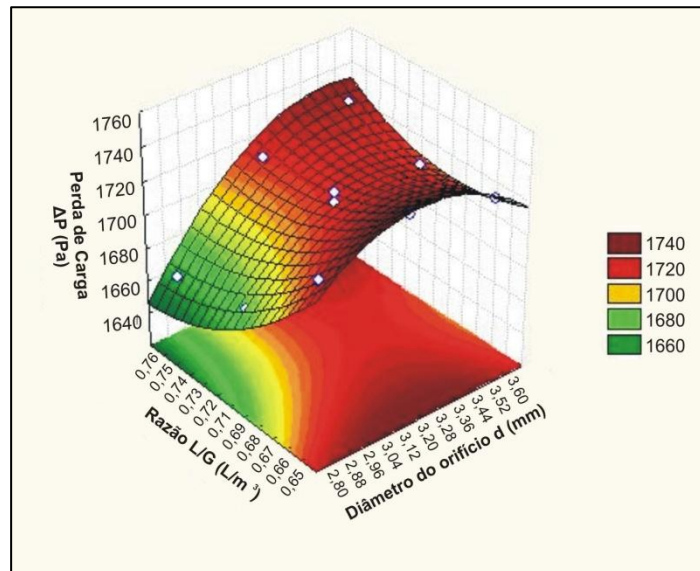


Figura 4.16 – Superfície de resposta para ΔP_{sis} (Pa)

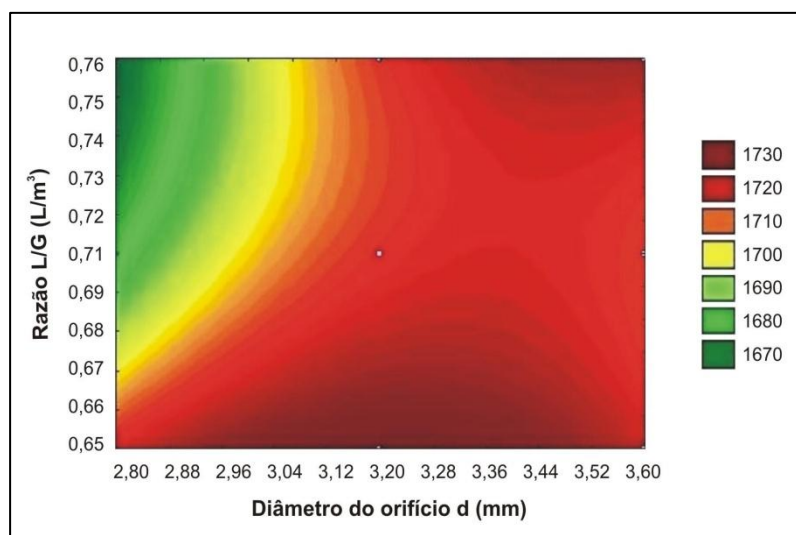


Figura 4.17 – Curvas de contorno para ΔP_{sis} (Pa)

As figuras 4.16 e 4.17 apresentam os efeitos do diâmetro dos orifícios e da razão L/G sobre a perda de carga no sistema. As menores perdas encontram-se na região em que o diâmetro dos orifícios da pastilha está em seu nível inferior ($d = 2,8 \text{ mm}$) e a razão L/G está em seu nível superior ($L/G = 0,76 \text{ L/m}^3$). As figuras mostram que nesta configuração de operação, o líquido atomizado pelo bocal em forma de cone oco oferece pouca dificuldade à passagem do gás e explicam o porquê de tais regiões apresentarem desempenho de resfriamento e de umidificação medianos.

A tabela 4.14 apresenta os valores experimentais, os valores previstos pelo modelo para a perda de carga no sistema e os desvios relativos para cada ensaio do planejamento.

Tabela 4.14 – Desvios para a perda de carga no sistema ΔP_{sis} (Pa)

d (x_1)	L/G (x_2)	ΔP_{sis} (Pa) Experimental	ΔP_{sis} (Pa) Previstos	Desvio %
-1	-1	1720,91	1717,63	0,19
1	-1	1720,91	1720,57	0,02
-1	1	1664,13	1662,49	0,10
1	1	1724,83	1726,11	-0,07
-1	0	1673,92	1678,85	-0,29
1	0	1713,08	1712,13	0,06
0	-1	1734,61	1738,24	-0,21
0	1	1713,08	1713,44	-0,02
0	0	1713,08	1714,63	-0,09
0	0	1718,95	1714,63	0,25
0	0	1718,95	1714,63	0,25
0	0	1713,08	1714,63	-0,09
0	0	1713,08	1714,63	-0,09

Pelos valores apresentados, pode-se observar que os desvios na região de estudo foram baixos. Observa-se também a partir da Tab. 4.13, que o módulo do desvio relativo máximo entre o número de unidades de transferência do gás medida e aquela prevista pelo modelo é de 0,29%.

A figura 4.18 exibe a reta que apresenta o afastamento dos valores previstos em função dos valores observados para a perda de carga no sistema.

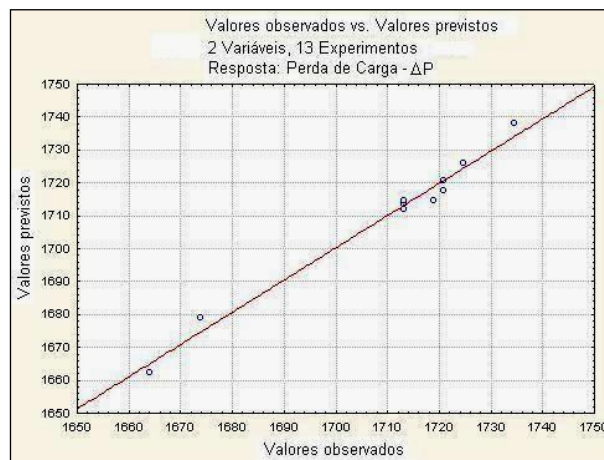


Figura 4.18 – Comparação entre valores observados e valores previstos para ΔP_{sis} (Pa)

O valor previsto para a perda de carga de carga no sistema foi calculado empregando-se os valores codificados, $d = 0$ e $L/G = 0,8$, à Eq. (4.7).

A tabela 4.14 apresenta o valor experimental, o valor previsto pelo modelo e o desvio relativo obtido com o ensaio adicional, para a perda de carga no sistema.

Tabela 4.15 – Resultado do experimento adicional a perda de carga no sistema

Variável codificada		Resposta		
d	L/G	ΔP_{sis} (Pa) Experimental	ΔP_{sis} (Pa) Previsto	$\Delta_{\Delta P_{\text{sis}}}$ (%)
0	0,8	1.724,83	1.711,88	0,75

O desvio relativo foi de 0,75 %, de modo que a concordância entre o valor previsto e o valor experimental medido pode ser considerada satisfatória.

4.3. Comparação com resultados da literatura

Os resultados publicados na literatura para a eficiência de saturação, o número de unidades de transferência e a perda de carga no sistema foram comparados com resultados experimentais obtidos neste trabalho. Devido à escassez de publicações referentes ao uso de ciclones úmidos no condicionamento de ambientes e faixas de operação similares, a comparação foi efetuada considerando-se a diversidade dos equipamentos apresentados no Capítulo 2, salientando-se que as respostas avaliadas neste trabalho são parâmetros de desempenho usualmente empregados para a análise de lavadores de ar convencionais, lavadores de gases e ciclones secos.

Por outro lado, o sistema de climatização por resfriamento evaporativo não poderia deixar de ser comparado ao sistema de condicionamento do ar por compressão de vapor (SCCV) o qual, segundo El-Dessouky et al. (2004), apesar de possuir amplas faixas de resfriamento, adequadas às diversas condições climáticas, emprega refrigerantes do tipo CFC que causam efeitos deletérios ao meio ambiente, destroem a camada de ozônio que protege o planeta contra os raios ultravioletas do Sol e contribuem para o aquecimento global. Referidos pesquisadores também

destacam que o SCCV tem como principal desvantagem o elevado consumo de energia específico, situação que tem motivado pesquisas em busca de sistemas de climatização mais eficientes, sustentáveis, ambientalmente amigáveis, visando economia de energia.

Para as condições operacionais estabelecidas pelo planejamento e pelas limitações do sistema experimental, foram obtidos valores de eficiência de saturação que variaram entre 45,9 % e 62,2 %, para temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido médias de 32,5 e 19,5°C, respectivamente. Os valores de eficiência de saturação obtidos nos experimentos foram comparados com os reportados por Kaiser *et al.* (2004), que encontraram resultados entre 44,3 % e 48,1 % para temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido de, respectivamente, 35,0° C e 25,6° C para um sistema de climatização com aspersão direta no ambiente. No caso do presente estudo, a razão entre a vazão mássica de água e ar variou na faixa de 0,56 e 0,68, enquanto para Kaiser *et al.* (2004) a razão entre a vazão mássica de água e ar variou entre 0,54 e 1,57.

Na figura 4.19 são mostrados os valores da eficiência de saturação em função da razão entre a vazão mássica de água e de ar obtidos por Kaiser *et al.* (2004) juntamente com os resultados obtidos no presente trabalho.

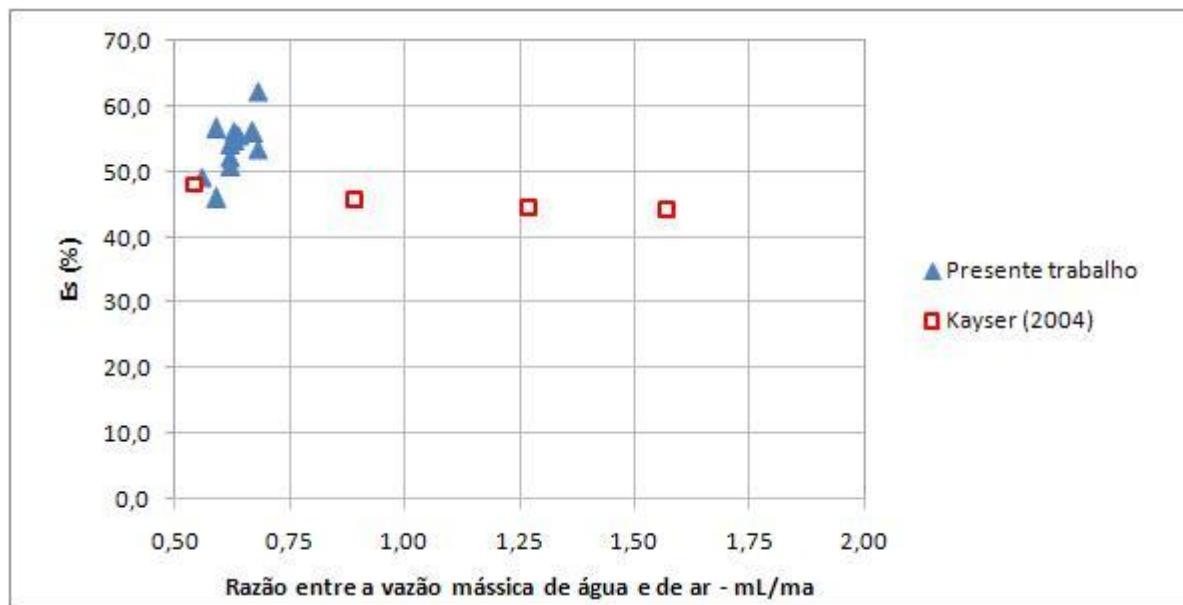


Figura 4.19 – Eficiência de saturação em função da razão entre a vazão mássica de água e ar

Nota-se que o conjunto de pontos experimentais referente ao presente trabalho apresenta valores de eficiência mais elevados, porém com o uso de menores quantias de líquido.

El-Dessouky, Ettouney e Al-Zeefari (2004), encontraram eficiências de saturação entre 20 e 40% na unidade de resfriamento indireto e de 63 a 93 % na unidade de resfriamento direto. Vale lembrar, que o sistema experimental avaliado pelos pesquisadores é mais complexo, uma vez que dispõe de trocadores de calor e uma coluna com recheio de enchimento para aumento da área de transferência de calor.

Segundo a ASHRAE (1999), a eficiência de saturação dos resfriadores de ar diretos situa-se entre 70 e 95 %, dependendo do meio e da velocidade do ar. Assim, o maior resultado obtido nos experimentos, $Es = 62,2 \%$, aparentemente é baixo. Em adição, pelos apontamentos de Krames *et al.* (1993), era de se esperar a saturação do gás na saída do sistema experimental, situação em que a redução da temperatura de bulbo seco e o acréscimo de umidade são máximos.

Entretanto, a ocorrência de tal fenômeno não pôde ser verificada diretamente através dos experimentos, em razão das medições de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido terem sido efetuadas após a passagem do gás pelo exaustor localizado na saída do equipamento, o qual provoca aquecimento sensível no gás e, desse modo, tal influência deve ser considerada. Estimativas realizadas através da Eq. (2.17), considerando-se o rendimento do motor, fatores de consumo, uso e carga indicados em *Woods Practical Guide to Fan Engineering* (1992), mostraram que o acréscimo energético causado pelo exaustor do sistema experimental pode elevar a temperatura de bulbo seco do gás em até $2,0^{\circ} \text{C}$, afastando-o da condição de saturação. A determinação desse acréscimo energético possibilita não somente estimar a eficiência de saturação, mas também valorar a umidade relativa antes do exaustor.

No caso do resfriador ciclônico, o resfriamento e a umidificação do gás não são promovidos somente pelas gotas oriundas do bocal, mas também por gotas do líquido que permanecem em reciclo no segundo cone, local de onde são arrastadas pelo ciclone quando do retorno do gás em direção ao tubo de saída. Logo, dependendo da configuração de operação, é provável que se alcance uma situação muito próxima da saturação do gás no interior do equipamento.

Os experimentos efetuados por Kachhwaha *et al.* (1997) indicaram que é possível alcançar uma redução de até 9° C na temperatura de bulbo seco, através do emprego da técnica do resfriamento evaporativo, durante os meses em que o tempo é quente e seco. Sureshkumar *et al.* (2007) obtiveram até 14° C de resfriamento para temperaturas de bulbo seco na faixa de 35 a 47° C e umidade relativa entre 10 e 60 %, condições climáticas bem mais severas do que as realizadas no presente estudo.

Para uma temperatura de bulbo seco de 36,3° C e umidade relativa de 18,6 %, o ciclone lavador estudado nesta pesquisa, além de reduzir a temperatura de bulbo seco do gás em 9,5° C apresentou uma eficiência de saturação de 56,1% (ensaio n.º 12).

Assim, uma hipótese associada aos resultados obtidos, está relacionada ao efeito das condições climáticas sobre o desempenho de um sistema evaporativo, sendo que, em clima quente e seco o comportamento do sistema é superior ao obtido em clima quente e úmido, como salientado por Sureshkumar *et al.* (2007).

Para uma determinada vazão de líquido, segundo Kaiser *et al.* (2004), quanto menor o diâmetro da gota, maior será a eficiência de saturação devido ao incremento provocado na área interfacial de transferência de calor e massa entre as fases líquida e gasosa. Para Sureshkumar *et al.* (2007), bocais com diâmetros de orifícios pequenos, ao serem submetidos a elevadas pressões de atomização produzem maior resfriamento que bocais com diâmetros de orifícios grandes, os quais operam a pressões mais baixas. Esse comportamento é explicado pelo fato de que orifícios menores resultam em maior área de contato entre gás e líquido.

Fatores mencionados na literatura e que merecem destaque são a distribuição real do diâmetro, a concentração e a fração volumétrica das gotas no interior do equipamento. Além desses fatores, o ângulo de abertura do jato cônico; a velocidade relativa entre o líquido e o gás e o tempo de contato entre os fluidos (fator determinante no valor da área de transferência) são alterados pela variação das velocidades do líquido ou do gás. O tempo de vida da gota também é um parâmetro importante uma vez que, após o contato com o gás, é centrifugada em direção às paredes do equipamento. Os fatores ora mencionados não foram considerados ou mensurados neste trabalho, assim como os efeitos da coalescência e da evaporação.

A figura 4.20 mostra o efeito da pressão de atomização ΔP_L (bar) sobre os bocais e as faixas de operação da vazão Q_L (L/s) e da velocidade do líquido u_L (m/s) injetado no interior do corpo cilíndrico do resfriador ciclônico. As curvas exibidas nesta figura mostram, para cada diâmetro de orifício, que o incremento da pressão resulta em maior vazão volumétrica e velocidade média do líquido atomizado.

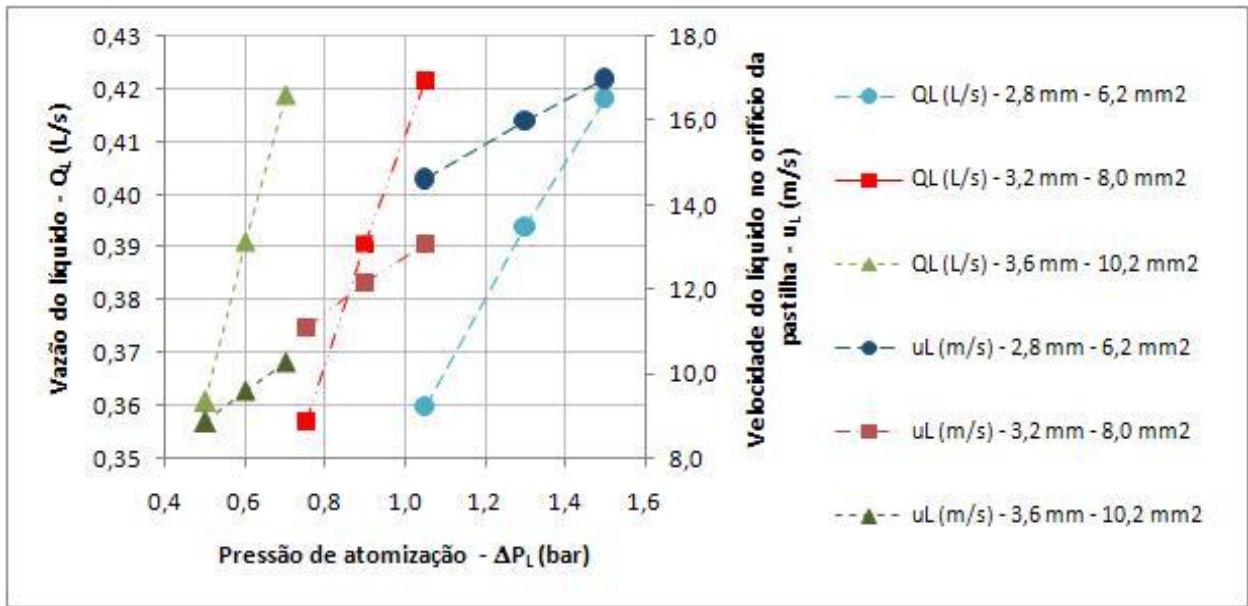


Figura 4.20 – Efeito da pressão sobre a vazão volumétrica e a velocidade média do líquido

De acordo com Kaiser *et al.* (2004), o diâmetro da gota depende da vazão do líquido injetado, sendo que, quanto maior a pressão nos bocais maior a vazão do líquido menor será o tamanho das gotas produzidas. Além da vazão, segundo Kachhwaha *et al.* (1997), o tamanho da gota também depende da temperatura do líquido, que altera propriedades como densidade, viscosidade e tensão superficial. Tais grandezas determinam as características da atomização.

De fato, segundo a Eq. (2.23) proposta por Lefebvre (1989), quanto maior a pressão nos bocais, menor é o diâmetro médio das gotas produzidas pelas pastilhas testadas, em função dos diâmetros dos orifícios, conforme é possível observar na Fig. 4.21. O aumento na pressão de atomização faz com que o líquido seja atomizado com uma velocidade média maior, o que promove um spray mais fino.

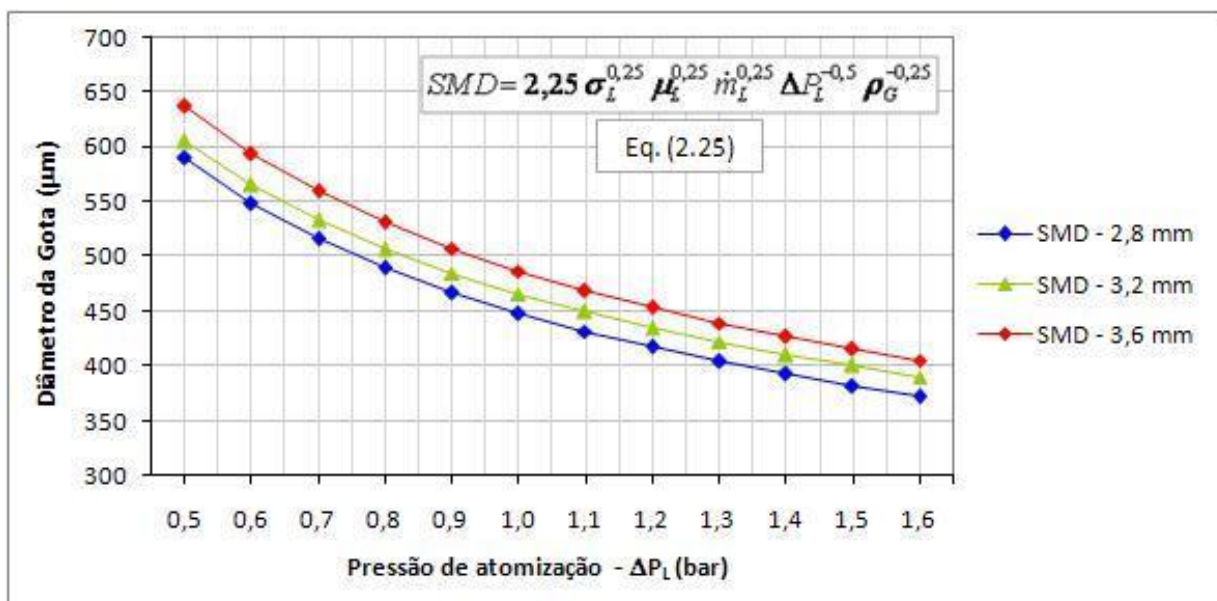


Figura 4.21 – Efeito da pressão de atomização sobre o diâmetro médio das gotas

Entretanto, em conformidade com os estudos de Bonilla *et al.* (1950), o aumento da pressão de atomização nem sempre é benéfica e pode diminuir a eficiência do bocal. Isso ocorre quando a coalescência passa a diminuir a eficiência do spray em elevadas pressões, mais do que ela é aumentada com a redução do tamanho e aumento da velocidade do gás. Este fato pode explicar os valores medianos da eficiência de saturação do bocal com orifícios de 2,8 mm, quando submetido ao nível superior da razão L/G.

Com relação ao valor do número de unidades de transferência do gás, estes permaneceram na faixa de 0,67 a 1,48, sendo que Semrau (1960) obteve valores entre 0,80 e 2,30, variando a posição e a localização dos bocais testados, além da pressão de alimentação do líquido. Adicionalmente, Schmidt e Stichlmair (1991) encontraram valores entre 0,5 e 2,0, resultantes da forte influência da vazão de líquido, uma vez que seus resultados foram obtidos através da injeção de água atomizada a 50° C por meio de um bocal de cone sólido e a velocidade do gás que variou entre 5 e 20 m/s em seus testes. No presente estudo, a velocidade do gás no duto de entrada do ciclone lavador permaneceu constante a 17,6 m/s, dentro da faixa recomendável para ciclones secos.

Na figura 4.22 são apresentados os resultados do número de unidades de transferência do gás obtidos no presente trabalho, assim como os publicados por Semrau (1960) em função da razão L/G (razão entre as vazões de líquido e de gás).

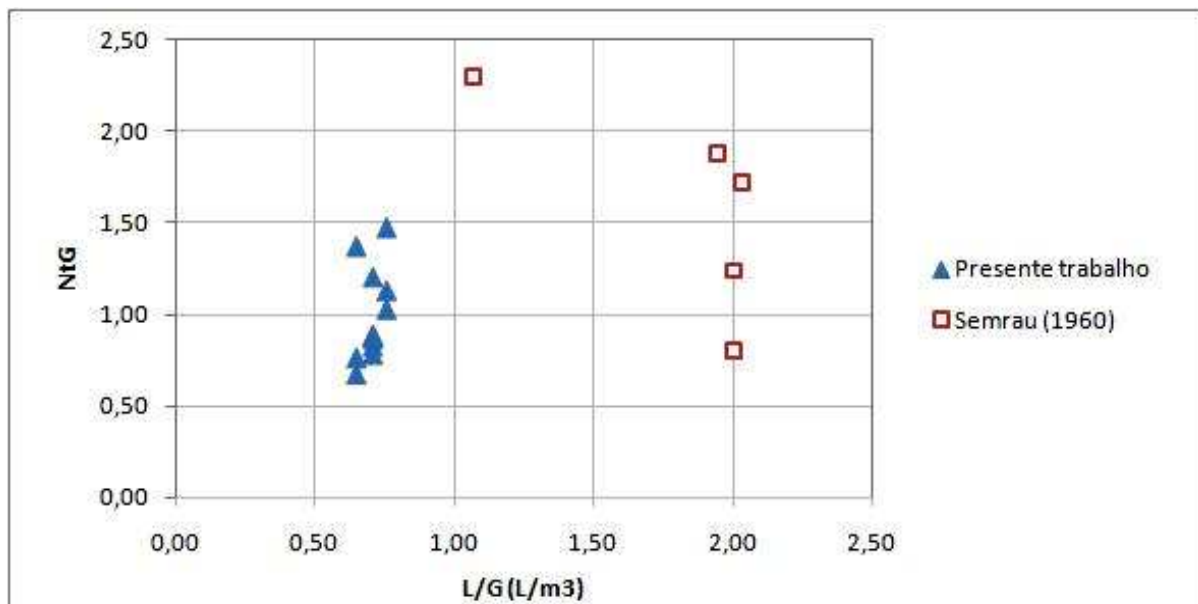


Figura 4.22 – Número de unidades de transferência do gás em função da razão L/G

Os pontos experimentais de Semrau (1960) foram obtidos em um lavador ciclônico com pressões de injeção de líquido que variaram na faixa de 1,72 a 3,45 bar, enquanto as pressões de atomização de líquido do presente trabalho, pelas limitações do sistema, permaneceram entre 0,5 a 1,6 bar. Explicações quanto ao comportamento observado podem ser atribuídas à forma de injeção, modelo e diâmetro dos orifícios dos bocais e às vazões de líquido, resultando em maiores áreas de transferência.

A perda de carga em ciclones é uma característica importante para avaliação dos custos de operação deste tipo de equipamento. De acordo com a literatura, são aceitáveis perdas de carga de até 2.490 Pa, ou 10 polegadas de coluna de água. Trata-se de um parâmetro que depende fortemente da velocidade de entrada do gás.

Não é possível medir a perda de carga do sistema experimental ao operá-lo a seco, sem que modificações construtivas sejam efetuadas. Entretanto, uma estimativa efetuada através da Eq. (2.18) proposta por Koch e Licht (1977) mostrou que, caso a operação fosse realizada nessa condição, a perda de carga no sistema experimental seria da ordem de 550 Pa, ou o equivalente a 2,20 polegadas de coluna de água. A média da perda de carga avaliada no sistema experimental foi de 1.711 Pa. Portanto, pode-se afirmar que a diferença de 3,2 vezes se deve à implantação e ao uso do sistema de atomização.

No caso do presente estudo, a perda de carga variou entre 1.664,13 Pa e 1.734,61 Pa e ficou dentro da faixa de operação das torres nebulizadoras, segundo Holzer (1985) e Ogawa (1987).

Na figura 4.23 são apresentadas as médias das perdas de carga de diversos tipos de lavadores de gases com base nos dados publicados por Holzer (1985) e os resultados obtidos no presente trabalho, em função da razão L/G (razão entre as vazões de líquido e de gás).

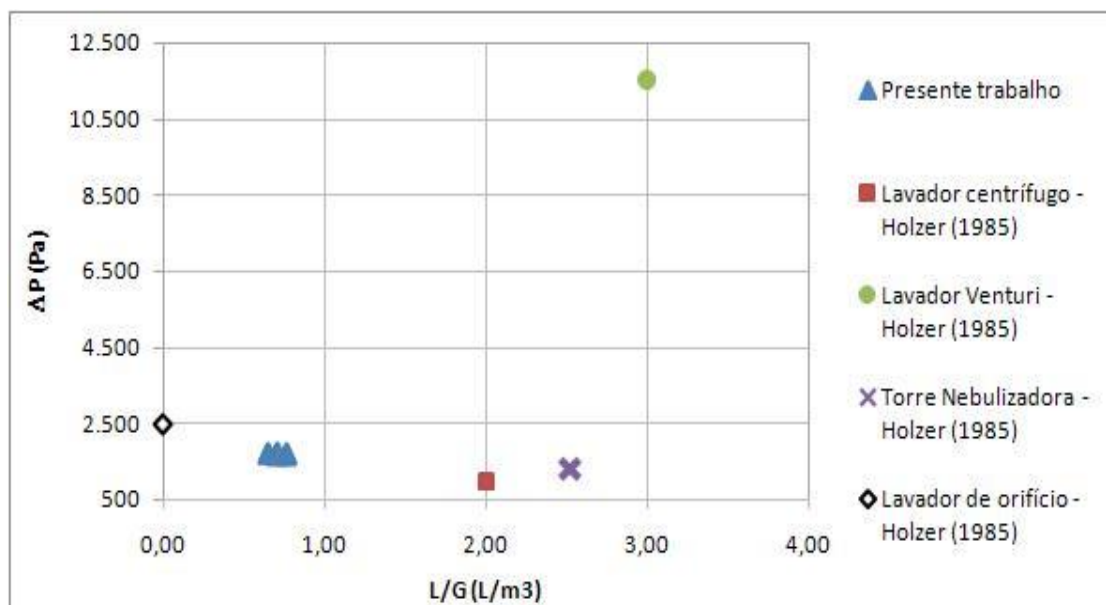


Figura 4.23 – Perda de carga em função da razão L/G

4.4. Considerações finais

A análise estatística permitiu identificar os fatores que exercem influência sobre as variáveis de resposta: eficiência de saturação, número de unidades de transferência do gás e a perda de carga no sistema.

Através das superfícies de resposta geradas pelos modelos matemáticos nas faixas estudadas, foram verificados pontualmente quais são as condições de operação que resultam nas maiores eficiências de saturação, nos maiores números de unidades de transferência do gás e nas menores perdas de carga no ciclone. Por outro lado, muito embora a metodologia tenha fornecido informações adequadas, considerando-se o número de ensaios realizados, as superfícies não revelaram a existência de regiões que poderiam otimizar o desempenho do sistema e deixou de prover maiores informações acerca da melhor condição de operação do ciclone lavador, em razão da faixa de estudo ter sido estreita.

Identificados os fatores, foi possível a realização de testes experimentais com valores intermediários, que confirmaram a possibilidade de aplicação das correlações fornecidas pelos programas computacionais Minitab versão 15 e Statistica versão 7. Tais correlações permitem a previsão do comportamento do equipamento, dentro da faixa de estudo.

Considerando-se a incerteza dos dados experimentais e as aproximações, a concordância entre os valores previstos e os valores experimentais medidos pode ser considerada boa.

Capítulo 5

5. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros

Os ensaios realizados permitiram observar que, após a saída dos bocais atomizadores, a maioria das gotas é centrifugada em direção às paredes do equipamento, formando um filme líquido, ao passo que apenas poucas gotas são arrastadas pela corrente de ar.

A aplicação do planejamento experimental baseado na estatística multivariada permitiu a verificação dos efeitos das variáveis de entrada, quais sejam, o diâmetro dos orifícios da pastilha do atomizador d (2,8 e 3,6 mm) e a razão líquido-gás L/G (0,65 e 0,76 L/m³) sobre as variáveis de saída, eficiência de saturação, (E_s), número de unidades de transferência do gás, (N_{tG}), e a perda de carga no sistema, (ΔP_{sis}), que são respostas indicadoras de desempenho do equipamento.

O delineamento composto central, técnica estatística utilizada neste trabalho, permitiu avaliar os fatores que afetam as respostas. O planejamento experimental e a aplicação de software específico para a análise estatística permitiu a economia de recursos financeiros e humanos, face ao reduzido número de ensaios exigidos. Os modelos foram significativos e permitiram a construção de superfícies de respostas que definem o comportamento do sistema nas regiões estudadas. O desenvolvimento deste trabalho permitiu a proposição de três correlações empíricas para a previsão do desempenho do sistema experimental avaliado, dentro da faixa usual de sua operação. As análises possibilitaram afirmar sobre os modelos que:

- Apenas o termo linear da razão L/G [L/G (L)] e o termo da interação entre o diâmetro dos orifícios e a razão L/G ($d \times L/G$) apresentaram impacto significativo sobre a eficiência de saturação (E_s) indicando que a eficiência de saturação aumenta linearmente com a razão L/G e com o valor do produto entre os fatores d e L/G ;
- O número de unidades de transferência do gás (N_{tG}) e a perda de carga no sistema, (ΔP_{sis}) foram afetados de forma significativa pelos termos lineares e pelos termos quadráticos do

diâmetro dos orifícios e da razão L/G. Também a interação entre esses fatores afetou o desempenho do equipamento de forma significativa. O modelo proposto mostra que o aumento do diâmetro dos orifícios da pastilha provoca a redução de N_{tG} enquanto que o aumento da razão L/G provoca o aumento de N_{tG} . A variação não é linear, uma vez que tanto os fatores quadráticos como o fator de interação entre d e L/G também apresentaram influência significativa;

- Quanto ao modelo para a perda de carga no sistema, o termo linear do diâmetro do orifício [d (L)] indica que há um acréscimo linear na ΔP_{sis} , quando há um aumento no diâmetro dos orifícios da pastilha. O termo linear da razão L/G [L/G (L)] indica que há uma redução linear na ΔP_{sis} , quando a razão L/G aumenta. O termo quadrático do diâmetro dos orifícios [d (Q)] sendo multiplicado por um número negativo indica uma redução quadrática na ΔP_{sis} , quando do aumento do diâmetro. O termo quadrático da razão L/G [L/G (Q)] indica um incremento quadrático da ΔP_{sis} , com o aumento da razão L/G e o termo de interação [d x L/G] provoca um acréscimo linear na perda de carga do sistema, aumentando-se o valor do produto entre d e a razão L/G.

A qualidade da informação possibilitou definir quais são as faixas de operação mais adequadas para cada resposta. Assim, para maximizar a Eficiência de Saturação, E_s (%), e o Número de Unidades de Transferência do Gás, N_{tG} , o diâmetro dos orifícios deve ser de 3,6 mm e a razão L/G de $0,76 \text{ L/m}^3$. Nesta configuração foi obtida uma eficiência de saturação (após o exaustor) de 62,2 % e um número de unidades de transferência do gás de 1,48. Entretanto, para minimizar a perda de carga no sistema, o diâmetro dos orifícios deve ser de 2,8 mm e a razão L/G de $0,76 \text{ L/m}^3$, configuração na qual a eficiência e o número de unidades de transferência foram considerados medianos.

As estimativas apresentadas mostraram que a pressão de atomização e, conseqüentemente, a vazão de líquido possuem elevada influência sobre o diâmetro médio da gota calculada. A interação entre o diâmetro dos orifícios das pastilhas atomizadoras e a razão L/G (líquido-gás) mostra que essas variáveis se influenciam mutuamente, sendo este um fator relevante para o desenvolvimento deste tipo de equipamento.

Além disso, os resultados obtidos permitem afirmar que o equipamento é capaz de reduzir a temperatura de bulbo seco e aumentar a razão de umidade do ar para faixas usuais dos locais de permanência do homem e pode promover conforto térmico. No entanto, deve ser lembrado que sua aplicação é preferencialmente destinada para locais em que o clima é predominantemente quente e seco, ocasiões em que se tem melhor desempenho.

Com base na revisão bibliográfica e nos resultados obtidos, são propostos os seguintes temas como sugestões para trabalhos futuros:

- Verificação do rendimento de coleta de partículas ou absorção de gases nas configurações obtidas neste trabalho;
- Ampliação da faixa de L/G através da variação da vazão de gás;
- Análise da distribuição dos diâmetros, das concentrações e das frações volumétricas das gotas;
- Influência do tipo de spray e das características do filme líquido que molha a parede do ciclone sobre o número de unidades de transferência;
- Estudos experimentais envolvendo a trajetória, coalescência e quebra das gotas;
- Estudo da influência da deflexão e do ângulo de abertura do jato cônico sobre o desempenho do ciclone úmido;
- Determinação da influência da geometria do ciclone úmido sobre seu desempenho;
- Determinação da influência da direção do líquido injetado no ciclone (concorrente ou contracorrente com o gás).

Referências Bibliográficas

ABNT. **NBR 16401 - Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro, RJ: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

ALDEN, J. L.; KANE, J. M. **Desing of Industrial Exhaust Systems**. 4ª Ed. New York, NY, USA: Industrial Press, 1959. 238 p.

AMREIN, D. L. Tips for selecting highly efficient cyclones. **Chemical Engineering**, p. 123-128, 1995.

ASHRAE. **Ashrae Applications Handbook**, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Inc.* Atlanta, 1999.

BAI, B.-F.; ZHANG, H.-B.; SUN, H.-J. Experimental study on turbulent mixing of spray droplets in crossflow. **Experimental Thermal and Fluid Science**, p. 1012-1020, 2009.

BONILLA, C. F.; MOTTES, J. R.; WOLF, M. Air Humidification Coefficients in Spray Towers. **Industrial and Engineering Chemistry**, p. 2521-2525, 1950.

BOX, G. P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. **Statistics for Experimenters**. New York: Wiley, 1978. 653 p.

BROWN, W. K. Operation ans Maintenance of Evaporative Coolers. **Ashrae Journal**, v. 7, p. 37-32, 2000.

BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo, SP: Pearson Education do Brasil, 2007. 410 p.

BUTTON, S. T. **Metodologia para Planejamento Experimental e Análise de Resultados**. Campinas, SP, 2005.

CASAL, J.; MARTÍNEZ-BENET, J. M. A Better Way To Calculate Cyclone Pressure Drop. **Chemical Engineering**, p. 99-100, 1983.

DAHL, H. D.; MUSCHELKNAUTZ, E. Atomization of Liquids and Suspensions with Hollow Cone Nozzles. **Chem. Eng. Technol.**, v. 15, p. 224-231, 1992.

DATTA, A.; SOM, S. K. Numerical prediction of air core diameter, coefficient of discharge and spray cone angle of a pressure swirl spray pressure nozzle. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 21, p. 412-419, 2000.

DIRGO, J.; LEITH, D. Performance of Theoretically Optimised Cyclones. **Filtration & Separation**, p. 119-125, 1985.

DERIVATIVE Calculator. Disponível em: < <http://www.numberempire.com> >. Acesso em 31 dezembro 2011.

EBERT, F.; BÜTTNER, H. Recent investigations with nozzle scrubbers. **Powder Technology**, p. 31-36, 1996.

ECOBRIISA. Viva Equipamentos Ind. Com. Ltda. Campinas, Mai. 2010. Oktala Com. e Tec. de Sistemas. Disponível em: <<http://www.ecobrisa.com.br/>>. Acesso em: 22 mai. 2010.

ENGINEERING Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems: EES. Commercial and Professional Versions. F-Chart Software, 2003.

EL-DESSOUKY; H., ETTOUNEY; H., AL-ZEEFARI, A. Performance analysis of two-stage evaporative coolers. **Chemical Engineering Journal**, p. 255-266, 2004.

ELKOTB, M. M. Fuel Atomization for Spray Modeling. **Prog. Energy Combust. Sci.**, p. 61-91, 1982.

ELSAYED, K.; LACOR, C. Optimization of the cyclone separator geometry for minimum pressure drop using mathematical models and CFD simulations. **Chemical Engineering Science**, p. 6048-6058, 2010.

FANGER, P. O. Human Requirements in future air-conditioned environments. **International Journal of Refrigeration**, p. 148-153, 2001.

FRASER, R. P.; EISENKLAM, P.; DOMBROWSKI N. Liquid Atomization In Chemical Engineering. **British Chemical Engineering**, p. 414-417, 1957.

HANF, E. B. A guide to scrubber selection. **Environmental Science & Technology**, p. 110-115, 1970.

HAYWARD, C. Cyclone Dust Collectors: an Underestimated Technology?. **Filtration & Separation**, 2001.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. 6th. New York: McGraw-Hill Book Company, 1994. 616 p.

HOLZER, K. Wet Separation of Fine Dusts and Aerosols. **International Chemical Engineering**, p. 223-233, 1985.

HOSOZ, M.; ERTUNC, H. M.; OZGUC, A. F. Modelling of a direct evaporative air coller using artificial neural network. **International Journal of Energy Research**, p. 83-89, 2008.

HYLAND, R. W.; WEXLER, A. Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 k to 473.15 k, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures to 5 MPa. **ASHRAE Transactions**, p. 520-535, 1983.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa** .6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 644 p.

ISO-5167. Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles in Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full. 1989.

JASUJA, A. K. Atomization of Crude and Residual Fuel Oils. **ASME J. Eng. Power**, p. 250-258, 1979.

JAVED, K. H.; MAHMUD, T.; PURBA, E. The CO₂ capture performance of a high-intensity vortex spray scrubber. **Chemical Engineering Journal**, p. 448-456, 2010.

JOHNSTONE, H. F.; SILCOX, H. E. Gas Absorption and Humidification in Cyclone Spray Towers. **Industrial and Engineering Chemistry**, p. 808-817, 1947.

JONES, W. P. **Engenharia de Ar Condicionado**. Rio de Janeiro: Campus, 1983. 505 p.

KACHHWAHA, S. S.; DHAR, P. L.; KALE, S. R. Experimental studies and numerical simulation of evaporative cooling of air with a water spray - Horizontal parallel flow. **Int. J. Heat Mass Transfer**, p. 447-464, 1997.

KAISER, A. S.; LUCAS, M.; VIEDMA, A.; ZAMORA, B. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 986-999, 2004.

KALEN, B.; ZENZ, F. A. Theoretical-empirical approach to saltation velocity in cyclone desing. **AIChE Symposium Series**, p. 388-396, 1974.

KAYANO, A.; KAMIYA, T. Calculation of the Mean Size of the Droplets Purged from the Rotating Disk. **Proceedings of the 1st International Conference on Liquid Atomization and Sprays**, p. 133-143, 1978.

KEN-ICHI SUMIDA, M.; SATAKE, T.; MAEZAWA, A.; TAKESHITA, T.; UCHIDA, S. Experimental and Modelind Study on CO₂ Absorption in a Cyclone Scrubber by Phenomenological Model and Neural Networks. **Korean J. Chem. Eng.**, p. 589-594, 2004.

KESHAVARZ, P.; BOZORGI, Y.; FATHIKALAJAHI, J.; TAHERI, M. Prediction of the spray scrubbers performance in the gaseous and particulate scrubbing processes. **Chemical Engineering Journal**, p. 22-31, 2008.

KLEINSCHMIDT, R. V.; ANTHONY, A. W. Recent Developments of the Pease Anthony Gas Scrubber. **Transactions of the ASME**, p. 349-357, 1941.

KOCH, W. H.; LICHT, W. New Design Approach Boosts Cyclone Efficiency. **Chemical Engineering**, p. 80-88, 1977.

KRAMES, J.; BÜTTNER, H. The Cyclone Scrubber - a High Efficiency Wet Separator. **Chem. Eng. Technol.**, p. 73-80, 1994.

KRAMES, J.; BÜTTNER, H.; EBERT, F. Particle separation in a wet operated cyclone. **Journal of Aerosol Science**, p. 591-592, 1993.

LAPPLE, C. E. Processes Use Many Collector Types. **Chemical Engineering**, p. 144–151, 1951.

LAPPLE, C. E.; KAMACK, H. J. Performance of wet dust scrubbers. **Chem. Eng. Prog.**, p. 110-121, 1955.

LEE, B.-K.; JUNG, K.-R.; PARK, S.-H. Development and application of a novel swirl cyclone scrubber - (1) Experimental. **Journal of Aerosol Science**, p. 1079-1088, 2008.

LEFEBVRE, A. H. **Atomization and Sprays**. West Lafayette, Indiana: Taylor & Francis, 1989. 421 p.

LEFEBVRE, A. H. **Gas Turbine Combustion**. Washington, D.C.: Hemisphere Pub. Corp., 1983. 400 p.

LEITH, D.; LICHT, W. The collection efficiency of cyclone type particle collectors — a new theoretical approach. **AIChE Symposium Series.**, v. 68, n. 126, 1972.

LEMOUARI, M.; BOUMAZA, M.; KAABI, A. Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower. **Energy Conversion and Management**, p. 1610-1617, 2009.

LIDEN, G.; GUDMUNDSSON, A. Semi-empirical modelling to generalise the dependence of cyclone collection efficiency on operating conditions and cyclone design. **Journal of Aerosol Science**, p. 853-874, 1997.

LIM, K. S.; KWON, S. B.; LEE, K. W. Characteristics of the Collection Efficiency for a Double Inlet Cyclone with Clean Air. **Journal of Aerosol Science**, 2003.

LIPP, C. W. Spray Technology Fundamentals & Applications: Game Winning Strategies. **Chemical Engineering**, pp. 42-50, 2008.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2ª Ed. Rio de Janeiro, RJ: Editora Guanabara Koogan S.A., 1990. 403 p.

MAJEWSKI, R. **Concepção, Desenvolvimento e Teste de um Lavador de Gases**. São Paulo, SP, 2002, 48 p.

MAKKINEJAD, N. Temperature profile in countercurrent/cocurrent spray towers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 429-442, 2000.

MARTINS, N. **Manual de Medição de Vazão Através de Placas de Orifício, Bocais e Venturis**. Rio de Janeiro, RJ: Editora Interciência Ltda., 1998. 297 p.

MEIKAP, B. C.; KUNDU, G.; BISWAS, M. N. Mass Transfer Characteristics of a Counter Current Multi Stage Bubble Column Scrubber. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, p. 1185-1193, 2004.

MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis Of Experiments**. 5^a. New York, New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001. 684 p.

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**. 2^a Edição. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2008. 463 p.

MOORE, M. E.; MCFARLAND, A. R. Performance Modeling of Single-Inlet Aerosol Sampling Cyclones. **Environ. Sci. Technol.**, v. 27, p. 1842-1848, 1993.

MORAN, M. J.; SHAPIRO H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. LTC Editora, 2002. 681 p.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; MUNSON, B. R.; DEWITT, D. P. **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2005. 604 p.

MOREIRA, J. R. S. **Fundamentos e Aplicações da Psicrometria**. RPA Editorial, 1999. 194 p.

NETO, B. DE B.; SCARMINO, I. S.; BRUNS, R. E. **Como fazer experimentos: Pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria**. 2^a Ed. Campinas, SP: Editora da Unicamp, 2003. 416 p.

NONNENMACHER, S.; PIESCHE, M. Desing of hollow cone pressure swirl nozzles to atomize Newtonian fluids. **Chemical Engineering Science**, p. 4339-4348, 2000.

NUKIYAMA, S.; TANASAWA, Y. Experiments on the Atomization of Liquids in an Airstream. **Trans. Soc. Mech. Eng. Jpn**, p. 68-75, 1939.

OGAWA, A. **Separation of Particles From Air and Gases**. 3^a Ed. John Keith Beddow. Vol. II. Boca Raton, Florida: CRC Press, Inc., 1987. 208 p.

PARK, S.-H.; LEE, B.-K. Development and application of a novel swirl cyclone scrubber (2) Theoretical. **Journal of Hazardous Materials**, p. 315-321, 2009.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineer's Handbook**. 7^a Ed. New York: McGraw-Hill, 1997.

PINILLA, E. A.; DÍAZ J. M.; COCA J. Mass Transfer and Axial Dispersion in a Spray Tower for Gas-Liquid Contacting. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 62, p. 617-622, 1984.

QIU, G. Q.; RIFFAT, S. B. Novel design and modelling of an evaporative cooling system for buildings. **International Journal of Energy Research**, p. 985-999, 2006.

RADCLIFE, A. Fuel Injection. **High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion**, 1960.

RENZE, P.; HEINEN, K.; SCHÖNHERR, M. Experimental and Numerical Investigation of Pressure Swirl Atomizers. **Chemical Engineering Technology**, v. 34, p. 1191-1198, 2011.

RODRIGUES, M. I.; IEMMA, A. F. **Planejamento de Experimentos e Otimização de Processos**. 1^a. Campinas, SP: Casa do Pão, 2005. 325 p.

RORIZ, M. Psicrom 1.0. **Software desenvolvido para estudo das propriedades do ar úmido**. São Carlos, SP, 2003.

SADA, E.; TAKAHASHI, K.; MORIKAWA, K.; ITO, S. Drop Size Distribution for Spray by Full Cone Nozzle. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 36, p. 455-459, 1978.

SAUER JR., H. J.; HOWELL, R. H.; COAD, W. J. Air Processing Equipment. In: **Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning**, por Ashrae Inc., p. 17.1-17.26, 2001.

SAUER JR., H. J.; HOWELL, R. H.; COAD, W. J. Thermodynamics and Psychrometrics. In: **Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning**, por Ashrae Inc., p. 2.1-2.27, 2001.

SCHMIDT, B.; STICHLMAIR, J. Two-Phase Flow and Mass Transfer in Scrubbers. **Chemical Engineering Technology**, p. 162-166, 1991.

SCHRAUWEN, F. J. M.; THOENES, D. Selective Gas Absorption in a Cyclone Spray Scrubber. **Chemical Engineering Science**, p. 2189-2194, 1988.

SEMIÃO, V.; ANDRADE, P.; CARVALHO, M. G. Spray Characterization: numerical prediction of Sauter mean diameter and droplet size distribution. **Fuel**, p. 1707-1714, 1996.

SEMRAU, K. T.; MARYNOWSKI, C. W.; LUNDE, K. E.; LAPPLE, C. E. Influence of Power Input on Efficiency of Dust Scrubbers. **Ind. Eng. Chem.**, p. 1615-1620, 1958.

SEMRAU, K. T. Correlation of Dust Scrubber Efficiency. **Journal of Air Pollution Control Association**, p. 200-207, 1960.

SHEPHERD, C. B.; LAPPLE, C. E. Flow Pattern and Pressure Drop in Cyclone Dust Collectors. **Industrial and Engineering Chemistry**, p. 972-984, 1939.

SHEREVE, R. N.; Jr, J. A. B. **Indústrias de Processos Químicos**. 4ª Ed. Rio de Janeiro, RJ: Guanabara Koogan S.A., 1977. 717 p.

SNYDER, H. E.; SENSER, D. W.; LEFEBVRE, A. H. Mean Drop Sizes From Fan Spray Atomizers. **ASME Journal of Fluids Engineering**, p. 342-347, 1989.

SOTO, F. P.; SILVA, J. A.; SANTOS, A. M.; SANCHES, A. G. Avaliação das incertezas na calibração de um medidor de consumo de ar para um motor de combustão interna. **Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica**, p. 39-52, 2004.

STAIRMAND, C. J. The Design And Performance os Cyclone Separators. **Trans. Inst. Chem. Eng.**, p. 356-372, 1951.

STEWART, R. B.; JACOBSEN, R. T.; BECKER, J. H. Formulations for the thermodynamic properties of Moist air at low pressures as used for construction of new Ashrae SI Unit Psychrometric Charts. 89 (2A). **ASHRAE Transactions**, p. 536-548, 1983.

SURESHKUMAR, R.; KALE, S. R.; DHAR, P. L. Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air - I. Experimental data. **Applied Thermal Engineering**, p. 349-360, 2007.

TANASAWA, Y.; MIYASAKA, Y.; UMEHARA, M. Effect of Shape of Rotating Disks and Cups on Liquid Atomization. **Proceedings of the 1st International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems**, p. 165-172, 1978.

TANIGUSHI, I.; TAKAMURA, Y.; ASANO, K. Experimental Study of Gas Absorption with a Spray Column. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, p. 427-433, 1997.

THEODORE, L.; BUONICORE, A. J. **Air Pollution Control Equipment**. Vols. I - Particulates. Boca Raton, Florida: CRC Press, Inc., 1988. 184 p.

KUEHN, T. H.; RAMSEY, J. W.; THREKELD, J. L. **Thermal Environmental Engineering**. 2^a Ed. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, Inc., 1998. 740 p.

THRELKELD, J. L. **Thermal Environmental Engineering**. 2^a Ed. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, Inc., 1970. 149 p.

TREYBAL, R. E. **Operaciones de Transferencia de Masa**. 2^a Ed. México: McGraw-Hill Book Co., 1980. 858 p.

TYCO, International Ltd. Company. **Directional Spray Nozzles w Strainer Type HV**. 1994.

WEISMAN, J.; BONILLA, C. F. Liquid-Gas Interfacial Area in Packed Columns. **Industrial and Engineering Chemistry**, p. 1099-1105, 1950.

WHO. **Strategic approaches to indoor air policy-making**. Copenhagen, 1999. 100 p.

WOODS PRACTICAL GUIDE TO FAN ENGINEERING. **Woods Practical Guide to Fan Engineering**. 6^a Ed. Woods of Colchester Limited, 1992. 376 p.

XIANG, R.; PARK, S.-H., LEE, K.-W. Effects of cone dimension on cyclone performance. **Journal of Aerosol Science**, p. 549-561, 2001.

XU, Z.; XIAO, Y.; WANG, Y. Experimental and theoretical studies on air humidification by a water spray at elevated pressure. **Applied Thermal Engineering**, p. 2549-2558, 2007.

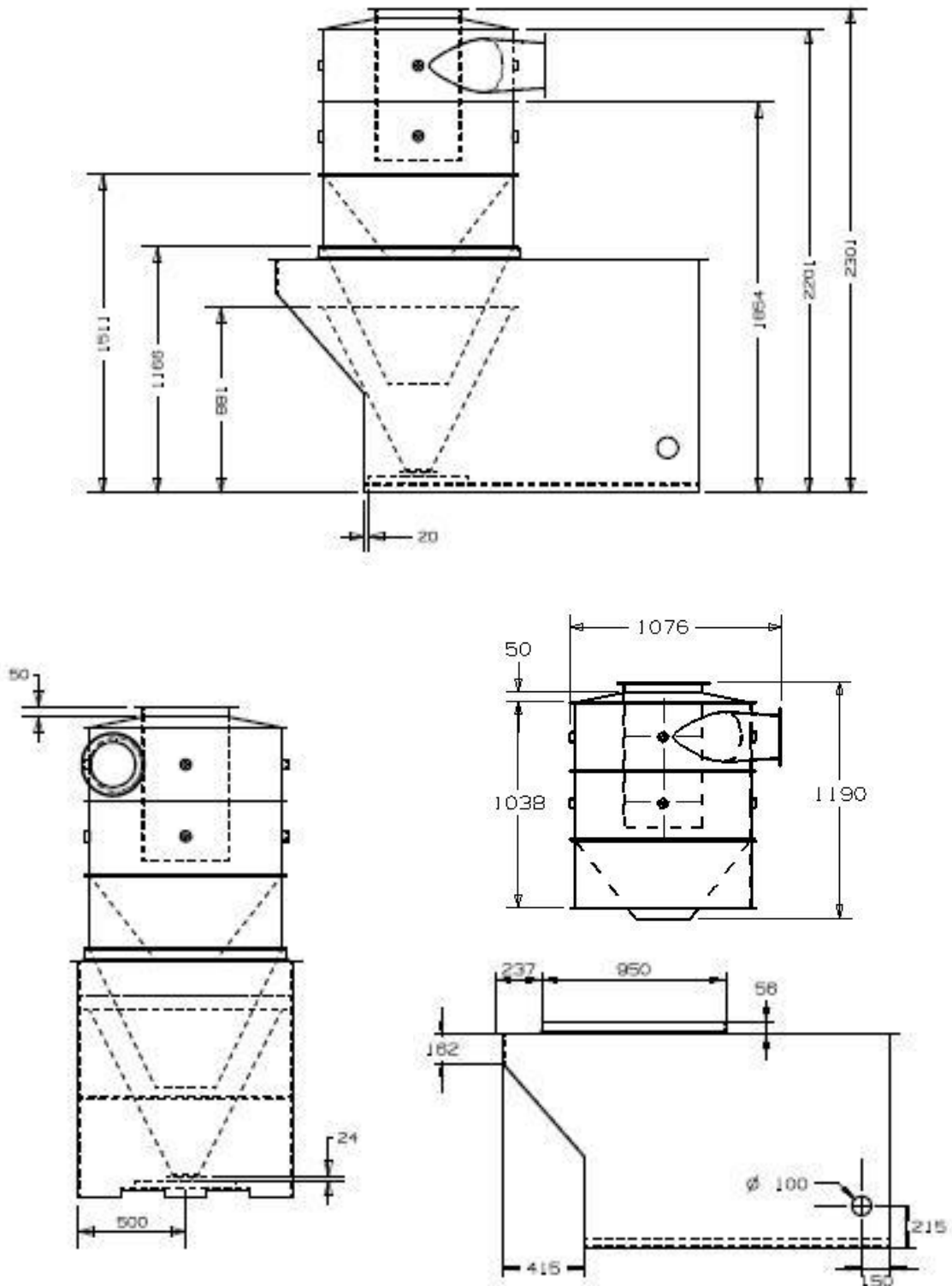
YANG, K.; YOSHIDA, H. Effect of mist injection position on particle separation performance of cyclone scrubber. **Separation and Purification Technology**, p. 221-230, 2004.

ZAJACZKOWSKI, J. **Odpylanie w przemyśle**. Warszawa: Arkady, 1971. 402 p.

ZAREI, S.; JAMSHIDI, E.; EBRAHIMI, A. A. PVC dust removal from the air by a new dynamical scrubber. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, p. 1193-1198, 2010.

Apêndice A – Desenhos técnicos do ciclone estudado

(dimensões em mm)



Apêndice B – Calibração dos Termopares

Para a medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e na saída do sistema experimental foram usados quatro sensores de temperatura do tipo T (Cobre-Constantan), os quais foram devidamente calibrados com o auxílio de um termômetro padrão. Lembrando que a escolha dos termopares para uma determinada medição deve ser feita considerando-se as características exigidas pelo processo, os termopares tipo T foram selecionados em razão do baixo custo de aquisição, elevado grau de confiabilidade, robustez e ampla faixa de aplicação. O Apêndice B da presente dissertação tem por finalidade apresentar a metodologia e os resultados obtidos com a calibração dos termopares.

B. 1. Materiais e métodos empregados na calibração dos termopares

Para realizar a calibração dos termopares tipo T foram utilizados os seguintes equipamentos e materiais de insumo:

- Cuba de isopor com agitador manual;
- Resistência elétrica para o aquecimento da água no banho;
- Termômetro padrão com resolução de medida igual a 0,1 °C;
- Indicador de temperatura multicanal modelo CSC-99 da marca Contemp Indústria e Comércio de Serviços Ltda. com resolução de 0,1° C;
- Quatro termopares tipo T;
- Água aquecida e gelo picado e moído.

Um diagrama esquemático dos materiais empregados pode ser visualizado na Fig. B.1.

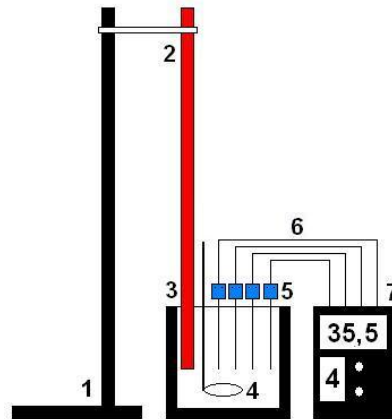


Figura B.1 – Esquema do sistema para calibração dos termopares tipo T

Legenda:

- [1] Suporte metálico e haste
- [2] Termômetro padrão
- [3] Cuba de isopor
- [4] Agitador manual
- [5] Termopares tipo T
- [6] Cabos
- [7] Indicador multicanais

O fluido utilizado nos experimentos foi água pelo fato das temperaturas de interesse serem inferiores a 100° C.

B. 2. Procedimento Experimental

Foram efetuadas 9 corridas experimentais, nas quais a temperatura da mistura esteve na faixa entre 0 a 45° C, que enquadra as condições de operação testadas. Nos experimentos realizados, foi fornecida água aquecida e agitação para acréscimo da temperatura e homogeneização da mistura. Para cada ensaio de coleta dos dados, aguardou-se até que a mistura atingisse o equilíbrio térmico.

A calibração dos termopares tipo T seguiu os seguintes procedimentos:

1. Aquecer a água para o banho térmico até uma temperatura de 80° C para que não ocorra mudança de fase;
2. Atingida a temperatura requerida, encher a cuba com gelo e água à temperatura ambiente e, seguidamente, tampar o recipiente que deve ser isolado termicamente. Previamente são feitos os orifícios onde serão inseridos o termômetro padrão e os termopares tipo T.
3. Para garantir a homogeneidade do banho, foram tomadas três medidas com o termômetro padrão num intervalo de tempo de cinco minutos entre as medidas, alterando-se verticalmente o posicionamento do termômetro padrão. Uma vez atingido o equilíbrio térmico o qual é evidenciado pelo acompanhamento das medidas feitas com o termômetro padrão é iniciada a calibração;
4. Ligar o indicador multicanal verificando-se o posicionamento vertical do termômetro padrão e dos termopares tipo T;
5. Tomar cinco medidas à temperatura de equilíbrio do banho, cada uma delas com um intervalo de tempo de três minutos;
6. Efetuada a primeira série de medidas, abrir a tampa da cuba e retirar um volume da mistura adicionando igual volume de água aquecida, para aumentar a temperatura do banho até uma nova temperatura de equilíbrio;
7. Repetir a etapa 3 para garantir o equilíbrio térmico do banho à nova temperatura de equilíbrio. Uma vez feito isso, proceder à calibração dos termopares tipo T no novo valor de temperatura, executando-se os procedimentos 6 e 7 acima. Finalizada a coleta de dado, realiza-se a etapa 8.

B. 3. Resultados

Nas tabelas B.1 a B.4 são apresentados os dados experimentais de temperatura obtidos a partir das médias de cinco leituras realizadas com a utilização dos termopares e do termômetro padrão. Estas medidas subsidiaram a análise de regressão, que forneceu as equações de predição das temperaturas para cada sensor. Nas aludidas tabelas, em que cada canal refere-se a um termopar, também são apresentados os valores calculados a partir das equações de regressão linear.

Tabela B.1 – Valores medidos e calculados para T1

Ensaio	Canal 1 - Temperatura °C		
	Termômetro Padrão T_p (°C)	Média da temperatura lida T_{1Lida} (°C)	Temperatura calculada $T_{1Calculada}$ (°C)
1	0,3	3,36	0,7
2	1,4	3,94	1,3
3	8,0	10,36	7,7
4	13,2	15,84	13,2
5	19,0	21,64	19,0
6	24,7	27,14	24,6
7	30,1	32,38	29,9
8	33,9	36,48	34,0
9	40,1	42,68	40,2

Tabela B.2 – Valores medidos e calculados para T2

Ensaio	Canal 2 - Temperatura °C		
	Termômetro Padrão T_p (°C)	Média da temperatura lida T_{2Lida} (°C)	Temperatura calculada $T_{2Calculada}$ (°C)
1	0,3	2,98	0,7
2	1,5	3,56	1,3
3	7,9	9,98	7,7
4	13,2	15,42	13,2
5	19,0	21,20	19,0
6	24,7	26,70	24,6
7	30,1	31,94	29,8
8	33,9	35,88	33,8
9	40,0	42,32	40,3

Tabela B.3 – Valores medidos e calculados para T3

Ensaio	Termômetro Padrão T_p (°C)	Canal 3 - Temperatura °C	
		Média da temperatura lida T_{3Lida} (°C)	Temperatura calculada $T_{3Calculada}$ (°C)
1	0,3	2,74	0,7
2	1,5	3,34	1,3
3	7,9	9,74	7,7
4	13,2	15,22	13,2
5	19,0	21,08	19,0
6	24,7	26,50	24,5
7	30,0	31,78	29,7
8	33,9	35,86	33,9
9	40,0	42,26	40,3

Tabela B.4 – Valores medidos e calculados para T4

Ensaio	Termômetro Padrão T_p (°C)	Canal 4 - Temperatura °C	
		Média da temperatura lida T_{4Lida} (°C)	Temperatura calculada $T_{4Calculada}$ (°C)
1	0,3	2,16	0,8
2	1,6	2,78	1,4
3	7,9	9,10	7,8
4	13,6	14,62	13,3
5	19,0	20,40	19,0
6	24,7	25,82	24,5
7	30,0	31,12	29,8
8	33,8	35,08	33,8
9	39,9	41,54	40,2

Na tabela B.5 são resumidas as equações de regressão linear obtidas para os termopares T1, T2, T3 e T4. Nota-se pelos valores dos coeficientes de correlação, que as equações obtidas para os termopares avaliados podem ser utilizadas satisfatoriamente na correção de medidas de temperaturas.

Tabela B.5 – Equações obtidas a partir da análise de regressão linear para os termopares

Termopar	Equação de Regressão Linear	R ²
T1	$T_{1\text{Calculada}} = 1,006 T_p - 2,701$	0,999
T2	$T_{2\text{Calculada}} = 1,006 T_p - 2,294$	0,999
T3	$T_{3\text{Calculada}} = 1,001 T_p - 2,028$	0,999
T4	$T_{4\text{Calculada}} = 1,000 T_p - 1,330$	0,999

As figuras B.2 a B.5 exibem as curvas de calibração para os termopares tipo T, que se originaram através da realização da regressão linear de primeira ordem, para cada conjunto de dados referentes aos canais.

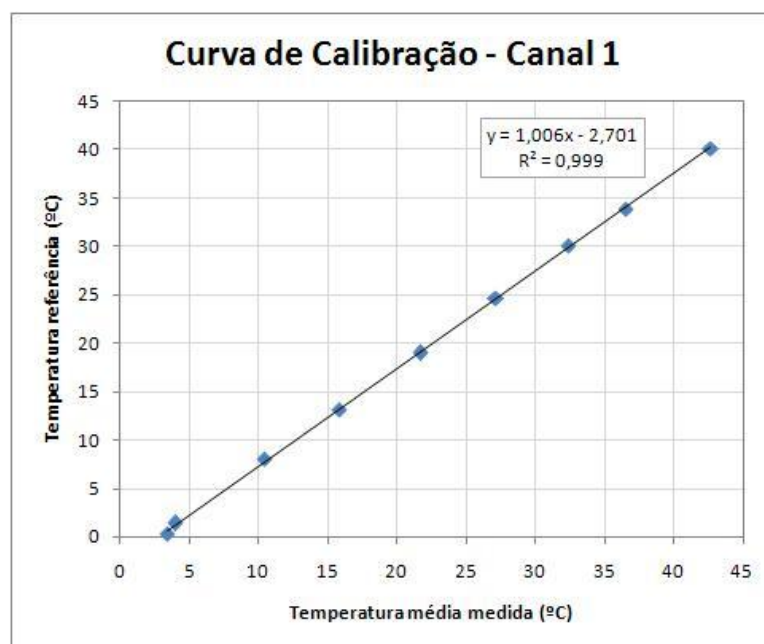


Figura B.2 – Curva de calibração do termopar T1

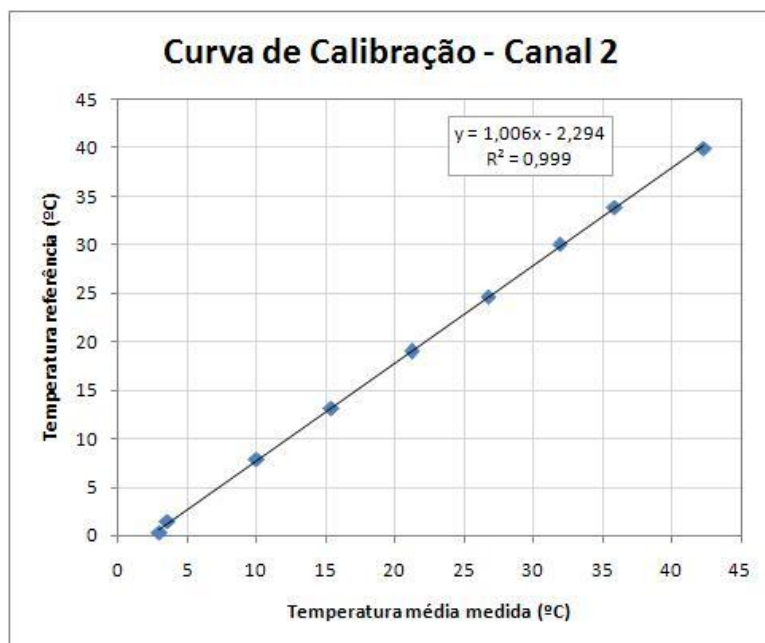


Figura B.3 – Curva de calibração do termopar T2

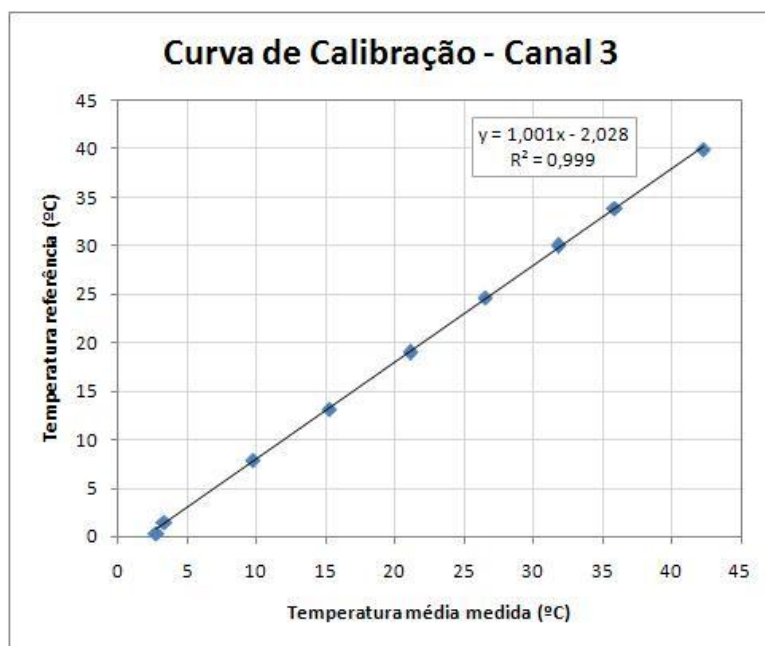


Figura B.4 – Curva de calibração do termopar T3

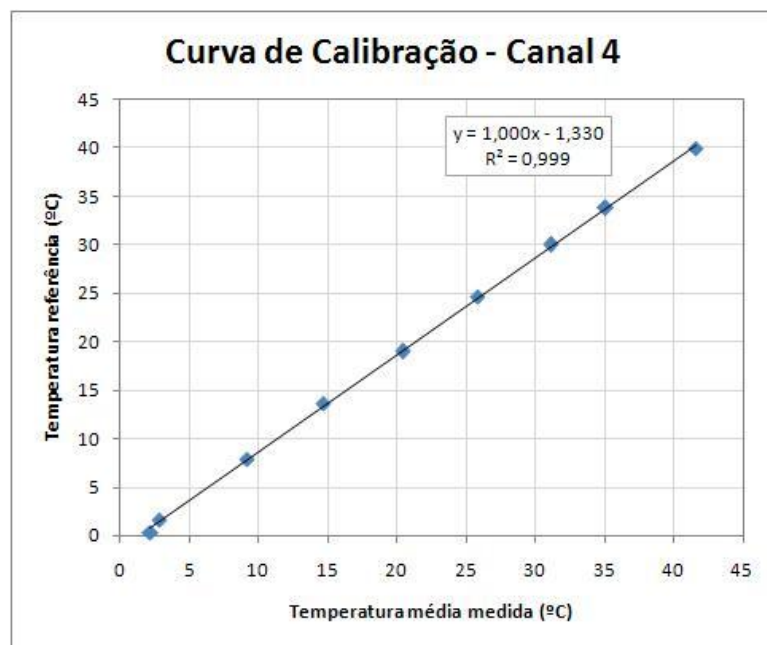


Figura B.5 – Curva de calibração do termopar T4

B. 4. Cálculo da incerteza na medição das temperaturas

Para as temperaturas de referência, foram medidos cinco valores de temperatura, isto é, 9 amostras de $n = 5$ cada. Em seguida foram calculadas as médias e os desvios padrões para cada amostra.

Com os valores médios x de temperatura de cada amostra e com as temperaturas de referência y , foram calculados os coeficientes da regressão linear $\hat{y} = \hat{a}x + \hat{b}$, através do método dos mínimos quadrados, construído os gráficos com as curvas de tendência e calculados os valores de previsão.

A tabela B.6 apresenta as faixas das variações nos resultados parciais e totais das incertezas para cada um dos termopares, considerando-se um intervalo de confiança de 95%.

Tabela B.6 – Resultado da incerteza para cada termopar (°C)

Termopar	S_{MQ}	S_A	S_B	RSS
T1	0,20 – 0,26	0 – 0,81	0,05	0,20 – 0,84
T2	0,19 – 0,20	0 – 0,62	0,05	0,20 – 0,65
T3	0,19 – 0,21	0 – 0,34	0,05	0,20 – 0,40
T4	0,23 – 0,24	0 – 0,81	0,05	0,24 – 0,84

Na tabela B.6, S_{MQ} é a resposta esperada para um valor específico da temperatura, considerando-se um intervalo de confiança de 95%, S_A é a incerteza avaliada por método estatístico, S_B é a incerteza sistemática fornecida pelo fabricante do termômetro padrão e RSS é a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas S_{MQ} , S_A e S_B .

Soto *et al.* (2004) afirmam que, em muitas situações, a incerteza total em um resultado é dominada por poucos termos. No presente caso pôde-se observar que o valor de S_B , incerteza sistemática do termômetro padrão, não exerce influência significativa sobre o valor da incerteza total, posto que esses valores são bem menores que a incerteza padrão estimada pela aplicação dos mínimos quadrados.

Os valores apresentados na tabela B.6 não considera a existência de incerteza sistemática (tipo B) oriunda da resolução do indicador multicanal e da junção de referência.

**Tabela B.7 – Distribuição de t (Student)
Adaptado de Montgomery e Runger (2008)**

GL n	t_{50} 0,5	t_{60} 0,4	t_{70} 0,3	t_{80} 0,2	t_{90} 0,1	t_{95} 0,05	t_{98} 0,02	t_{99} 0,01	$t_{99,9}$ 0,001
1	1	1,376	1,963	3,078	6,314	12,706	31,821	63,657	636,619
2	0,816	1,061	1,386	1,886	2,92	4,303	6,965	9,925	31,598
3	0,765	0,978	1,25	1,638	2,353	3,182	4,541	5,541	12,924
4	0,741	0,941	1,19	1,533	2,132	2,776	3,747	4,604	8,61
5	0,727	0,92	1,156	1,476	2,015	2,571	3,365	4,032	6,869
6	0,718	0,906	1,134	1,44	1,943	2,447	3,143	3,707	5,959
7	0,711	0,896	1,119	1,415	1,895	2,365	2,365	3,499	5,408
8	0,706	0,889	1,108	1,397	1,86	2,306	2,896	3,355	5,041
9	0,703	0,883	1,1	1,383	1,833	2,262	2,821	3,25	4,781
10	0,7	0,879	1,093	1,372	1,812	2,228	2,764	3,169	4,587
11	0,697	0,876	1,088	1,363	1,796	2,201	2,718	3,106	4,437
12	0,695	0,873	1,083	1,356	1,782	2,179	2,681	3,055	4,318
13	0,694	0,87	1,079	1,35	1,771	2,16	2,65	3,012	4,221
14	0,692	0,868	1,076	1,345	1,761	2,145	2,624	2,977	4,14
15	0,691	0,866	1,074	1,341	1,753	2,131	2,602	2,947	4,073
16	0,69	0,865	1,071	1,337	1,746	2,12	2,583	2,921	4,015
17	0,689	0,863	1,069	1,333	1,74	2,11	2,567	2,898	3,965
18	0,688	0,862	1,067	1,33	1,734	2,101	2,552	2,878	3,922
19	0,688	0,861	1,066	1,328	1,729	2,093	2,539	2,861	3,883
20	0,687	0,86	1,064	1,325	1,725	2,086	2,528	2,845	3,85
21	0,686	0,859	1,063	1,323	1,721	2,08	2,518	2,831	3,819
22	0,686	0,858	1,061	1,321	1,717	2,074	2,508	2,819	3,792
23	0,685	0,858	1,06	1,319	1,714	2,069	2,5	2,807	3,767
24	0,685	0,857	1,059	1,318	1,711	2,064	2,492	2,797	3,745
25	0,684	0,856	1,058	1,316	1,708	2,06	2,485	2,787	3,726
26	0,684	0,856	1,058	1,315	1,706	2,056	2,479	2,779	3,707
27	0,684	0,856	1,057	1,314	1,703	2,052	2,473	2,771	3,69
28	0,683	0,856	1,056	1,313	1,701	2,048	2,467	2,763	3,674
29	0,683	0,854	1,055	1,311	1,699	2,045	2,462	2,756	3,659
30	0,683	0,854	1,055	1,31	1,697	2,042	2,457	2,75	3,646
40	0,681	0,851	1,05	1,303	1,684	2,021	2,423	2,704	3,551
60	0,679	0,848	1,046	1,296	1,671	2	2,39	2,66	3,46
120	0,677	0,845	1,041	1,289	1,658	1,98	2,358	2,617	3,373
infinito	0,674	0,842	1,036	1,282	1,645	1,96	2,326	2,576	3,291

Na tabela B.7, GL é a designação para Grau de Liberdade e os subscritos do Fator-t indicam o percentual do nível de confiança.

Apêndice C – Determinação das vazões nos bocais

A vazão de líquido nos bocais atomizadores foi determinada para cada pastilha, através do método volumétrico. O Apêndice C desta dissertação apresenta a metodologia e os resultados obtidos nas medições das vazões.

C. 1. Materiais e métodos empregados na determinação das vazões

A vazão nos bocais atomizadores foi determinada através do método volumétrico, o qual é baseado na definição de vazão em volume, isto é, no volume de fluido líquido que atravessa uma determinada seção do escoamento por unidade de tempo, ou seja:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{C.1})$$

em que V é o volume [m³] e t é o tempo [s].

Medindo-se o volume (V) de fluido líquido que escoar durante um determinado período de tempo (t), a relação entre o volume e o tempo resulta a vazão (Q) média no tempo estabelecido.

Assim, foram cronometrados os tempos necessários para o enchimento de um tambor com capacidade volumétrica de 20 litros de água, previamente verificada, que por sua vez foi pesado com o auxílio de uma balança com capacidade para aferir uma massa de até 220 kg e resolução de 0,1 kg.

O tempo dos experimentos foi medido com um cronômetro digital da marca Instrutherm, modelo CD-2800, com resolução de 0,01 s.

Foram efetuados três ensaios para a determinação da vazão de cada pastilha, para uma determinada pressão indicada por um manômetro de Bourdon.

C. 2. Resultados

A tabela C.1 contempla os valores das vazões de líquido nos bocais, de acordo com o diâmetro dos orifícios das pastilhas e as equações obtidas para o cálculo das respectivas vazões, através do método dos mínimos quadrados.

Tabela C.1 – Vazão de líquido nos atomizadores - Q_L (L/s)

Pressão de atomização ΔP_L (bar)	Pressão de atomização ΔP_L (kPa)	Diâmetro do orifício - d (mm)		
		2,8 mm $Q_L = 0,3526 \Delta P_L^{0,4206}$ $R^2 = 0,998$	3,2 mm $Q_L = 0,4116 \Delta P_L^{0,4947}$ $R^2 = 0,995$	3,6 mm $Q_L = 0,4909 \Delta P_L^{0,4444}$ $R^2 = 0,998$
0,50	50	0,26	0,29	0,36
0,55	55	0,27	0,31	0,38
0,60	60	0,28	0,32	0,39
0,65	65	0,29	0,33	0,41
0,70	70	0,30	0,35	0,42
0,75	75	0,31	0,36	0,43
0,80	80	0,32	0,37	0,44
0,85	85	0,33	0,38	0,46
0,90	90	0,34	0,39	0,47
0,95	95	0,35	0,40	0,48
1,00	100	0,35	0,41	0,49
1,05	105	0,36	0,42	0,50
1,10	110	0,37	0,43	0,51
1,15	115	0,37	0,44	0,52
1,20	120	0,38	0,45	0,53
1,25	125	0,39	0,46	0,54
1,30	130	0,39	0,47	0,55
1,35	135	0,40	0,48	0,56
1,40	140	0,41	0,49	0,57
1,45	145	0,41	0,49	0,58
1,50	150	0,42	0,50	0,59
1,55	155	0,42	0,51	0,60
1,60	160	0,43	0,52	0,60

A figura C.1 apresenta as curvas das vazões de líquido em função da pressão de atomização lida através do manômetro de Bourdon, com escala de 0 a 7 bar, para cada pastilha utilizada na presente pesquisa.

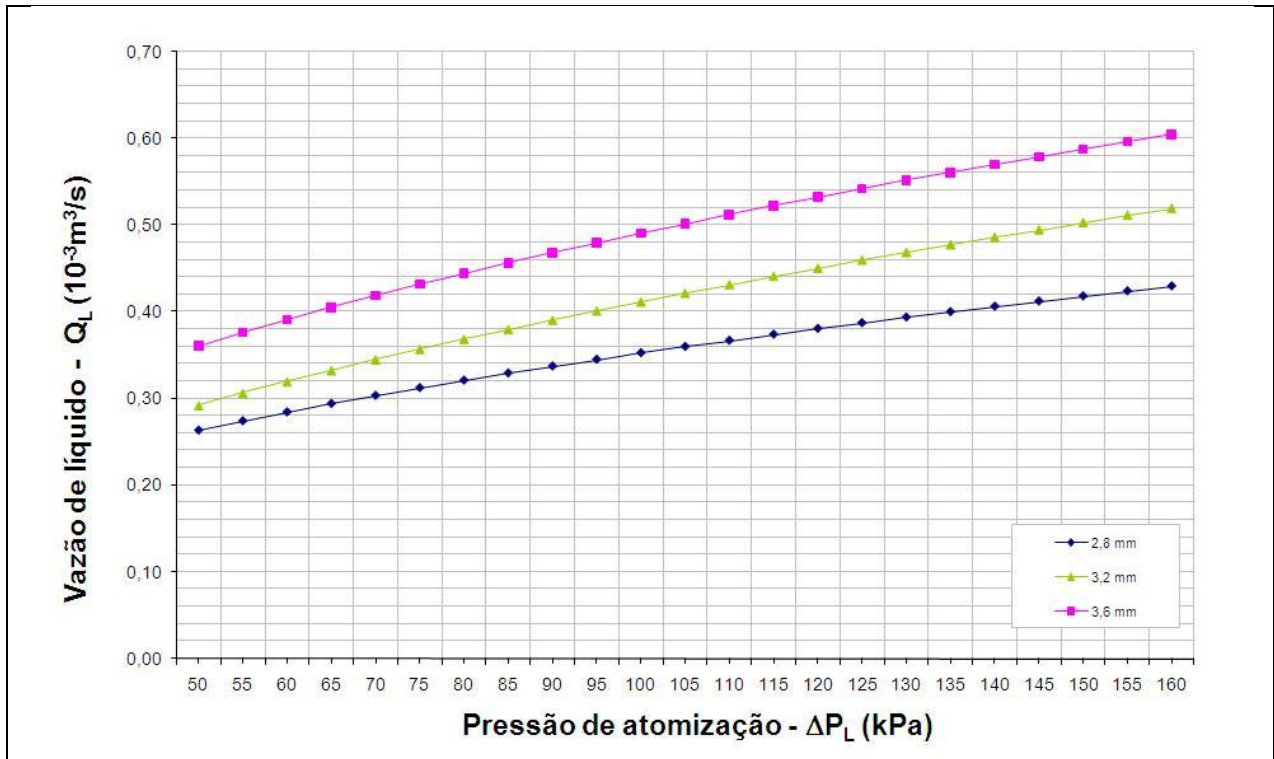


Figura C.1 – Vazão de líquido nos bocais

Apêndice D – Determinação da vazão do gás

Por ocasião da etapa experimental da presente dissertação, foi verificado o funcionamento de uma placa de orifício concêntrica instalada no duto de entrada do ciclone úmido. Seu elemento primário foi construído em plástico acrílico com base na norma ISO-5167 (ISO-5167, 1989). O elemento secundário incluiu as tomadas de pressão do tipo D – D/2 fabricadas em latão, as quais foram rosqueadas junto ao duto de entrada do gás e conectadas por meio de duas mangueiras a um manômetro diferencial U, com escala de até 250 mm cujo líquido manométrico utilizado foi a água.

O cálculo do coeficiente de descarga e as interações utilizando-se as equações propostas na norma ISO-5167 (ISO-5167, 1989) para a determinação da vazão do gás, bem como o detalhamento da instalação da placa de orifício encontram-se neste apêndice.

D. 1. Características da placa de orifício

O elemento primário utilizado para a medição da vazão de ar tem suas dimensões apresentadas na Tab. D.1.

Tabela D.1 – Dados geométricos da placa de orifício

Símbolo	Descrição	
D_{ext}	Diâmetro externo da placa	300 mm
d_{placa}	Diâmetro do orifício da placa	145 mm
D_0	Diâmetro do duto de entrada do gás	200 mm
β	Razão entre os diâmetros (d_{placa}/D_0)	0,725
e	Espessura	10 mm

D. 2. Metodologia de cálculo

Para o cálculo das vazões em função da perda de carga apresentada pelo manômetro em U foi desenvolvida uma planilha em aplicativo Excel cujos resultados baseados na norma ISO-5167 (ISO-5167, 1989) são expressos através da Tab. (D.2). Segundo a aludida norma, a vazão mássica (kg/s) de ar através da placa de orifício é dada pela Eq. (D.1):

$$q_m = \varepsilon C \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \frac{\pi D_0^2}{4} \sqrt{2 \rho_G \Delta P_{placa}} \quad (\text{D.1})$$

em que ρ_G é a massa específica do gás nas condições do escoamento [kg/m^3], ΔP_{placa} é a diferença de pressão medida nas tomadas de pressão do elemento primário [Pa] e β é a razão entre o diâmetro do orifício da placa e diâmetro do duto nas condições de operação, conforme a Eq. (D.2):

$$\beta = \frac{d_{placa}}{D_0} \quad (\text{D.2})$$

Onde d_{placa} é o diâmetro do orifício da placa [m] e D_0 é diâmetro do duto [m] nas condições de operação.

O fator de expansão ε foi calculado de acordo com a Eq. (D.3) :

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \frac{\Delta P_{placa}}{k P} \quad (\text{D.3})$$

O expoente isoentrópico para gases perfeitos k foi definido através da razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante, conforme a Eq. (D.4):

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{D.4})$$

Para o Ar a 25°C, $k = 1,398$ kJ/kg K (Moran *et al.*, 2005).

O Coeficiente de descarga C foi calculado através da soma de quatro termos (ISO 5167 1998), conforme a Eq. (D.5):

$$C = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (\text{D.5})$$

Em que:

$$T_1 = 0,5961 + 0,0261 \beta^2 - 0,216 \beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6 \beta}{\text{Re}_D} \right)^{0,7} \quad (\text{D.6})$$

$$T_2 = + \left(0,0188 + 0,0063 \left(\frac{19000 \beta}{\text{Re}_D} \right)^{0,8} \right) \left(\frac{10^6}{\text{Re}_D} \right)^{0,3} \beta^{3,5} \quad (\text{D.7})$$

$$T_3 = \left(0,043 + 0,08 e^{-10L_1} - 0,123 e^{-7L_1} \right) \left(1 - 0,11 \left(\frac{19000 \beta}{\text{Re}_D} \right)^{0,8} \right) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \quad (\text{D.8})$$

$$T_4 = -0,031 \left(\frac{2L'_2}{1 - \beta} - 0,8 \left(\frac{2L'_2}{1 - \beta} \right)^{1,1} \right) \beta^{1,3} \quad (\text{D.9})$$

Caso o diâmetro do duto D_0 seja menor que 0,07112 m (2,8 polegadas), então se adiciona ao coeficiente de descarga o quinto termo:

$$T_5 = +0,011(0,75 - \beta) \left(2,8 - \frac{D_0}{0,0254} \right) \quad (\text{D.10})$$

Para tomadas $D-D/2$, $L_1 = 1$ e $L_2 = 0,47$.

O Número de Reynolds do escoamento é definido em função da vazão mássica, da viscosidade dinâmica do gás μ_G e do diâmetro do duto nas condições do escoamento D_0 , através da Eq. (D.11):

$$\text{Re}_D = 4 \frac{q_m}{\pi D_0 \mu_G} \quad (\text{D.11})$$

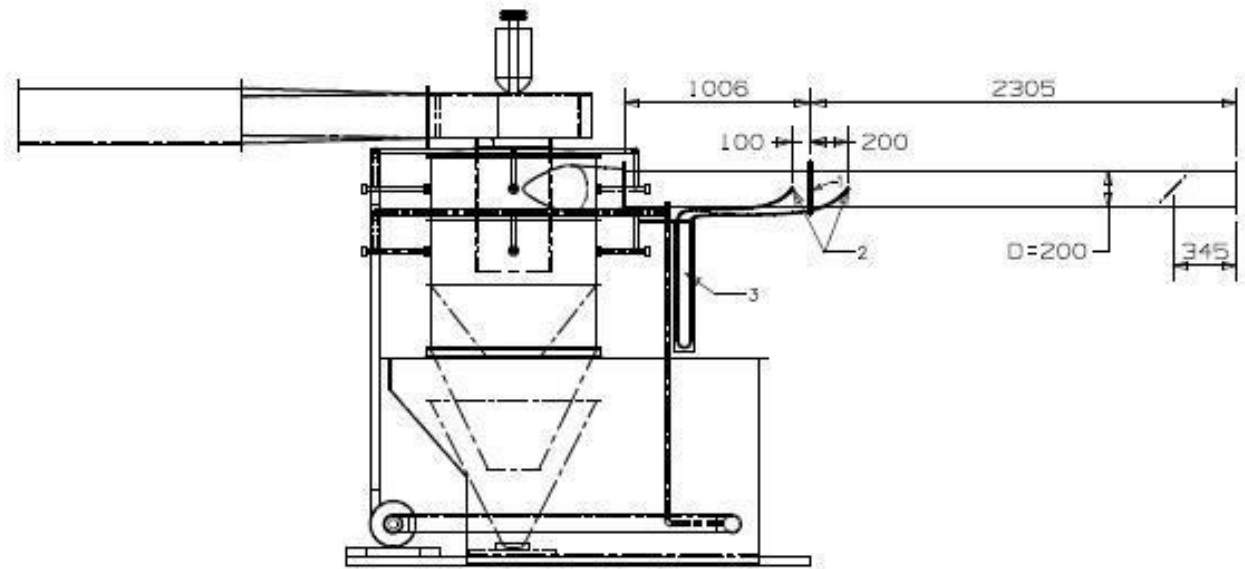
A vazão através da placa de orifício depende diretamente do coeficiente de descarga que, por ser função do Número de Reynolds, é também função da própria vazão, estabelecendo-se uma relação implícita para a vazão, determinável através de método iterativo.

Segundo Martins (1998) existem limites de uso para placas de orifício concêntrico de cantos vivos com tomadas $D - D/2$. As equações são aplicáveis para os escoamentos em que as instalações e o próprio elemento primário são construídos em acordo com a norma e desde que satisfaçam as seguintes condições:

- a) Diâmetro do orifício da placa (d_{placa}) maior ou igual 12,5 mm;
- b) Diâmetro interno do duto de entrada (D_0) entre 50 mm e 1200 mm;
- c) Relação entre os diâmetros (β) entre 0,2 e 0,75
- d) Número de Reynolds (Re_D) maior ou igual a $1,26\beta^2 D$.

Neste trabalho, todas as condições de uso exigidas para placa de orifício concêntrico de cantos vivos com tomadas $D - D/2$ foram satisfeitas.

A figura D.1 apresenta detalhamento técnico da instalação realizada.



Observações:

- 1 - Elemento Primário: Placa de orifício concêntrico de canto vivo para diâmetro não menor que 50mm (Norma ISO/DIS 5167-1 de 16/09/1989);
- 2 - Elemento Secundário: Tomada de pressão $D = D/2$;
- 3 - Manômetro U: Líquido manométrico - água.

Figura D.1 – Detalhamento técnico da instalação da placa de orifício

D. 3. Resultados

Os resultados dos cálculos efetuados para a determinação da vazão do gás é apresentada na Tab. (D.2).

Tabela D.2 – Vazão de gás no resfriador ciclônico

ΔP_{placa} (mm H ₂ O)	ΔP_{placa} (Pa)	q_m		Q_G		$u_{G\text{placa}}$	u_G	Re_{D0}
		(kg/s)	(kg/h)	(m ³ /s)	(m ³ /h)	(m/s)	(m/s)	
10	97,89	0,1827	657,65	0,1555	559,70	9,4	4,9	63.206
20	195,78	0,2573	926,29	0,2190	788,33	13,3	7,0	89.024
30	293,67	0,3144	1.131,92	0,2676	963,33	16,2	8,5	108.786
40	391,56	0,3625	1.304,93	0,3085	1.110,58	18,7	9,8	125.415
50	489,45	0,4048	1.457,11	0,3445	1.240,09	20,9	11,0	140.040
60	587,34	0,4429	1.594,47	0,3769	1.357,00	22,8	12,0	153.242
70	685,23	0,4779	1.720,60	0,4068	1.464,34	24,6	12,9	165.364
80	783,12	0,5105	1.837,83	0,4345	1.564,11	26,3	13,8	176.631
90	881,01	0,5411	1.947,79	0,4605	1.657,69	27,9	14,7	187.198
100	978,90	0,5699	2.051,64	0,4850	1.746,08	29,4	15,4	197.180
110	1.076,79	0,5973	2.150,29	0,5083	1.830,04	30,8	16,2	206.661
120	1.174,68	0,6235	2.244,43	0,5306	1.910,15	32,1	16,9	215.708
130	1.272,57	0,6485	2.334,60	0,5519	1.986,90	33,4	17,6	224.374
140	1.370,46	0,6726	2.421,26	0,5724	2.060,65	34,7	18,2	232.703
150	1.468,35	0,6958	2.504,76	0,5921	2.131,71	35,9	18,8	240.728
160	1.566,24	0,7182	2.585,43	0,6112	2.200,36	37,0	19,5	248.480
170	1.664,13	0,7399	2.663,51	0,6297	2.266,81	38,1	20,0	255.985
180	1.762,02	0,7609	2.739,23	0,6476	2.331,26	39,2	20,6	263.262
190	1.859,91	0,7813	2.812,78	0,6650	2.393,86	40,3	21,2	270.331
200	1.957,80	0,8012	2.884,34	0,6819	2.454,75	41,3	21,7	277.208
210	2.055,69	0,8206	2.954,03	0,6984	2.514,07	42,3	22,2	283.907
220	2.153,58	0,8394	3.022,01	0,7144	2.571,92	43,3	22,7	290.440
230	2.251,47	0,8579	3.088,38	0,7301	2.628,40	44,2	23,2	296.818
240	2.349,36	0,8759	3.153,23	0,7454	2.683,60	45,1	23,7	303.051
250	2.447,26	0,8935	3.216,68	0,7604	2.737,60	46,1	24,2	309.149

A figura D.2 apresenta os resultados do programa computacional desenvolvido para o cálculo da vazão através da placa de orifício.

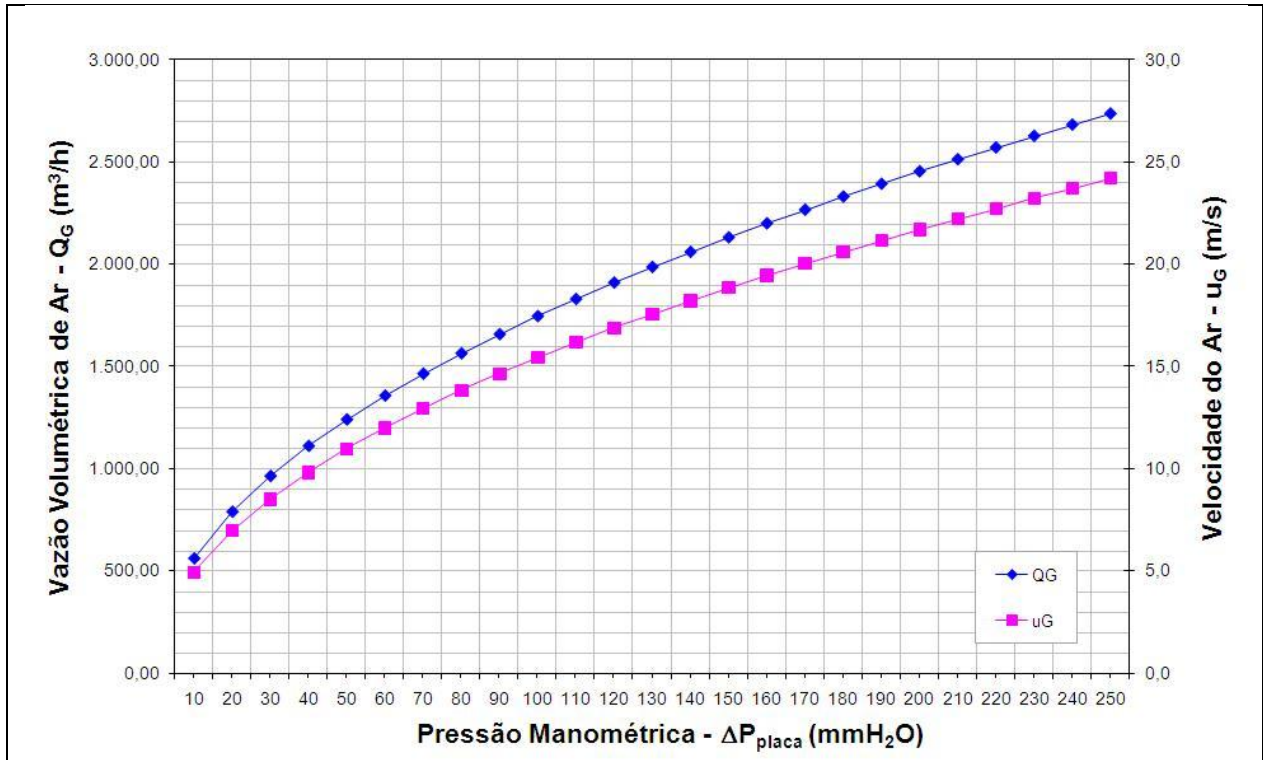


Figura D.2 – Vazão e velocidade do gás no resfriador ciclônico

Apêndice E – Procedimentos Operacionais

Para cada combinação de experimentos, foram realizadas as seguintes operações:

- a) Efetuar a leitura da pressão atmosférica no manômetro de coluna em U contendo mercúrio como fluido manométrico;
- b) Verificar o volume de água na caixa e acoplar a mangueira da água de reposição;
- c) Acoplar o bocal atomizador desejado;
- d) Abrir o registro de recirculação da água contida na caixa;
- e) Acionar o motor do ventilador através da botoeira localizada no painel elétrico;
- f) Acionar o motor da bomba de circulação da água, através da botoeira localizada no painel elétrico;
- g) Efetuar a leitura da pressão diferencial no manômetro de coluna em U conectado à placa de orifício e ajustar a vazão de ar desejada, através da válvula borboleta;
- h) Efetuar a leitura no manômetro de Bourdon e ajustar a pressão de atomização do líquido;
- i) Aguardar o sistema experimental entrar em regime permanente ao se verificar a estabilidade das temperaturas de entrada e de saída;
- j) Efetuar a leitura da pressão diferencial no manômetro de coluna em U conectado entre a entrada e a saída do gás, para aferir a perda de carga no sistema;
- k) Efetuar as leituras das pressões diferenciais nos manômetros de tubo U conectados ao duto de entrada e de saída;
- l) Efetuar as leituras de temperatura;
- m) Tabular os resultados.

Apêndice F – Parâmetros Operacionais e Propriedades do Gás

F. 1. Resultados do planejamento experimental e dos cálculos efetuados segundo a metodologia apresentada no Capítulo 3

As tabelas F.1 a F.4 mostram os parâmetros de operação do resfriador ciclônico empregados na primeira série dos experimentos, que consistiram em ensaios fatoriais, e as propriedades do gás na entrada e na saída do sistema experimental e que resultaram dessa série.

As tabelas F.5 a F.8 mostram os parâmetros de operação do resfriador ciclônico empregados na segunda série dos experimentos que consistiram em ensaios axiais e as propriedades do gás na entrada e na saída do sistema experimental e que resultaram dessa série.

As tabelas F.9 a F.13 mostram os parâmetros de operação do resfriador ciclônico empregados na terceira série dos experimentos, que consistiram em ensaios centrais, e as propriedades do gás na entrada e na saída do sistema experimental e que resultaram dessa série.

Tabela F.1 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 1

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	105 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,36 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	14,6 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,65 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	2,8 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	456,97 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,73 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	32,2	25,4 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	20,2	22,4 °C
ϕ	Umidade relativa	33,6	77,3 %
ω	Razão de umidade	0,010011	0,010986 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	58,00	64,93 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8973	0,8694 m ³ /kg _a

A figura F.1 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.1.

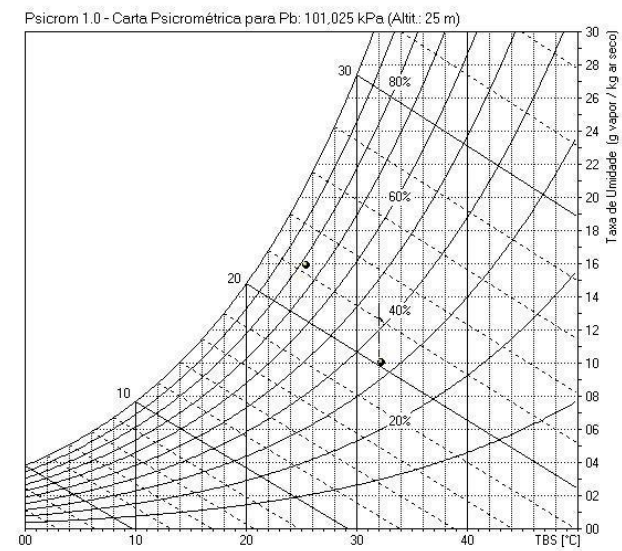


Figura F.1 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 1
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.2 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 2

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	50 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,36 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	8,9 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,650 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,6 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	663,18 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	3,26 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	32,2	27,4 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	20,2	21,2 °C
ϕ	Umidade relativa	33,6	58,4 %
ω	Razão de umidade	0,010011	0,013100 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	58,00	60,98 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8973	0,8720 m ³ /kg _a

A figura F.2 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.2.

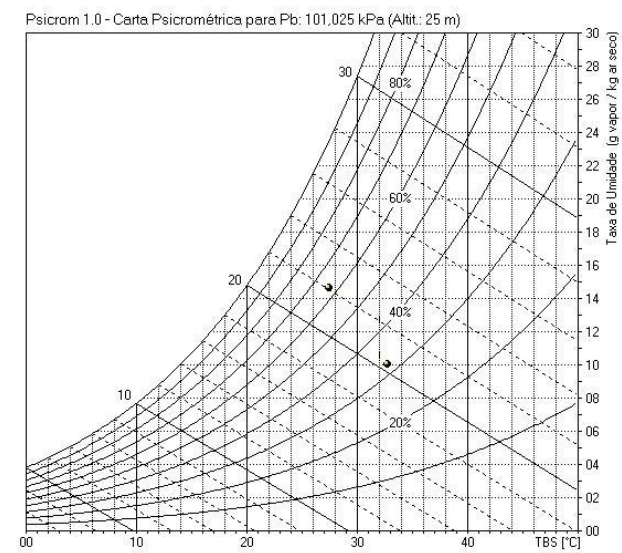


Figura F.2 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 2
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.3 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 3

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	150 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,42 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	17,0 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,760 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	2,8 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	396,54 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	6,33 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	36,0	28,0 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	21,0	22,7 °C
ϕ	Umidade relativa	25,8	62,4 %
ω	Razão de umidade	0,009469	0,014660 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	60,52	65,59 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8935	0,8631 m ³ /kg _a

A figura F.3 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.3.

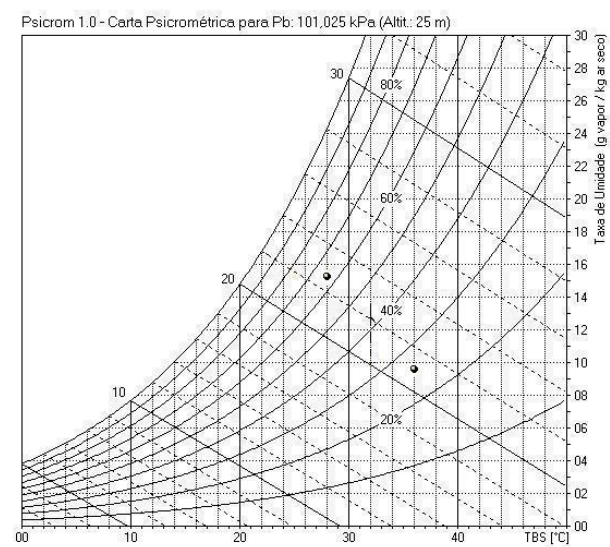
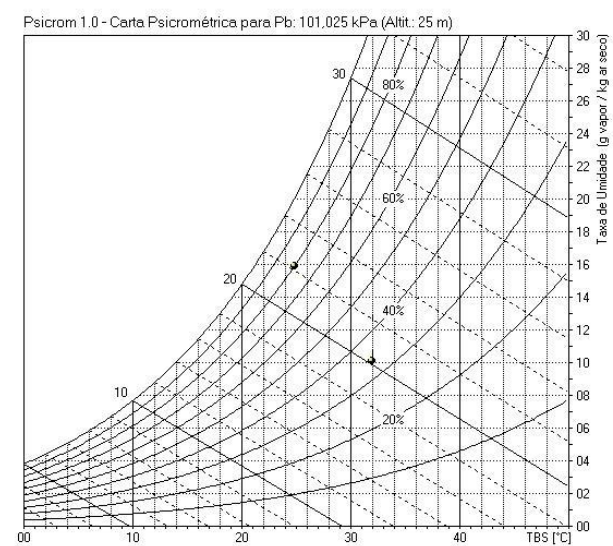


Figura F.3 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 3
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.4 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 4

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	70 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,42 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	10,3 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,760 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,6 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	581,35 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,32 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	31,9	24,8 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	20,5	22,2 °C
ϕ	Umidade relativa	36,5%	80,1% %
ω	Razão de umidade	0,010635	0,015629 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	59,31	64,75 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8972	0,8679 m ³ /kg _a

A figura F.4 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.4.

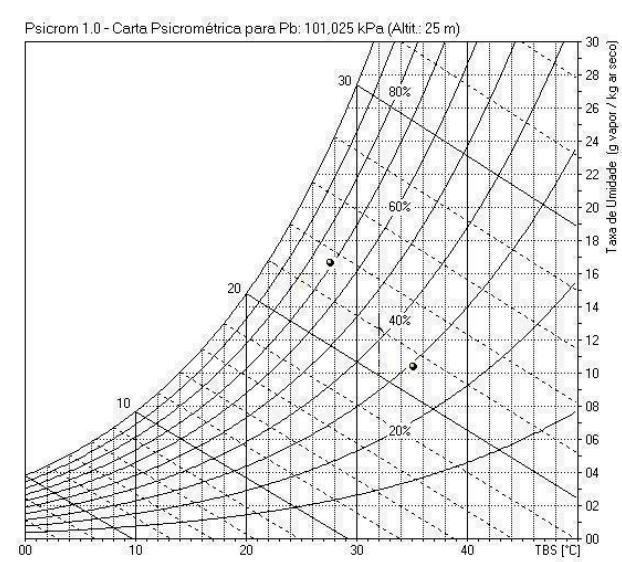


**Figura F.4 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 4
Adaptado de Roriz (2003)**

Tabela F.5 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 5

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	130 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	16,0 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	2,8 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	420,77 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	5,61 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	35,0	27,5 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	21,5	23,5 °C
ϕ	Umidade relativa	29,3%	71,5% %
ω	Razão de umidade	0,010295	0,016072 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	61,62	68,66 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,9036	0,8747 m ³ /kg _a

A figura F.5 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.5.

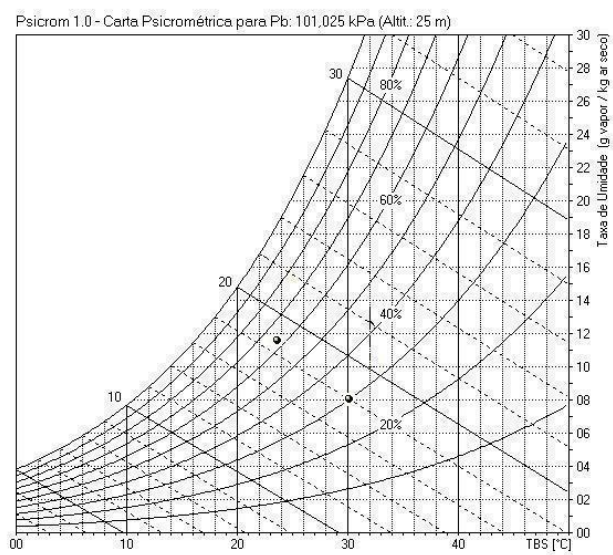


**Figura F.5 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 5
Adaptado de Roriz (2003)**

Tabela F.6 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 6

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	60 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	9,6 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,6 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	613,33 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	3,83 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	30,0	23,5 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	18,0	18,5 °C
ϕ	Umidade relativa	30,7%	61,7% %
ω	Razão de umidade	0,008023	0,010697 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	50,69	50,85 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8746	0,8449 m ³ /kg _a

A figura F.6 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.6.



**Figura F.6 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 6
Adaptado de Roriz (2003)**

Tabela F.7 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 7

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	75 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,36 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	11,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,650 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	535,92 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,00 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	29,3	23,7 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	17,9	18,4 °C
ϕ	Umidade relativa	32,9%	59,5% %
ω	Razão de umidade	0,008114	0,010572 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	50,20	50,74 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8729	0,8456 m ³ /kg _a

A figura F.7 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.7.

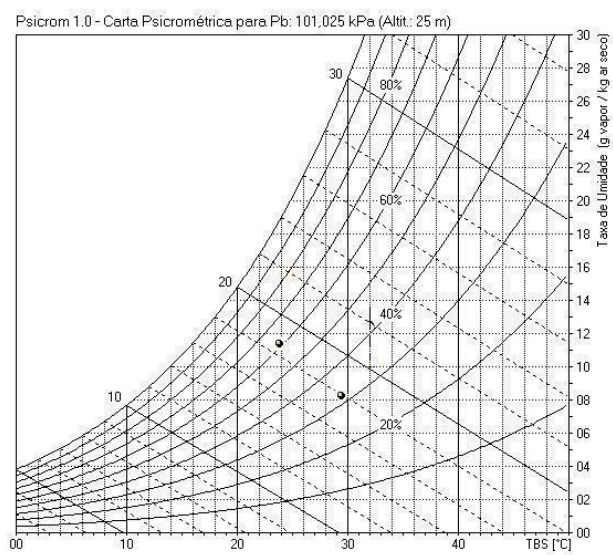
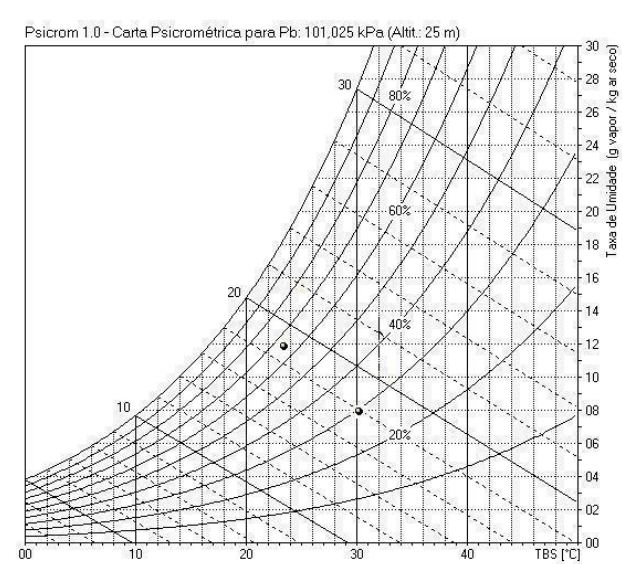


Figura F.7 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 7
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.8 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 8

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	105 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,42 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	13,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,760 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	472,56 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	5,35 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	30,5	23,5 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	18,0	19,5 °C
ϕ	Umidade relativa	30,0%	68,8%
ω	Razão de umidade	0,007820	0,011957 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	50,67	54,05 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8757	0,8466 m ³ /kg _a

A figura F.8 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.8.



**Figura F.8 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 8
Adaptado de Roriz (2003)**

Tabela F.9 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 9

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	90 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	12,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	503,19 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,66 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	35,0	27,0 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	20,4	21,0 °C
ϕ	Umidade relativa	25,2%	58,6% %
ω	Razão de umidade	0,008741	0,012994 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	57,63	60,31 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8927	0,8605 m ³ /kg _a

A figura F.9 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.9.

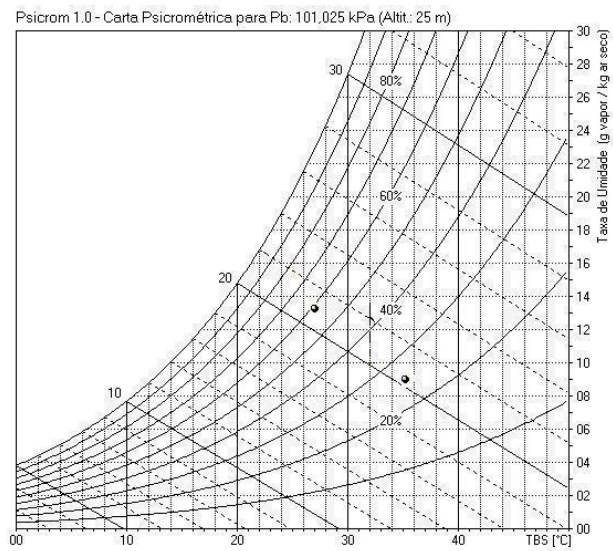


Figura F.9 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 9
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.10 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 10

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	90 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	12,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	500,10 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,69 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	29,0	23,0 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	17,5	18,0 °C
ϕ	Umidade relativa	30,2%	61,7% %
ω	Razão de umidade	0,007429	0,010697 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	48,15	50,35 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8709	0,8435 m ³ /kg _a

A figura F.10 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.10.

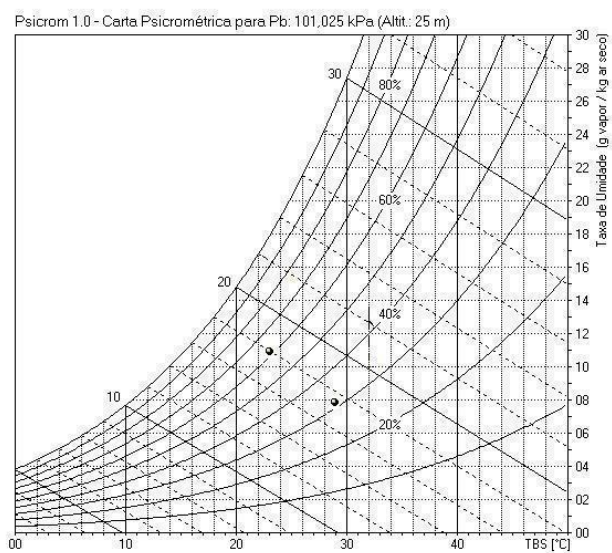


Figura F.10 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 10
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.11 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 11

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	90 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	12,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	500,36 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,68 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	29,3	23,5 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	17,9	18,3 °C
ϕ	Umidade relativa	32,9%	61,2% %
ω	Razão de umidade	0,008112	0,010616 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	50,20	50,64 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8727	0,8448 m ³ /kg _a

A figura F.11 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.11.

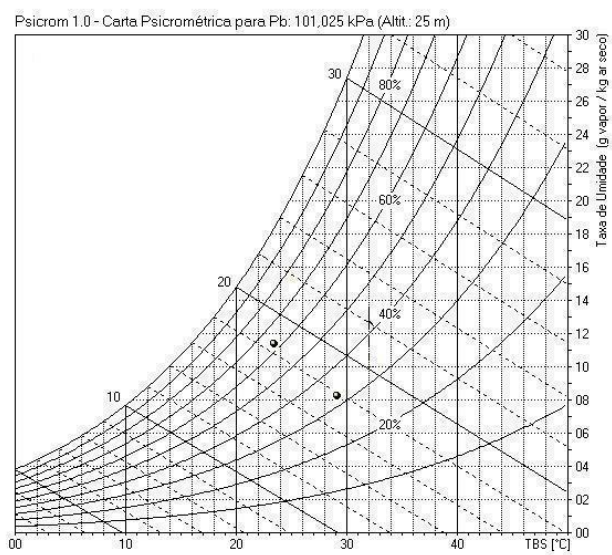


Figura F.11 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 11
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.12 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 12

Parâmetro operacional		
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	90 kPa
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	12,1 m/s
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm
SMD	Diâmetro da gota calculado	503,33 μ m
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,66 m ² /s
Propriedade		
	Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	36,3 26,7 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	19,2 19,7 °C
ϕ	Umidade relativa	18,6% 52,0% %
ω	Razão de umidade	0,006821 0,011105 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	54,03 55,17 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8937 0,8571 m ³ /kg _a

A figura F.12 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.12.

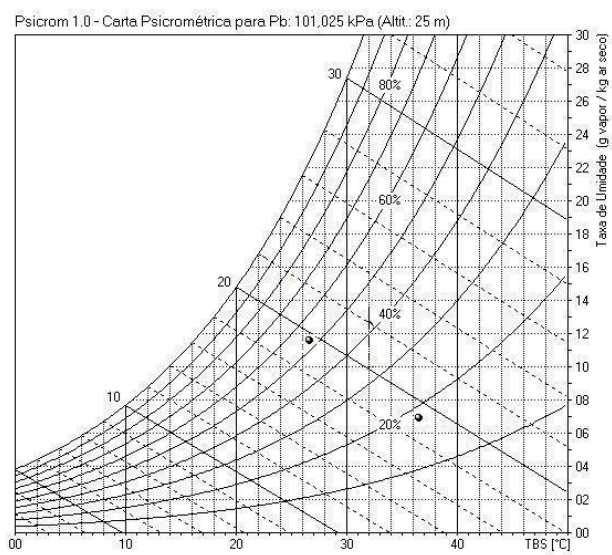


Figura F.12 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 12
Adaptado de Roriz (2003)

Tabela F.13 – Parâmetros de operação e resultados do ensaio 13

Parâmetro operacional			
ΔP_L	Pressão de atomização aplicada ao líquido	90 kPa	
Q_L	Vazão de líquido	0,39 L/s	
u_L	Velocidade do líquido no orifício da pastilha	12,1 m/s	
Q_G	Vazão de gás	0,5519 m ³ /s	
L/G	Razão líquido-gás	0,710 L/m ³	
d	Diâmetro do orifício da pastilha do atomizador	3,2 mm	
SMD	Diâmetro da gota calculado	503,19 μ m	
Ai_{gotas}	Áreas de interface das gotas geradas	4,66 m ² /s	
Propriedade		Entrada	Saída
T	Temperatura de bulbo seco	35,0	27,0 °C
T_{bu}	Temperatura de bulbo úmido	20,4	21,0 °C
ϕ	Umidade relativa	25,2%	58,6%
ω	Razão de umidade	0,008741	0,012994 kg _v /kg _a
h	Entalpia específica	57,63	60,31 kJ/kg _a
v	Volume Específico	0,8927	0,8605 m ³ /kg _a

A figura F.13 ilustra as características do gás na entrada e na saída do resfriador ciclônico de acordo com os resultados apresentados pela tabela F.13.

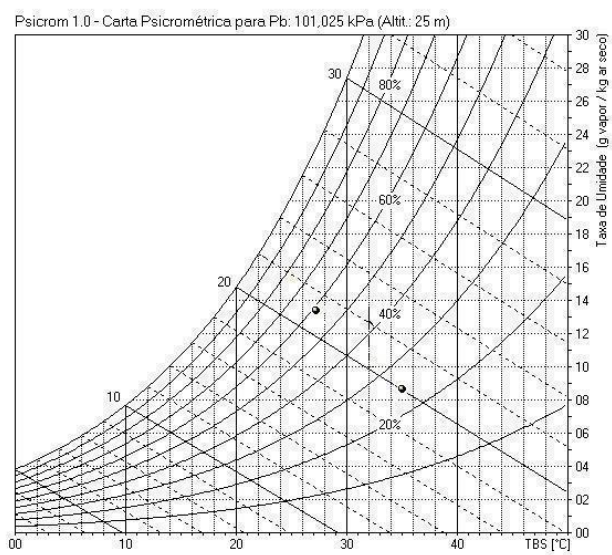


Figura F.13 – Características do gás em ábaco psicrométrico: ensaio 13
Adaptado de Roriz (2003)

Apêndice G – Análise da Incerteza

Para uma comparação adequada entre os dados experimentais e as previsões dos modelos propostas é necessário quantificar as incertezas nas medições das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e na saída do sistema experimental. Neste apêndice são apresentados os cálculos relativos à propagação da incerteza experimental. Foram determinadas as incertezas para a eficiência de saturação, o número de unidades de transferência do gás, a perda de carga no sistema e para a medição da vazão de ar através da placa de orifício.

G. 1. Forma de avaliação

Segundo proposto por Holman (1994), a estimativa da incerteza das respostas w_R baseada nas incertezas das medições primárias é calculada através da Eq. (G.1):

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{G.1})$$

em que R é uma função das variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{G.2})$$

e $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ são as incertezas de tais variáveis.

As incertezas dos resultados apresentados no presente trabalho foram avaliadas utilizando o método proposto por Holman (1994), com o auxílio do programa computacional Engineering Equation Solver for Windows (EES) e do programa Derivative Calculator, disponível em <http://www.numberempire.com/>, cujo acesso foi realizado em 31 de dezembro de 2011.

G. 2. Incerteza experimental na avaliação da Eficiência de Saturação

A eficiência de saturação foi obtida através da Eq.(3.11), após a medição das temperaturas do ar na entrada e na saída do sistema experimental:

$$E_s = \frac{(T_{bs,e} - T_{bs,s})}{(T_{bs,e} - T_{bu,e})} \quad (3.11)$$

A Eq. (3.11) mostra que a eficiência de saturação é função da temperatura de bulbo seco do ar na entrada $T_{bs,e}$ [°C], da temperatura de bulbo seco na saída $T_{bs,s}$ [°C] e da temperatura de bulbo úmido na entrada $T_{bu,e}$ [°C].

Para a determinação do erro relativo no cálculo da eficiência de saturação, admitiram-se as incertezas absolutas dos termopares empregados na determinação de cada temperatura e utilizaram-se as derivadas parciais, conforme Eq. (G.3).

$$w_{\Delta E_s} = \left[\left(\frac{\partial E_s}{\partial T_{bs,e}} w_{T_{bs,e}} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_s}{\partial T_{bs,s}} w_{T_{bs,s}} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_s}{\partial T_{bu,e}} w_{T_{bu,e}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (G.3)$$

Em que,

$$\frac{\partial E_s}{\partial T_{bs,e}} = - \frac{(T_{bu,e} - T_{bs,s})}{T_{bu,e}^2 - 2T_{bs,e}T_{bu,e} + T_{bs,e}^2} \quad (G.4)$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial T_{bs,s}} = \frac{1}{T_{bu,e} - T_{bs,e}} \quad (G.5)$$

$$\frac{\partial E_s}{\partial T_{bu,e}} = - \frac{(T_{bs,s} - T_{bs,e})}{T_{bu,e}^2 - 2T_{bs,e}T_{bu,e} + T_{bs,e}^2} \quad (G.6)$$

A incerteza na medição da eficiência de saturação foi calculada com a aplicação das derivadas parciais (G.4), (G.5) e (G.6) e com o conhecimento das incertezas dos termopares, que foi de 0,2° C, conforme Apêndice B.

Nos testes realizados neste trabalho, o valor máximo da incerteza experimental no cálculo da eficiência de saturação foi de 3,5%.

G. 3. Incerteza experimental na avaliação do Número de Unidades de Transferência do Gás

O cálculo do número de unidades de transferência do gás foi determinado através da Eq.(3.12).

$$N_{tG} = \ln \frac{\omega_{as} - \omega_e}{\omega_{as} - \omega_s} \quad (3.12)$$

A Eq. (3.12) mostra que número de unidades de transferência do gás é função da razão de umidade na condição de saturação adiabática ω_{as} [kg_v/kg_a], da razão de umidade ω_e [kg_v/kg_a] e ω_s [kg_v/kg_a] na entrada e na saída do sistema experimental.

A determinação do erro relativo no cálculo do número de unidades de transferência do gás foi efetuada conforme Eq. (G.7).

$$w_{\Delta N_{tG}} = \left[\left(\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_{as}} w_{\omega_{as}} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_e} w_{\omega_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_s} w_{\omega_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (G.7)$$

Em que,

$$\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_{as}} = -\frac{(\omega_s - \omega_e)}{(\omega_e - \omega_{as})\omega_s - \omega_{as}\omega_e + \omega_{as}^2} \quad (\text{G.8})$$

$$\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_e} = \frac{1}{\omega_e - \omega_{as}} \quad (\text{G.9})$$

$$\frac{\partial N_{tG}}{\partial \omega_s} = -\frac{1}{\omega_s - \omega_{as}} \quad (\text{G.10})$$

Para tanto, foi necessária inicialmente a determinação da incerteza na medição das razões de umidade w_ω .

A razão de umidade foi estimada através da Eq. (G.11).

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - p_v} \quad (\text{G.11})$$

Em que P é a pressão total da mistura [Pa] e p_v é a pressão parcial do vapor [Pa].

A incerteza experimental na medição da razão de umidade w_ω foi calculada considerando um valor médio da pressão de vapor de água nos testes igual a 1109,0 Pa e incerteza nas medidas de pressão igual a 9,8 Pa (ou 1 mmca) obtendo-se o valor de 0,000061 kg_v/kg_a .

Assim, a incerteza na medição do número de unidades de transferência do gás foi calculada com a aplicação das derivadas parciais (G.8), (G.9) e (G.10).

Considerando-se os valores obtidos durante os ensaios realizados no decorrer deste trabalho, a máxima incerteza experimental no cálculo do número de unidades de transferência do gás foi de 3,9%.

G. 4. Incerteza experimental da medição da Perda de Carga no Sistema

A perda de carga foi medida em [mmca] e convertida para [Pa] pela Eq. (3.13):

$$\Delta P = \rho g h \quad (\text{G.12})$$

Conforme Eq. (G.3), a perda de carga no equipamento é função da massa específica do fluido manométrico ($\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 999,98 \text{ kg/m}^3$), da aceleração da gravidade ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) e da altura h [m] da coluna do fluido manométrico. Admitiu-se que as incertezas dos valores da massa específica da água e da aceleração da gravidade eram desprezíveis. A incerteza na determinação da altura h foi de 1 mmca.

Logo, o cálculo do erro relativo no cálculo da perda de carga é obtido através do cálculo das derivadas parciais apresentadas na Eq. (G.16):

$$w_{\Delta P} = \left[\left(\frac{\partial \Delta P}{\partial \rho} w_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta P}{\partial g} w_g \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta P}{\partial h} w_h \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{G.13})$$

Em que:

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial \rho} = g h \quad (\text{G.14})$$

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial g} = \rho h \quad (\text{G.15})$$

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial h} = \rho g \quad (\text{G.16})$$

A incerteza na medição da perda de carga pode ser calculada pela aplicação das derivadas parciais (G.14), (G.15) e (G.16) que, em conformidade com a Eq. (G.13), fornecem a incerteza para a medição da perda de carga no sistema.

Nos testes realizados neste trabalho, o valor máximo da incerteza experimental no cálculo da perda de carga no sistema foi de 0,6%.

G.5. Incerteza experimental na medição da vazão de ar

A descarga mássica de ar foi determinada através da Eq. (3.1). A valoração da incerteza na da descarga de ar w_{qm} foi realizada com base na norma ISO-5167 (1989) intitulada “*Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles in Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full*”.

De acordo com Martins (1998), as diversas variáveis aplicáveis na equação acima referenciada não são independentes, a saber, C é normalmente função de d , D_0 e Re_D ; ε é função de d , D_0 , ΔP e k . Entretanto, para a maioria dos casos práticos é suficiente assumir que as incertezas de ε , ΔP e ρ_1 são independentes umas das outras e também independentes das incertezas de C e d .

Diferenciando-se a função $q_m = f(C, \varepsilon, d_{placa}, D_0, \Delta P, \rho_1)$, tem-se a Eq. (G.19) para o cálculo da incerteza (ISO-5167,1989):

$$\frac{w_{qm}}{q_m} = \left[\left(\frac{w_C}{C} \right)^2 + \left(\frac{w_\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4} \frac{w_{d_{placa}}}{d_{placa}} \right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4} \frac{w_{D_0}}{D_0} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{w_{\rho_1}}{\rho_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (G.17)$$

A incerteza no coeficiente de descarga C foi calculada de acordo com a Eq. (G.20):

$$\frac{w_C}{C} = 1 + 1,17895 \left(\frac{4000}{\text{Re}_{D_0}} \right)^{0,8} \quad (\text{G.18})$$

Em que Re_{D_0} é o valor do número de Reynolds no duto de diâmetro D_0 . Considerando que a centralização da placa é pior que $0,0005D_0/(0,1+2,3\beta^4)$, isto é 0,14 mm, foi considerada uma incerteza adicional de 0,3%. Assim:

$$\frac{w_C}{C} = \pm 1,36\%$$

As incertezas de μ , d_{placa} , e D_0 sobre a incerteza de C foram desprezadas.

A incerteza do fator de expansão ε foi calculada segundo a Eq. (G.21):

$$\frac{w_\varepsilon}{\varepsilon} = \pm \frac{4\Delta P}{P_1} \% \quad (\text{G.19})$$

$$\frac{w_\varepsilon}{\varepsilon} = \frac{4\Delta P}{P_1} \% = \frac{(4)(130)(9,78902)}{(100)(94.322)} = \pm 0,0005\%$$

As incertezas de d_{placa} , D_0 , ΔP , k e P_1 sobre a incerteza de ε foram desprezadas.

A incerteza do diâmetro do orifício d_{placa} é decorrente da dispersão das medições dos diâmetros e da incerteza do instrumento utilizado na medição. Para o caso, foi estimada uma incerteza de:

$$\frac{w_{d_{\text{placa}}}}{d_{\text{placa}}} = \pm 0,1\%$$

Uma estimativa para a incerteza na medida do diâmetro do duto foi adotada de 0,5%.

$$\frac{w_{D_0}}{D_0} = \pm 0,5\%$$

A incerteza da perda de carga é estimada pela Eq. (G.22):

$$\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \tag{G.20}$$

$$\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} = \frac{1}{130} = 0,0077 \%$$

Martins (1998) afirma que o método de estimativa da incerteza da massa específica depende do método empregado para a valoração da massa específica. Destaca também que na prática industrial, diversos são os métodos aplicados para a estimativa da massa específica utilizada no cômputo da vazão, sendo assim, a incerteza a ser considerada pode variar muito, de acordo com o método empregado.

Lembrando que a massa específica depende da composição do fluido, da sua pressão e temperatura, no presente caso, a incerteza da massa específica do gás foi estimada considerando que a composição do gás é constante e foi efetuada com base na faixa de variação da pressão e da temperatura, segundo a Eq. (G.23):

$$\left(\frac{w_{\rho_1}}{\rho_1}\right)^2 = \left(\frac{w_{P_1}}{P_1}\right)^2 + \left(\frac{w_T}{T}\right)^2 \tag{G.21}$$

$$\left(\frac{w_{\rho_1}}{\rho_1}\right)^2 = \left[\left(\frac{183,6}{101.984,6}\right)^2 + \left(\frac{0,76}{32,5}\right)^2 \right] = \pm 0,0005 \%$$

Pré-determinados os valores de:

$$\beta = 0,725$$

$$1 - \beta^4 = 0,7237$$

$$\frac{2}{(1 - \beta^4)} = 2,7635$$

$$\frac{2\beta^4}{(1 - \beta^4)} = 0,7635$$

A incerteza da vazão é estimada pela Eq. (G.24):

$$\frac{w_{qm}}{q_m} = \left[\left(\frac{w_C}{C} \right)^2 + \left(\frac{w_\varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 + \left(\frac{2}{1 - \beta^4} \frac{w_{d_{placa}}}{d_{placa}} \right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1 - \beta^4} \frac{w_{D_0}}{D_0} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{w_{\rho_1}}{\rho_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{G.22})$$

$$\frac{w_{qm}}{q_m} = 1,43\%$$

As incertezas apresentadas nesta análise foram sempre relacionadas ao pior caso possível, o que não implica que elas realmente ocorreram. A tarefa empreendida no presente exame foi tão somente determinar quão incerta uma observação particular pode ter sido.

Apêndice H – Diâmetro das gotas

Lefebvre (1989) afirma que o desempenho de um dado atomizador depende de suas dimensões, geometria e também das propriedades físicas da fase dispersa e da fase contínua, isto é, do líquido e do gás, respectivamente. O comprimento intacto do jato e o tempo de ruptura do jato também são parâmetros de importantes na atomização.

A vazão e as características do spray são fortemente influenciadas pelas propriedades do líquido como densidade, viscosidade e tensão superficial. A influência da densidade no desempenho da atomização é reduzida, pelo fato da maioria dos líquidos apresentarem diminutas diferenças nos valores desta propriedade. A tensão superficial é importante na atomização, pois representa a força de resistência à formação de novas áreas.

A energia mínima requerida para a atomização é igual à tensão superficial multiplicada pela área do líquido. Sempre que a atomização ocorre sob influência das forças geradas pela tensão superficial, o número de Weber, We , razão entre a força de inércia e a força ligada à tensão superficial, é um importante parâmetro de correlação para o tamanho da gota. Embora a influência da viscosidade não seja maior que a da tensão superficial na atomização, sua importância está no fato de afetar não apenas a distribuição no tamanho das gotas, mas também a vazão de líquido no atomizador e o spray.

Vale destacar, que o gás no qual o líquido é atomizado pode estar sujeito a grandes variações de temperatura e pressão e, conseqüentemente, variações em suas propriedades também podem ocorrer. No caso de atomizadores de orifício plano, o aumento na densidade do gás leva um aumento no ângulo do spray. Isto se deve ao aumento no arraste aerodinâmico sobre as gotas, criado pelo aumento da densidade do gás, que tendem a produzir maior desaceleração na direção axial do que radial.

Devido à natureza heterogênea do processo de atomização, os filamentos e ligamentos formados por vários mecanismos de desintegração presentes nos jatos e filmes líquidos variam largamente em diâmetro e as gotas principais e satélites variam em tamanho correspondentemente. Dessa forma injetores práticos não produzem sprays com tamanho de gotas uniformes em qualquer condição de operação, e dessa forma o spray pode ser considerado como um espectro de tamanhos de gotas distribuído ao redor de um dado valor médio.

Adicionalmente, de acordo com Makinejad (2000), a coalescência de pequenas gotas em gotas novas e maiores no spray levam a um aumento no diâmetro médio. A parede da torre também produz o mesmo resultado, onde parte do líquido atomizado é coletado e forma um filme. Em compensação a tal situação, gotas maiores são quebradas em gotas menores por colisões ou influência do gás, que reduz o diâmetro médio.

Desse modo, além do tamanho da gota média, outro parâmetro de importância no estudo dos sprays é sua função DTG, distribuição de tamanho de gotas (Lefebvre, 1989), não considerado na presente dissertação de mestrado.

Geralmente, um spray é considerado como um sistema de gotas imerso em uma fase gasosa contínua. A maioria dos bocais atomizadores gera gotas com tamanhos situados entre poucos micrometros até cerca de 500 μm (Lefebvre, 1989).

Objetivando-se determinar a ordem de grandeza deste importante parâmetro nos fenômenos que envolvem a transferência de calor e massa, foram calculados os valores dos diâmetros teóricos das gotas, segundo as equações propostas por Tanigushi (1997), Lefebvre (1983), Jasuja (1979) e Radclife (1960), aplicáveis ao tipo de bocal atomizador empregado durante os testes.

As curvas geradas pelas equações avaliadas são ilustradas comparativamente através das Fig. H.1, H.2 e H.3, de acordo com o diâmetro do orifício da pastilha.

A tabela H.1 apresenta os dados referentes ao bocal cuja pastilha possui orifícios com diâmetros iguais a 2,8 mm.

Tabela H.1 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 2,8 mm de diâmetro

Diâmetro dos orifícios da pastilha	d	2,8 mm
Tensão superficial do líquido	σ_L	0,0712 N/m
Massa específica do líquido	ρ_L	999,98 kg/m ³
Viscosidade absoluta do líquido	μ_L	0,000816 kg/s.m
Viscosidade cinemática do líquido	ν_L	$8,16016 \cdot 10^{-7}$ m ² /s
Massa específica do gás	ρ_G	1,2 kg/m ³

ΔP_L	Q_L	We	Diâmetro da gota calculada			
			Tanigushi	Lefebvre	Jasuja	Radcliffe
			(1997)	(1983)	(1979)	(1960)
bar	L/s	(adimensional)	mm	mm	mm	mm
0,5	0,26	4.499	428,13	601,33	680,46	856,50
0,6	0,28	5.244	422,83	559,56	639,85	811,67
0,7	0,30	5.970	418,98	526,52	607,42	775,61
0,8	0,32	6.680	416,04	499,47	580,65	745,66
0,9	0,34	7.376	413,72	476,78	558,03	720,21
1,0	0,35	8.059	411,84	457,35	538,53	698,18
1,1	0,37	8.732	410,28	440,46	521,49	678,84
1,2	0,38	9.395	408,97	425,58	506,40	661,64
1,3	0,39	10.050	407,84	412,34	492,90	646,21
1,4	0,41	10.696	406,87	400,45	480,73	632,24
1,5	0,42	11.335	406,02	389,69	469,66	619,51
1,6	0,43	11.968	405,27	379,88	459,55	607,83

A figura H.1 ilustra as curvas geradas através das equações formuladas pelos pesquisadores e foi construída com os dados apresentados pela Tab. H.1.

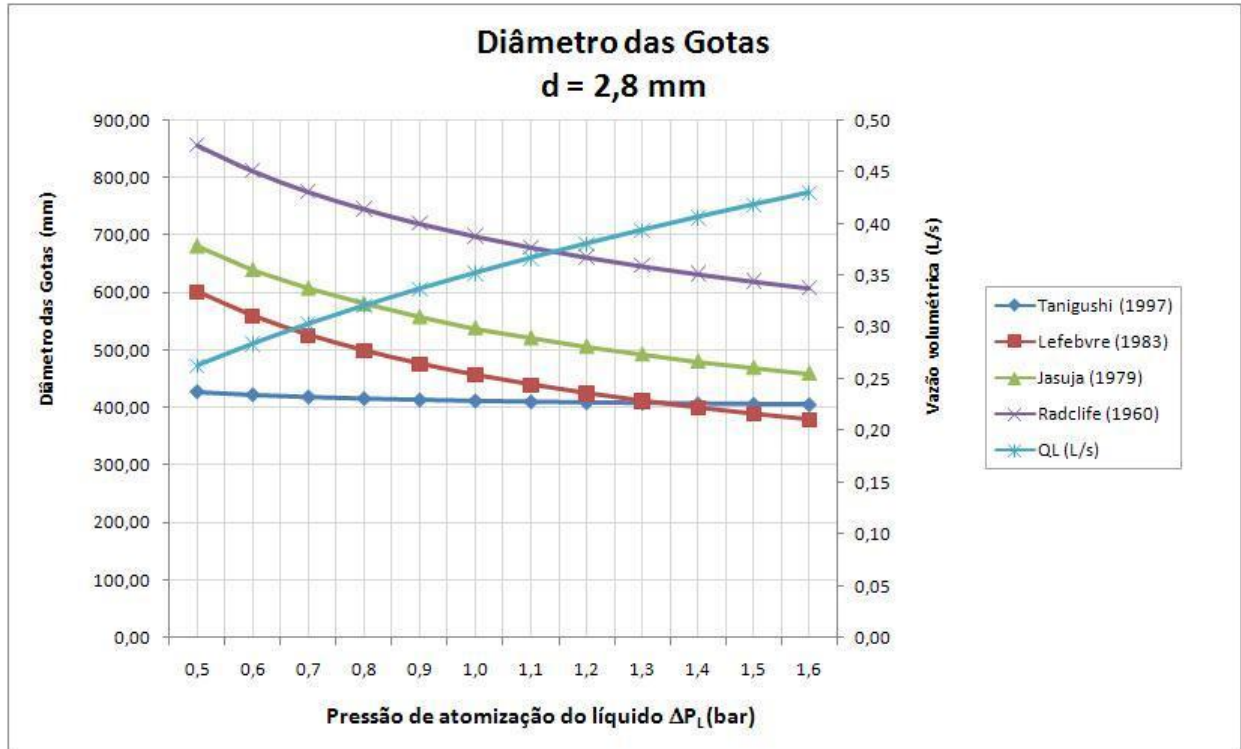


Figura H.1 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 2,8 mm

A figura H.1 mostra que as equações propostas por Tanigushi (1997) e por Lefebvre (1983) apresentam valores de diâmetros de gotas próximos, para a faixa de pressão atomização do líquido entre 1,1 e 1,6 bar em um atomizador cujo diâmetro de saída do líquido é de 2,8 mm.

A tabela H.2 apresenta os dados referentes ao bocal cuja pastilha possui orifícios com diâmetros iguais a 3,2 mm.

Tabela H.2 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 3,2 mm de diâmetro

Diâmetro dos orifícios da pastilha	d	3,2 mm				
Tensão superficial do líquido	σ_L	0,0712 N/m				
Massa específica do líquido	ρ_L	999,98 kg/m ³				
Viscosidade absoluta do líquido	μ_L	0,000816 kg/s.m				
Viscosidade cinemática do líquido	ν_L	$8,16016 \cdot 10^{-7}$ m ² /s				
Massa específica do gás	ρ_G	1,2 kg/m ³				
Diâmetro da gota calculada						
ΔP_L	Q_L	We	Tanigushi (1997)	Lefebvre (1983)	Jasuja (1979)	Radcliffe (1960)
bar	L/s	(adimensional)	mm	mm	mm	mm
0,5	0,29	3.706	498,52	617,07	696,11	878,92
0,6	0,32	4.438	489,87	576,15	656,52	835,74
0,7	0,35	5.170	483,76	543,68	624,80	800,89
0,8	0,37	5.900	479,21	517,03	598,58	771,87
0,9	0,39	6.629	475,69	494,61	576,36	747,16
1,0	0,41	7.357	472,88	475,39	557,18	725,72
1,1	0,43	8.085	470,60	458,64	540,38	706,85
1,2	0,45	8.812	468,70	443,86	525,49	690,06
1,3	0,47	9.538	467,09	430,69	512,15	674,97
1,4	0,49	10.263	465,72	418,85	500,11	661,28
1,5	0,50	10.988	464,53	408,11	489,15	648,80
1,6	0,52	11.713	463,50	398,32	479,11	637,33

A figura H.2 ilustra as curvas geradas através das equações formuladas pelos pesquisadores e foi construída com os dados apresentados pela Tab. H.2.

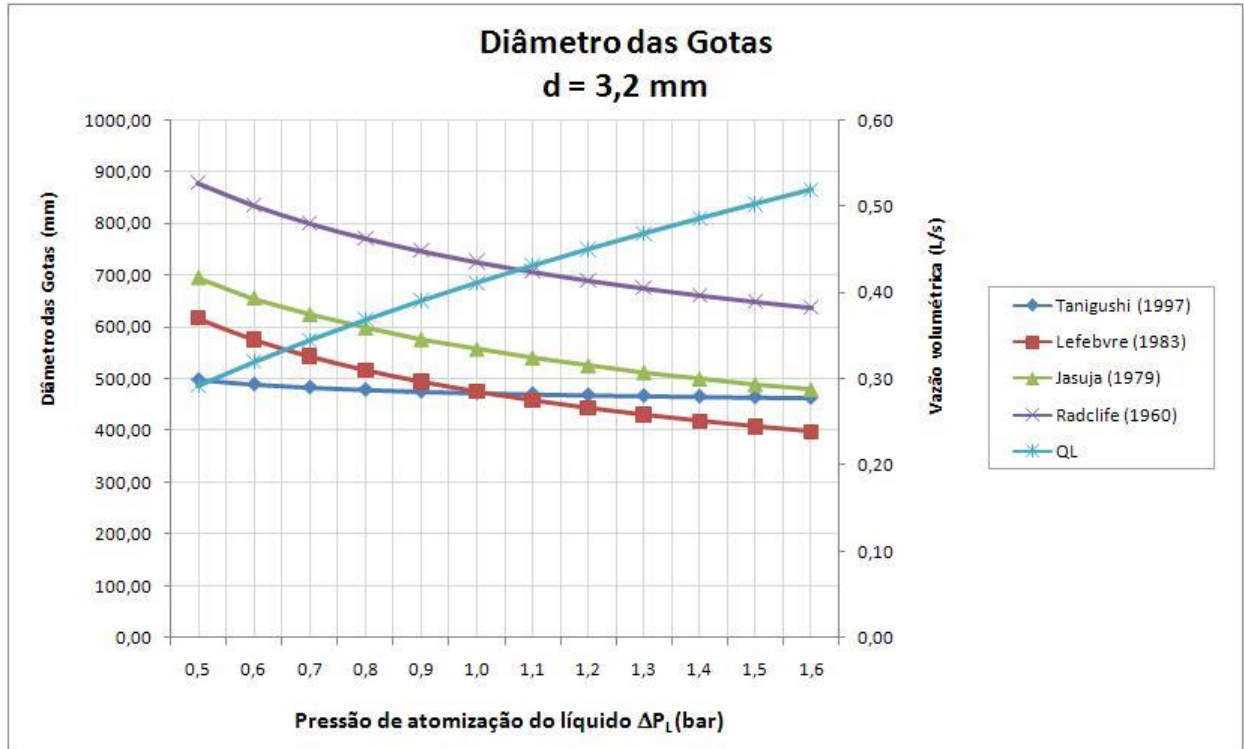


Figura H.2 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 3,2 mm

A figura H.2 mostra que as equações propostas por Tanigushi (1997) e por Lefebvre (1983) apresentam valores de diâmetros de gotas próximos, para a faixa de pressão atomização do líquido entre 0,9 e 1,1 bar em um atomizador cujo diâmetro de saída do líquido é de 3,2 mm.

A tabela H.3 apresenta os dados referentes ao bocal cuja pastilha possui orifícios com diâmetros iguais a 3,6 mm.

Tabela H.3 – Diâmetro das gotas calculadas: pastilha com orifícios de 3,6 mm de diâmetro

Diâmetro dos orifícios da pastilha	d	3,6 mm				
Tensão superficial do líquido	σ_L	0,0712 N/m				
Massa específica do líquido	ρ_L	999,98 kg/m ³				
Viscosidade absoluta do líquido	μ_L	0,000816 kg/s.m				
Viscosidade cinemática do líquido	ν_L	$8,16016 \cdot 10^{-7}$ m ² /s				
Massa específica do gás	ρ_G	1,2 kg/m ³				
Diâmetro da gota calculada						
ΔP_L	Q_L	We	Tanigushi (1997)	Lefebvre (1983)	Jasuja (1979)	Radcliffe (1960)
bar	L/s	(adimensional)	mm	mm	mm	mm
0,5	0,36	3.969	556,90	650,50	729,19	926,54
0,6	0,39	4.668	548,71	605,97	686,33	879,00
0,7	0,42	5.353	542,81	570,71	652,07	840,71
0,8	0,44	6.028	538,34	541,83	623,77	808,90
0,9	0,47	6.693	534,84	517,57	599,83	781,84
1,0	0,49	7.350	532,02	496,79	579,20	758,40
1,1	0,51	8.000	529,70	478,72	561,15	737,80
1,2	0,53	8.643	527,75	462,79	545,16	719,48
1,3	0,55	9.280	526,09	448,60	530,85	703,04
1,4	0,57	9.912	524,66	435,86	517,94	688,15
1,5	0,59	10.539	523,41	424,32	506,20	674,57
1,6	0,60	11.161	522,31	413,80	495,47	662,10

A figura H.3 ilustra as curvas geradas através das equações formuladas pelos pesquisadores e foi construída com os dados apresentados pela Tab. H.3.

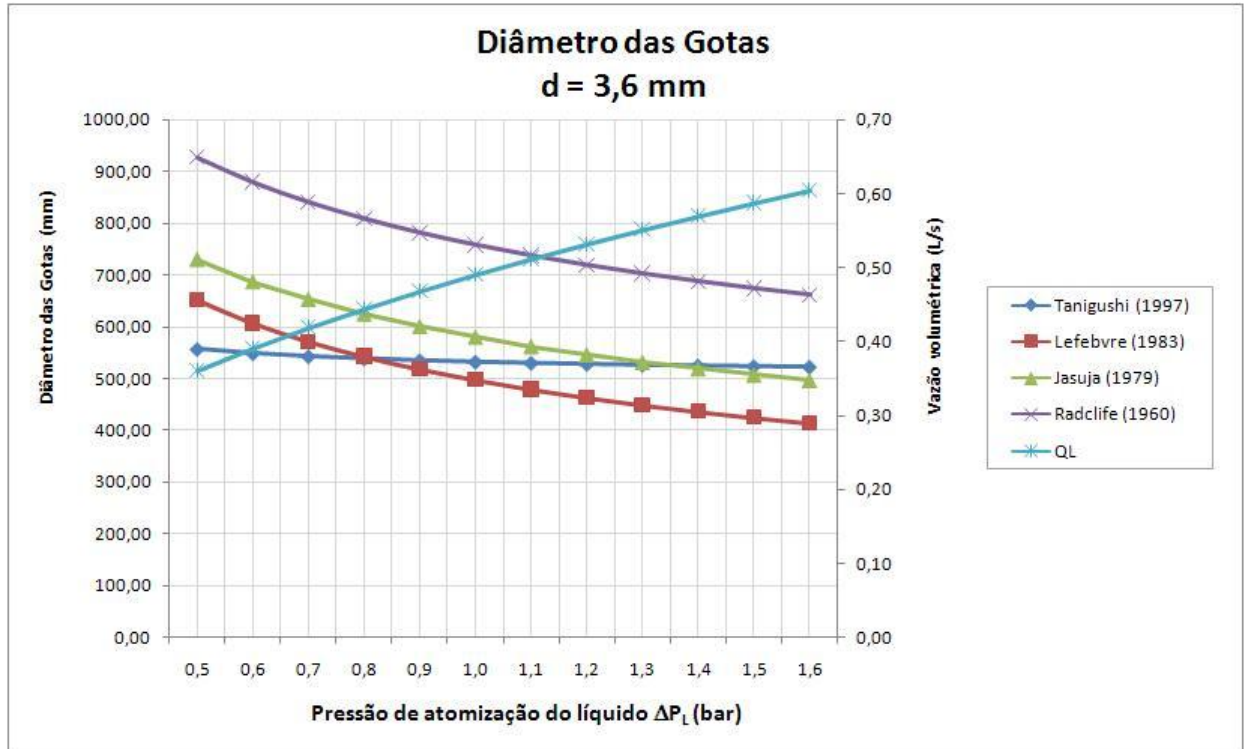


Figura H.3 – Projeções efetuadas para pastilha com diâmetros de orifício iguais a 3,6 mm

A figura H.3 mostra que as equações propostas por Tanigushi (1997) e por Lefebvre (1983) apresentam valores de diâmetros de gotas próximos, para a faixa de pressão atomização do líquido entre 0,7 e 0,9 bar em um atomizador cujo diâmetro de saída do líquido é de 3,6 mm.

Anexo A – Catálogo técnico do bocal atomizador



DIRECTIONAL SPRAY NOZZLES w/STRAINER, OPEN TYPE HV (HIGH VELOCITY)



GENERAL DESCRIPTION

The Type HV High Velocity Nozzles are open (non-automatic) directional spray nozzles with individual inlet strainers (Ref. Figure A). They are designed for use in water spray fixed systems for fire protection applications where a high velocity water application may be required, such as for the protection of flammable liquids.

Available in either brass or stainless steel, the six patterns of the Type HV Nozzles provide a wide range of orifice sizes and distribution characteristics. As water passes through the internal swirl plate, a swirling action is produced, prior to the water being discharged through the orifice tip of the body, resulting in a solid conical spray pattern of water droplets being discharged over a defined area.

High velocity type nozzles are principally used in waterspray systems for the protection of fixed hazards such as transformers, circuit breakers, diesel engines and diesel storage tanks, turbo alternators, lube oil systems, oil fired boilers, and similar hazards. They are capable of rapidly extinguishing oil fires by emulsification, cooling, and smothering. The surface cooling effects of high velocity type nozzles also minimizes the possibility of reignition after a fire extinguishment.

APPROVALS AND STANDARDS

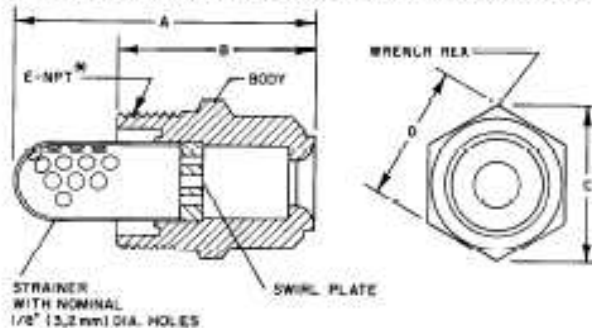
The brass and stainless steel Types HV-14 through HV-60 Nozzles are listed by Underwriters Laboratories,

Printed in U.S.A. 1-94

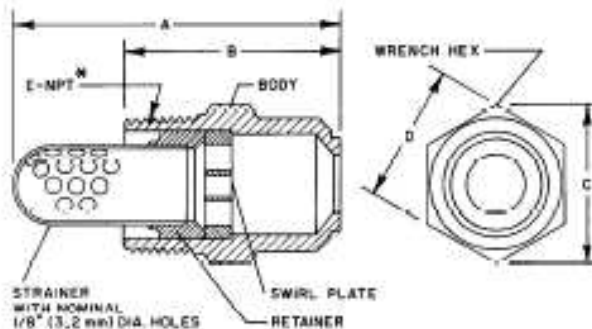
DIMENSIONS IN INCHES AND (MM)

TYPE	A	B	C	D	E-NPT*
HV-14	1.87 (47.1)	2.83 (71.9)	1.50 (38.1)	1.30 (33.0)	1
HV-17	1.87 (47.1)	2.83 (71.9)	1.50 (38.1)	1.30 (33.0)	1
HV-26	1.87 (47.1)	2.83 (71.9)	1.50 (38.1)	1.30 (33.0)	1
HV-37	2.03 (51.6)	3.00 (76.2)	1.50 (38.1)	1.30 (33.0)	1
HV-45	2.03 (51.6)	3.00 (76.2)	1.50 (38.1)	1.30 (33.0)	1
HV-60	3.41 (86.6)	4.56 (115.8)	1.50 (38.1)	1.85 (46.9)	1-1/4

* Pipe thread connections per ISO 7/1 can be provided on special request.



— TYPE HV-14, HV-17, AND HV-26 —



— TYPE HV-37, HV-45, AND HV-60 —

FIGURE A
TYPE HV HIGH VELOCITY NOZZLES

TD680

Anexo B – Pontos de porcentagem da distribuição F, 5%

v1 \ v2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	24	30	40	60	120	∞
1	161,40	199,50	215,70	224,60	230,20	234,00	236,80	238,80	240,50	241,90	243,90	245,90	248,00	249,10	250,10	251,10	252,20	253,30	254,30
2	18,51	19,00	19,16	19,25	19,30	19,33	19,35	19,37	19,38	19,40	19,41	19,43	19,45	19,45	19,46	19,47	19,48	19,49	19,50
3	10,13	9,55	9,28	9,12	9,01	8,94	8,89	8,85	8,81	8,79	8,74	8,70	8,66	8,64	8,62	8,59	8,57	8,55	8,53
4	7,71	6,94	6,59	6,39	6,26	6,16	6,09	6,04	6,00	5,96	5,91	5,86	5,80	5,77	5,75	5,72	5,69	5,66	5,63
5	6,61	5,79	5,41	5,19	5,05	4,95	4,88	4,82	4,77	4,74	4,68	4,62	4,56	4,53	4,50	4,46	4,43	4,40	4,36
6	5,99	5,14	4,76	4,53	4,39	4,28	4,21	4,15	4,10	4,06	4,00	3,94	3,87	3,84	3,81	3,77	3,74	3,70	3,67
7	5,59	4,74	4,35	4,12	3,97	3,87	3,79	3,73	3,68	3,64	3,57	3,51	3,44	3,41	3,38	3,34	3,30	3,27	3,23
8	5,32	4,46	4,07	3,84	3,69	3,58	3,50	3,44	3,38	3,35	3,28	3,22	3,15	3,12	3,08	3,04	3,01	2,97	2,93
9	5,12	4,26	3,86	3,63	3,48	3,37	3,29	3,23	3,18	3,14	3,07	3,01	2,94	2,90	2,86	2,83	2,79	2,75	2,71
10	4,96	4,10	3,71	3,48	3,33	3,22	3,14	3,07	3,02	2,98	2,91	2,85	2,77	2,74	2,70	2,66	2,62	2,58	2,54
11	4,84	3,98	3,59	3,36	3,20	3,09	3,01	2,95	2,90	2,85	2,79	2,72	2,65	2,61	2,57	2,53	2,49	2,45	2,40
12	4,75	3,89	3,49	3,26	3,11	3,00	2,91	2,85	2,80	2,75	2,69	2,62	2,54	2,51	2,47	2,43	2,38	2,34	2,30
13	4,67	3,81	3,41	3,18	3,03	2,92	2,83	2,77	2,71	2,67	2,60	2,53	2,46	2,42	2,38	2,34	2,30	2,25	2,21
14	4,60	3,74	3,34	3,11	2,96	2,85	2,76	2,70	2,65	2,60	2,53	2,46	2,39	2,35	2,31	2,27	2,22	2,18	2,13
15	4,54	3,68	3,29	3,06	2,90	2,79	2,71	2,64	2,59	2,54	2,48	2,40	2,33	2,29	2,25	2,20	2,16	2,11	2,07
16	4,49	3,63	3,24	3,01	2,85	2,74	2,66	2,59	2,54	2,49	2,42	2,35	2,28	2,24	2,19	2,15	2,11	2,06	2,01
17	4,45	3,59	3,20	2,96	2,81	2,70	2,61	2,55	2,49	2,45	2,38	2,31	2,23	2,19	2,15	2,10	2,05	2,01	1,96
18	4,41	3,55	3,16	2,93	2,77	2,66	2,58	2,51	2,46	2,41	2,34	2,27	2,19	2,15	2,11	2,06	2,02	1,97	1,92
19	4,38	3,52	3,13	2,90	2,74	2,63	2,54	2,48	2,42	2,38	2,31	2,23	2,16	2,11	2,07	2,03	1,98	1,93	1,88
20	4,35	3,49	3,10	2,87	2,71	2,60	2,51	2,45	2,39	2,35	2,28	2,20	2,12	2,08	2,04	1,99	1,95	1,90	1,84
21	4,32	3,47	3,07	2,84	2,68	2,57	2,49	2,42	2,37	2,32	2,25	2,18	2,10	2,05	2,01	1,96	1,92	1,87	1,81
22	4,30	3,44	3,05	2,82	2,66	2,55	2,46	2,40	2,34	2,30	2,23	2,15	2,07	2,03	1,98	1,94	1,89	1,84	1,78
23	4,28	3,42	3,03	2,80	2,64	2,53	2,44	2,37	2,32	2,27	2,20	2,13	2,05	2,01	1,96	1,91	1,86	1,81	1,75
24	4,26	3,40	3,01	2,78	2,62	2,51	2,42	2,36	2,30	2,25	2,18	2,11	2,03	1,98	1,94	1,89	1,84	1,79	1,73
25	4,24	3,39	2,99	2,76	2,60	2,49	2,40	2,34	2,28	2,24	2,16	2,09	2,01	1,96	1,92	1,87	1,82	1,77	1,71
26	4,23	3,37	2,98	2,74	2,59	2,47	2,39	2,32	2,27	2,22	2,15	2,07	1,99	1,95	1,90	1,85	1,80	1,75	1,69
27	4,21	3,35	2,96	2,73	2,57	2,46	2,37	2,31	2,25	2,20	2,13	2,06	1,97	1,93	1,88	1,84	1,79	1,73	1,67
28	4,20	3,34	2,95	2,71	2,56	2,45	2,36	2,29	2,24	2,19	2,12	2,04	1,96	1,91	1,87	1,82	1,77	1,71	1,65
29	4,18	3,33	2,93	2,70	2,55	2,43	2,35	2,28	2,22	2,18	2,10	2,03	1,94	1,90	1,85	1,81	1,75	1,70	1,64
30	4,17	3,32	2,92	2,69	2,53	2,42	2,33	2,27	2,21	2,16	2,09	2,01	1,93	1,89	1,84	1,79	1,74	1,68	1,62
40	4,08	3,23	2,84	2,61	2,45	2,34	2,25	2,18	2,12	2,08	2,00	1,92	1,84	1,79	1,74	1,69	1,64	1,58	1,51
60	4,00	3,15	2,76	2,53	2,37	2,25	2,17	2,10	2,04	1,99	1,92	1,84	1,75	1,70	1,65	1,59	1,53	1,47	1,39
120	3,92	3,07	2,68	2,45	2,29	2,17	2,09	2,02	1,96	1,91	1,83	1,75	1,66	1,61	1,55	1,50	1,43	1,35	1,25
∞	3,84	3,00	2,60	2,37	2,21	2,10	2,01	1,94	1,88	1,83	1,75	1,67	1,57	1,52	1,46	1,39	1,32	1,22	1,00