

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UMA NOVA GEOMETRIA DE  
TUBOS PARA EVAPORADORES DE TÚNEIS DE CONGELAMENTO

DANIEL DEITOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

São Leopoldo, junho de 2012

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UMA NOVA GEOMETRIA DE  
TUBOS PARA EVAPORADORES DE TÚNEIS DE CONGELAMENTO

DANIEL DEITOS

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale  
do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito  
parcial para a obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr.<sup>a</sup> Jacqueline B. Copetti  
Coorientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan - UNISINOS  
Prof. Dr.<sup>a</sup> Rejane De Césaró Oliveski - UNISINOS  
Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini - UCS

São Leopoldo  
2012

Ficha catalográfica

D325e Deitos, Daniel  
Estudo experimental do desempenho de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis de congelamento / por Daniel Deitos. – 2012.  
84 f. : il., 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

Orientação: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Jacqueline B. Copetti ; Coorientação: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

1. Tubo - Geometria. 2. Evaporador. 3. Perda de carga. 4. Fator de atrito. I. Título.

CDU 621.774  
624.072.7

Catálogo na Fonte:  
Bibliotecária Vanessa Borges Nunes - CRB 10/1556

## **AGRADECIMENTOS**

*À minha orientadora, Prof. Dr.<sup>a</sup> Jacqueline Biancon Copetti e ao coorientador, Prof. Dr. Paulo Robert Wander, por toda a atenção dispensada durante a pesquisa e pelas valiosas contribuições no desenvolvimento do trabalho.*

*Ao Banco Santander pelo auxílio financeiro no custeio do PPG em Engenharia Mecânica.*

*À empresa Cooling & Freezing – Equipamentos para Refrigeração Industrial Ltda. (Sapucaia do Sul), pelo desenvolvimento e fornecimento dos protótipos dos trocadores de calor.*

*À Fapergs pelo apoio financeiro através do Projeto IUE – Programa de Interação Universidade Empresa (2010).*

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise do desempenho hidráulico do lado do escoamento do ar de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis de congelamento. Estes evaporadores são trocadores de calor de tubo-aletados e fluxo cruzado. A nova geometria dos tubos consiste em um perfil tipo gota, que é testada e comparada com tubos circulares, já estudados e com resultados disponíveis na literatura. O objetivo do trabalho é determinar experimentalmente valores para perda de carga para as duas geometrias, comparar os resultados e apontar a geometria que apresenta as melhores características de perda de carga. É apresentada uma ampla revisão feita na literatura disponível sobre estudos realizados com relação ao efeito de diversos parâmetros no desempenho destes trocadores de calor, entre eles a geometria dos tubos, e os resultados indicam que tubos elípticos e achatados apresentam melhor desempenho térmico e menor perda de carga quando comparados com os tradicionais tubos circulares. O procedimento de cálculo para perda de carga para trocadores de calor tubo-aletados, também é apresentado. Para os evaporadores testados, foram mantidos constante o espaçamento entre tubos e o espaçamento entre aletas, variando apenas a geometria do tubo. As aletas usadas foram do tipo plana. Os testes foram realizados em túnel de vento construído em conformidade com a norma ANSI/ASHRAE 51-1999. Um ventilador gera um fluxo de ar que passa pela serpentina aletada e uma placa de bocais. Para diferentes velocidades de ar são obtidas a perda de carga no trocador de calor, as temperaturas médias de entrada e saída para o ar, a velocidade e a vazão de ar. Os resultados da perda de carga em função da velocidade do ar mostram que os tubos tipo gota tem desempenho hidráulico superior aos tubos circulares. Foi obtida uma redução média da perda de carga de 26% e do fator de atrito de 16%, comparando o tubo tipo gota com o tubo circular, para os ensaios realizados com regimes de escoamento que vão do laminar ao de transição. Uma análise da potência de ventilação mostrou novamente uma vantagem dos tubos tipo gota e na análise de uma situação real para um modelo de túnel de congelamento, os tubos tipo gota apresentaram uma redução da potência de ventilação total de 12,87%, quando comparado com os tubos circulares. Os modelos são ferramentas importantes para o projeto de trocadores de calor, assim foram analisadas diferentes correlações para predição do coeficiente de atrito do escoamento do ar através das aletas e comparadas com os dados experimentais. Verificou-se que a correlação de Gray e Webb (1986) foi a que melhor se ajustou, com um erro médio de 15% e a dispersão entre os valores medidos e calculados de 31% para tubos circulares e de 50% para o tipo gota.

Palavras-chave: Geometria do tubo; Evaporador; Perda de carga; Fator de atrito.

## ABSTRACT

This study presents an analysis of hydraulic performance of the air side for a new tube geometry of evaporators used in freezing tunnel. These evaporators are heat exchangers with finned tubes and air in cross flow. The new geometry consists in a wing profile tube that is tested and compared to circular tubes, which are already studied and with available results in literature. The objective of this work is determining experimentally the pressure drop for both geometries, comparing the results and pointing out the geometry that shows the best features for pressure drop. A comprehensive literature review is also presented and it focuses on studies concerning the effects of several parameters in these heat exchangers performance, including tube geometry. Several results have shown that elliptical tubes have better thermal performance and lower pressure drop when compared to the conventional circular tube. A review of the procedures calculation for fin-tube heat exchangers pressure drop is shown. For the evaporators tested, the spacing between tubes and fins, was kept constant by varying only the tube geometry and the fins were flat. The tests were carried out in a wind tunnel, built in accordance with ANSI/ASHRAE 51-1999. A fan generates an air flow that passes through the finned coil and a nozzle plate. For different air velocities and the pressure drop in the heat exchanger, input and output average air temperature, the velocity and flow of the air were registered. The results showed the dependence on the air velocity and that wing profile tubes have better hydraulic performance than circular tubes. An average reduction of 26% for pressure drop and 16% for friction factor for wing tubes were obtained in comparison to circular tubes, in tests in the regimes from laminar to transition flow. An analysis of ventilation power showed the advantage of wing tubes, and the evaluation of a real situation, on a freezing tunnel, the wing tubes show an average reduction of 12,87 % for total ventilation power when compared with circular tubes. The theoretical models are important tools for designing the evaporator, and in this study some correlations were evaluated to prediction of the air flow friction factor and were compared to experimental results. The Gray and Webb correlation (1986) presented the best fit, with 15% of average error and the dispersion between the measured and calculate values was 31% for circular tubes and 50% for wing tubes.

Keywords: Tube geometry; Evaporator; Pressure drop; Friction factor.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Tipos de trocadores de calor quanto à construção. (a) Tubos concêntricos; (b) Tubo-aletado; (c) Placa-aletado; (d) Casco-e-tubos.....	22
Figura 2.2 - Modelo de evaporador utilizado em sistemas de refrigeração.....	23
Figura 2.3 - Trocadores de calor com escoamento cruzado: (a) Escoamento “não misturado” para ambos os fluidos; (b) Escoamento “misturado”, para o fluido externo.....	24
Figura 2.4 - Direções das forças de arrasto e sustentação de um corpo sólido posicionado perpendicularmente ao escoamento.....	25
Figura 2.5 - Corpos aerodinâmicos com seus respectivos escoamentos e o arrasto gerado em cada um.....	27
Figura 2.6 - Comportamento do arrasto de atrito, de pressão e total em função da relação entre o diâmetro e o comprimento de uma estrutura exposta a um escoamento.....	28
Figura 2.7 - Coeficientes de arrasto em hastes circulares e elípticas para $Re > 10^4$ .....	29
Figura 2.8 - Escoamento em feixe de tubos (a) alinhado e (b) alternado.....	30
Figura 4.1 - Configuração típica de um trocador tubo aletado : (1) e (2) cabeceiras, (3) aletas, (4) união dos tubos, (5) distribuidores de refrigerante e (6) tubos.....	45
Figura 4.2 - Vista frontal do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.....	47
Figura 4.3 - Vista superior do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.....	48
Figura 4.4 - Vista lateral do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.....	49
Figura 4.5 - Chapa perfurada e malha de aço para homogeneização do fluxo de ar.....	50
Figura 4.6 - Perfis dos tubos ensaiados: a) circular e b) tipo gota.....	51
Figura 4.7 - Vista lateral do trocador de calor testado.....	52
Figura 4.8 - Vista frontal do trocador de calor testado.....	52
Figura 4.9 - Placa de bocais instalada no interior do túnel.....	54
Figura 4.10 - Trocador de calor utilizado no experimento.....	55
Figura 4.11 - Montagem do trocador de calor no túnel experimental.....	55
Figura 4.12 - Montagem do trocador de calor no túnel experimental.....	56
Figura 4.13 - Medição da temperatura do ar na entrada e saída do túnel.....	56
Figura 4.14 - Sistema de coleta de amostragem de ar para medição de temperatura na entrada e saída do túnel.....	57
Figura 5.1 - Variação da perda de carga em função da velocidade do ar na face do trocador para os tubos circular e tipo gota.....	65
Figura 5.2 - Variação do fator de atrito, $f$ , em função do número de Reynolds, $Re$ , para os	

tubos tipo circular e tipo gota.....	66
Figura 5.3 - Curva característica do ventilador nas condições do experimento.....	67
Figura 5.4 - Variação da potência de ventilação com os trocadores de calor com tubo gota e circular.....	68
Figura 5.5 - Vista lateral do modelo de túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.....	70
Figura 5.6 - Vista superior do modelo de túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.....	71
Figura 5.7 - Curva característica do ventilador AVR AL 1250/22 do túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.....	72
Figura 5.8 - Comparação entre os dados de fator de atrito obtidos experimentalmente para o trocador de calor com tubos circulares e os dados teóricos dados por diferentes correlações..	75
Figura 5.9 - Comparação entre os dados de fator de atrito obtidos experimentalmente para o trocador de calor com tubos tipo gota e os dados teóricos dados por diferentes correlações...	75
Figura 5.10 - Comparação entre os resultados do fator de atrito experimental, $f_{exp}$ , e o predito, $f_{pred}$ , pelas correlações de Wang e Chi (2000b), Abu-Madi (1998) e Gray e Webb (1986).....	77



## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1- Dados geométricos dos trocadores de calor.....	51
Tabela 4.2 - Testes realizados para diferentes aberturas de bocais.....	57
Tabela 5.1 - Parâmetros geométricos para os trocadores de calor de tubo circular e tipo gota.....	63
Tabela 5.2 - Incertezas de medição.....	64
Tabela 5.3 - Especificação dos ventiladores utilizados no túnel de congelamento em análise.....	72
Tabela 5.4 - Conversão da perda de carga experimental para situação prática em túnel de congelamento.....	73
Tabela 5.5 - Potência de ventilação necessária nos evaporadores com tubos circular e tipo gota na condição de operação do túnel de congelamento.....	74
Tabela 5.6 - Desvios no fator de atrito para os dois tipos de tubos: comparação entre dados experimentais e teóricos.....	76

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área frontal de um corpo submetido ao escoamento, [m <sup>2</sup> ];
$A_{boc}$	área dos bocais utilizados, [m <sup>2</sup> ];
$A_c$	área de escoamento livre ou mínima, [m <sup>2</sup> ];
$A_f$	área das aletas, [m <sup>2</sup> ];
$A_{fr}$	área frontal do trocador de calor, [m <sup>2</sup> ];
$A_{got}$	área da seção transversal do tubo tipo gota, [m <sup>2</sup> ];
$A_p$	área de superfície primária relativa à parede exposta dos tubos, [m <sup>2</sup> ];
$A_s$	área da seção transversal do tubo circular, [m <sup>2</sup> ];
$A_{tot}$	área total de transferência de calor, [m <sup>2</sup> ];
$A_{túnel}$	área da seção interna do túnel, [m <sup>2</sup> ];
$C_D$	coeficiente de arrasto, $\left[ \frac{F_a}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \right]$ ;
$C_d$	coeficiente de descarga, [ - ];
$c_p$	calor específico à pressão constante, [J/kgK];
$D_{boc}$	diâmetro do bocal, [m];
$D_c$	diâmetro do colarinho da aleta, [m];
$D_e$	diâmetro externo do tubo, [m];
$D_h$	diâmetro hidráulico, [m];
$D_{h,got}$	diâmetro hidráulico para o tubo gota, [m];
$D_{túnel}$	diâmetro equivalente do túnel, [m];
$e$	excentricidade do perfil elíptico, [razão entre o eixo menor e o eixo maior];
$E$	fator de energia, [ - ];
$F_a$	força de arrasto, [N];
$f$	fator de atrito, [ - ];
$f_{exp}$	fator de atrito obtido nos experimentos, [ - ];
$f_f$	fator de atrito nas aletas, [ - ];
$f_{pred}$	fator de atrito predito pelas correlações, [ - ];
$f_t$	fator de atrito nos tubos, [ - ];
$G$	velocidade mássica, [kg/(m <sup>2</sup> s)];
$h$	coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/(m <sup>2</sup> K)];
$j$	fator de Colburn, [ - ];
$L_l$	largura do trocador de calor, [m];

$L_2$	altura do trocador de calor, [m];
$L_3$	comprimento do trocador de calor na direção do escoamento do ar, [m];
$L_{got}$	largura total da seção transversal do tubo tipo gota, [m];
$k$	condutividade térmica, [W/mK];
$K$	constante do trocador de calor;
$K_c$	coeficiente de contração do escoamento;
$K_e$	coeficiente de expansão do escoamento;
$\dot{m}$	vazão mássica, [kg/s];
$N_a$	número de aletas por unidade de comprimento;
$N_{ft}$	número de fileira de tubos;
$N_{tt}$	número total de tubos;
$Nu$	número de Nusselt, $\left[ \frac{hD_h}{k} \right]$ ;
$N_{vent}$	número de ventiladores do túnel de congelamento;
$P$	perímetro da seção transversal do tubo circular, [m];
$P_{got}$	perímetro da seção transversal do tubo tipo gota, [m];
$Pr$	número de Prandtl, $\left[ \frac{\mu C_p}{k} \right]$ ;
$P_f$	passo das aletas, [m];
$P_l$	passo longitudinal dos tubos, [m];
$P_t$	passo transversal dos tubos, [m];
$P_{vent}$	potência de ventilação, [W];
$P_{vent_{tc}}$	potência de ventilação em cada evaporador do túnel de congelamento, [W];
$P_{vent_{tc}_{tot}}$	potência total de ventilação nos evaporadores do túnel de congelamento, [W];
$P_{vent_{tc}_{tot}_{circ}}$	potência total de ventilação nos evaporadores do túnel de congelamento com tubo circular, [W];
$P_{vent_{tc}_{tot}_{got}}$	potência total de ventilação nos evaporadores do túnel de congelamento com tubo tipo gota, [W];
$P_{vent_{tunel_{circ}}}$	potência total de ventilação no túnel de congelamento com evaporadores de tubos circulares, [W];
$P_{vent_{tunel_{got}}}$	potência total de ventilação no túnel de congelamento com evaporadores de tubos tipo gota, [W];
$\Delta P$	perda de carga do sistema ou parte do sistema, [Pa];
$\Delta P_{boc}$	perda de carga experimental na placa de bocais, [Pa];

$\Delta P_{tc}$	perda de carga experimental no trocador de calor, [Pa];
$\Delta P_{tc\_circ}$	perda de carga experimental no trocador de calor com tubo circular, [Pa];
$\Delta P_{tc\_got}$	perda de carga experimental no trocador de calor com tubo tipo gota, [Pa];
$\Delta P_{tc\_tunel}$	perda de carga no trocador de calor do túnel de congelamento, [Pa];
$\Delta P_{vent\_tunel}$	perda de carga no túnel de congelamento, [Pa];
$Q$	vazão de ar, [m <sup>3</sup> /s];
$Q_{vent\_tunel}$	vazão do ventilador no túnel de congelamento, [m <sup>3</sup> /s];
$r$	raio menor do tubo tipo gota, [m];
$R$	raio maior do tubo tipo gota, [m];
$R_g$	constante dos gases, [J/kgK];
$Re$	número de Reynolds, $\left[ \frac{GD_h}{\mu} \right]$ ;
$Re_{boc}$	número de Reynolds no bocal;
$Re_{Dc}$	número de Reynolds no diâmetro do colarinho da aleta;
$Re_{got}$	número de Reynolds para o trocador de calor com tubo tipo gota;
$St$	número de Stanton, $\left[ \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h}{G c_p} \right]$ ;
$T_{bs}$	temperatura de bulbo seco, [°C ou K];
$T_{bu}$	temperatura de bulbo úmido, [°C ou K];
$U$	coeficiente global de transferência de calor, [W/m <sup>2</sup> K];
$v_e$	volume específico do ar na entrada do sistema, [m <sup>3</sup> /kg];
$v_m$	volume específico médio do ar, [m <sup>3</sup> /kg];
$v_s$	volume específico do ar na saída do sistema, [m <sup>3</sup> /kg];
$V$	velocidade da corrente de ar na face do trocador de calor, [m/s];
$V_{máx}$	velocidade máxima da corrente de ar através da área mínima, [m/s];
$Y$	fator de expansão;

### Símbolos Gregos

$\rho$	massa específica, [kg/m <sup>3</sup> ];
$\sigma$	razão entre as áreas de escoamento mínimo e a frontal, [ - ];
$\delta$	espessura das aletas, [m];
$\beta$	razão entre o diâmetro do bocal e o diâmetro equivalente do túnel [ - ];
$\alpha$	fator de correção da pressão [ - ];

$\mu$  viscosidade dinâmica do ar, [Ns/m<sup>2</sup>];

$\Phi$  ângulo de abertura do tubo tipo gota, [°];

$\eta_{vent}$  rendimento do ventilador experimental, [ - ];

$\eta_{vent\_tunel}$  rendimento do ventilador do túnel de congelamento, [ - ];

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	15
1.2	0
OBJETIVOS.....	19
1.3	JU
JUSTIFICATIVA.....	20
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	
20	
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>22</b>
2.1 TROCADORES DE CALOR.....	22
2.2 ESCOAMENTO EXTERNO.....	25
<b>2.2.1 Coeficiente de arrasto e geometria.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.2 Arrasto de atrito e pressão.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.3 Redução do arrasto e a geometria.....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.4 escoamento através de feixe de tubos.....</b>	<b>29</b>
2.3 PERDA DE CARGA EM TROCADORES DE CALOR.....	31
2.4 INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DOS TUBOS E ALETAS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E NA PERDA DE CARGA.....	31
<b>3 ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO EXTERNO DE TROCADORES DE CALOR TUBULARES ALETADOS.....</b>	<b>38</b>
3.1 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO FATOR DE ATRITO.....	39
<b>3.1.1 Correlação de Wang, Chi e Chang.....</b>	<b>41</b>
<b>3.1.2 Correlação de Abu-Madi, Johns e Heikal.....</b>	<b>42</b>
<b>3.1.3 Correlação de Gray e Webb.....</b>	<b>43</b>

<b>4 METODOLOGIA DO ESTUDO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>45</b>
4.1 CARACTERIZAÇÃO DA GEOMETRIA ANALISADA .....	45
4.2 ESTUDO EXPERIMENTAL.....	46
<b>4.2.1 Bancada de Testes.....</b>	<b>46</b>
4.2.1.1 Seção de testes.....	50
4.2.1.2 Protótipos dos trocadores de calor tubulares aletados.....	50
4.2.1.3 Medidores de temperatura.....	53
4.2.1.4 Transdutores e medidor de pressão.....	53
4.2.1.5 Bocais.....	53
4.2.1.6 Sistema de aquisição de dados.....	54
<b>4.2.2 Procedimento experimental.....</b>	<b>54</b>
<b>4.2.3 Tratamento dos dados.....</b>	<b>58</b>
4.3 CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE ANÁLISE DO LADO DO AR.....	60
<b>4.3.1 Cálculo dos parâmetros geométricos e do número de Reynolds, <i>Re</i>.....</b>	<b>60</b>
<b>4.3.2 Cálculo do fator de atrito do lado do ar.....</b>	<b>62</b>
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>63</b>
5.1 ANÁLISE DE INCERTEZAS NAS MEDIÇÕES.....	63
5.2 RESULTADOS PARA A PERDA DE CARGA.....	64
5.3 RESULTADOS PARA O FATOR DE ATRITO.....	65
5.4 ANÁLISE DA POTÊNCIA DE VENTILAÇÃO.....	66
<b>5.4.1 Análise da potência de ventilação nas condições do experimento.....</b>	<b>66</b>
<b>5.4.2 Previsão da potência de ventilação em um túnel de congelamento.....</b>	<b>68</b>
5.5 ANÁLISE DO AJUSTE DE CORRELAÇÕES PARA O FATOR DE ATRITO.....	74
<b>6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>78</b>
6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	79
<b>7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>80</b>
<b>ANEXO A.....</b>	<b>83</b>
<b>ANEXO B.....</b>	<b>84</b>
<b>ANEXO C.....</b>	<b>85</b>





## 1 INTRODUÇÃO

O aumento da demanda da energia em todos os setores da sociedade tem sido um fato preocupante em tempos recentes. É fato que o desenvolvimento da sociedade como um todo exige uma maior disponibilidade de energia. No entanto, questões econômicas e ambientais estão sempre associadas à questão energética, tornando necessária a busca pelo máximo aproveitamento da energia disponível. O melhoramento da eficiência dos equipamentos e processos industriais e a gestão do uso da energia reduzem custos de fabricação e por isso têm sido um diferencial competitivo das corporações, independentemente da área em que atuam. As questões ambientais, que são os grandes temas da atualidade, estão também sempre associadas à geração e utilização da energia e, portanto, a racionalização do consumo energético também aparece como uma necessidade para a diminuição dos impactos ambientais.

### 1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Qualquer atividade industrial só é possível com o uso intensivo de uma ou mais formas de energia, neste caso, e principalmente, a energia elétrica. Parte da energia elétrica é perdida para o ambiente durante um processo industrial ou comercial, principalmente na forma de energia térmica, outra parte é perdida devido a desperdícios desnecessários específicos de cada processo.

Os processos de refrigeração e aquecimento são uma necessidade em todos os setores e estão sempre associados a grandes consumos de energia. Uma instalação frigorífica utiliza sistemas de refrigeração dimensionados para atender uma carga térmica, que é a quantidade de energia térmica a ser retirada do ambiente ou processo, de forma a manter as condições adequadas de temperatura e umidade relativa nos mesmos. Para que o sistema de refrigeração opere é necessário o consumo de uma determinada quantidade de energia elétrica, na maior parte, através de motores de indução.

As instalações mais eficientes em relação ao fator energético são aquelas que atingem os parâmetros de desempenho térmico exigidos pelo processo, com menor consumo de energia elétrica.

Refrigeração e aquecimento são processos que requerem diversos tipos de dispositivos e configurações de equipamentos de transferência de calor. Os trocadores de calor são equipamentos utilizados no processo de transferência de calor entre dois fluidos que

estão a diferentes temperaturas. São utilizados tanto no meio doméstico, por exemplo, em geladeiras e condicionadores de ar, quanto nos diferentes tipos de indústrias. São usados para aquecimento e resfriamento de líquidos na indústria química, para controle de temperatura de máquinas e processos, para processamento, transporte e armazenamento de alimentos, para conforto térmico, supermercados, restaurantes, meios de transporte (arrefecimento do motor), entre outros.

Os trocadores de calor são tipicamente classificados em função do tipo de construção e da configuração do escoamento das correntes, entre outros aspectos (INCROPERA, 1996). Pesquisas vêm sendo feitas com relação à geometria de tubos, placas, aletas, etc., na busca de equipamentos mais compactos e eficientes.

Um evaporador é um tipo de trocador de calor presente em sistemas de refrigeração e no qual um líquido é vaporizado, como consequência do calor que é removido de um espaço ou produto. A eficiência do evaporador em um sistema de refrigeração depende de dois requisitos principais, que devem ser considerados em seu projeto e seleção: (i) possuir superfície suficiente para absorver a carga térmica necessária, sem uma diferença de temperatura excessiva entre o refrigerante e a substância a resfriar, geralmente ar; (ii) apresentar um volume adequado para evitar a queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída, tanto no lado do refrigerante quanto do lado do ar.

A análise do escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos do evaporador e do escoamento do ar do lado externo é importante tanto para o projeto, quanto para o controle do sistema como um todo.

Os vários estudos realizados sobre evaporadores, geralmente, objetivam: (i) o levantamento de parâmetros de operação desses trocadores de calor, tais como, coeficientes de transferência de calor, queda de pressão e capacidade de resfriamento; (ii) o desenvolvimento de novos evaporadores, adaptados ao uso de refrigerantes alternativos; (iii) o desenvolvimento e caracterização do desempenho de novos tipos geométricos de aletas e promotores de turbulência para intensificação da transferência de calor.

Em função das diferentes aplicações na refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, tamanhos, formas e configurações, podendo ser classificados segundo o tipo de construção, o método de alimentação do líquido, a superfície de transferência de calor, a condição de operação, o método de circulação do ar ou do líquido, o tipo de controle da vazão de refrigerante e a aplicação (BUENO, 2004).

Segundo a superfície de transferência de calor, os evaporadores são classificados em evaporadores de superfície primária e de superfície aletada ou estendida. Os evaporadores de

superfície primária são compostos apenas por tubos lisos, e os evaporadores de superfície estendida possuem tubos aletados. As aletas constituem-se de chapas, placas metálicas ou ondulações fundidas ou usinadas na superfície da tubulação.

Evaporadores com serpentinas de tubos lisos são construídos em vários tamanhos e configurações, geralmente para aplicações específicas. As formas comuns para serpentinas de tubos lisos são: planas, em zigue-zague, em forma de trombone oval e em espiral. Essa última forma, muitas vezes é empregada para o resfriamento de líquidos. Serpentinas de tubos lisos, empregando circulação de ar por convecção natural, são também usadas em câmaras frigoríficas e em refrigeradores de armazenamento, nos quais é necessária a circulação de grande vazão de ar a baixa velocidade. São usadas ainda, ou como serpentinas de expansão seca ou inundadas, em conjunto com ventiladores centrífugos, para fornecer ar resfriado à alta velocidade para operações de congelamento (BUENO, 2004).

Os evaporadores de superfície aletada possuem uma superfície de transferência de calor muito maior do que aquela dos evaporadores de tubos lisos e são utilizados geralmente para o resfriamento de ar ou outros gases. As aletas têm a finalidade de aumentar a área de transferência de calor em contato com o ar, pois desse lado dos tubos o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser de 10 a 50 vezes menor do que no interior dos tubos, onde circula o líquido em vaporização (BUENO, 2004).

Nos evaporadores de tubo liso, grande parte do ar que flui através dos espaços abertos entre os tubos, não entra em contato com a superfície da serpentina. Já no evaporador aletado, as aletas são dispostas nos espaços entre os tubos e removem o calor da porção de ar que não entraria em contato com a superfície primária.

As aletas devem ser unidas aos tubos de tal maneira que assegure um bom contato térmico para serem eficazes. Em alguns casos, as aletas são soldadas diretamente nos tubos e em outros, são colocadas nos tubos, os quais são expandidos sob pressão, fixando as aletas na sua superfície e estabelecendo um bom contato térmico. Uma variação desse último método é aumentar ligeiramente a abertura da aleta permitindo a entrada no tubo, e em seguida diminuir fixando-a no tubo.

A dimensão, o espaçamento e o formato das aletas dependem em parte da aplicação do evaporador. A dimensão do tubo determina a dimensão da aleta e a densidade linear de aletas, que devem estar na faixa entre 39 a 550 aletas/m dependendo, principalmente, da temperatura de operação (BUENO, 2004).

O acúmulo de gelo nas serpentinas dos evaporadores de resfriamento de ar, operando a temperaturas negativas, é inevitável e tende a restringir a passagem de ar entre as aletas,

diminuindo a circulação de ar através da serpentina. Dessa forma, os evaporadores que se destinam a aplicações de baixas temperaturas devem ter um espaçamento entre as aletas adequado, usando 79 ou 118 aletas/m para minimizar este efeito. Por outro lado, os evaporadores destinados ao condicionamento de ar e outras instalações que operam a temperaturas elevadas, este fenômeno não ocorre, podendo ter maior número de aletas. Segundo Bueno (2004), é possível chegar a valores de até aproximadamente 550 aletas/m.

Quando a circulação de ar sobre as serpentinas aletadas é natural, é importante que a serpentina ofereça menor resistência possível ao fluxo de ar e por isso, geralmente, a distância entre as aletas deve ser maior do que para serpentinas sob convecção forçada de ar.

Existe uma relação definida entre as superfícies interna e externa de um evaporador. Uma vez que a aleta externa afeta somente a superfície externa, a adição de aletas acima de um certo valor, não aumentará consideravelmente a capacidade do evaporador. De fato, em algumas circunstâncias, um número elevado de aletas pode reduzir tal capacidade, pois restringe a circulação do ar sobre a serpentina.

Uma vez que a capacidade dos evaporadores de serpentinas aletadas é afetada pelo acúmulo de gelo, são indicados para aplicações de resfriamento de ar nas quais a temperatura é mantida acima de 1°C. Quando os evaporadores são usados para operação em baixas temperaturas, deve ser providenciado algum modo de degelo em intervalos regulares.

Durante a operação do sistema de refrigeração, além da complexidade que envolve o escoamento com mudança de fase do refrigerante no interior dos tubos do evaporador, grandes períodos transientes podem surgir como consequência, por exemplo, do início do funcionamento do sistema, dos ciclos de parada e acionamento do compressor ou da variação das condições de operação do sistema. Durante tais períodos, as regiões líquida, bifásica ou de vapor podem se formar ou desaparecer, dificultando ainda mais a modelagem do escoamento.

Outro fator importante é o complexo escoamento do ar sobre as superfícies externas dos tubos e aletas, uma vez que são inúmeras as possibilidades de arranjos de circuitos de refrigerantes. A combinação entre os processos de transferência de calor, transferência de massa (condensação do vapor d'água do ar) e transferência de quantidade de movimento complicam a análise, tornando necessário recorrer-se a trabalhos experimentais para a obtenção de dados empíricos a serem usados em modelos teóricos.

Esse grande número de fenômenos mostra que os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar operam sob condições variáveis e, assim, uma condição única de regime permanente não existe, especialmente se os controles de capacidade do sistema estiverem ajustados para uma dada situação. Portanto, as investigações não devem se

restringir à análise do regime permanente, mas também, incluir o regime transiente ou a análise dinâmica.

Usualmente, o processo de transferência de calor entre o refrigerante e o ar em um evaporador de serpentina de tubos aletados ocorre em escoamento de fluxo cruzado. A fim de melhorar a eficiência de transferência de calor ou buscar as condições ideais de funcionamento, várias configurações de tubos são empregadas e vários métodos para selecionar o melhor circuito são utilizados.

Os evaporadores de serpentinas aletadas podem ser compactos, pois têm maior área de superfície por unidade de volume que os evaporadores de tubos lisos, e, portanto, ocupam menos espaço para a mesma capacidade.

Neste sentido, muitos estudos têm sido conduzidos experimentalmente e numericamente objetivando melhorar e otimizar os processos térmicos e hidráulicos nos evaporadores de tubos aletados. Entre eles vêm sendo analisados novas configurações de tubos, tipos de aletas, espaçamento entre aletas, arranjo e número de tubos. Com relação ao tipo de tubos, estudos comparativos de tubos elípticos e tubos circulares foram realizados por Brauer (1964), Jang e Yang (1998), Bordalo e Saboya (1999), Saboya e Saboya (2001), Matos (2003) e Mainardes (2007), e mostram que além de um ganho relativo observado na transferência de calor nos arranjos de tubos elípticos, em comparação aos arranjos de tubos circulares, uma redução relativa na perda de pressão de até 30 % também foi observada nos diferentes estudos.

Este trabalho apresenta um estudo experimental com uma nova geometria de tubo, denominada “tipo gota”. Tubos circulares também são testados e comparados com esta nova geometria proposta. O objetivo é analisar a perda de carga experimentalmente e, portanto, avaliar a potência de ventilação pela modificação da geometria do tubo. Complementando o trabalho experimental foram avaliadas correlações propostas, basicamente para tubos circulares, para o cálculo do coeficiente de atrito e o ajuste aos dados experimentais. As correlações são uma ferramenta importante para projeto dos evaporadores.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é avaliar experimentalmente o desempenho de evaporadores aletados com tubos de geometria “tipo gota”, quanto à perda de carga no lado do ar e comparar esta nova geometria com os tubos convencionais circulares.

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) Estudar e entender a influência da geometria dos tubos no desempenho hidráulico dos trocadores de calor aletados de fluxo cruzado.
- b) Determinar experimentalmente valores para a perda de carga e fator de atrito para os tubos circulares e a nova geometria proposta.
- c) Apresentar, por comparação, a geometria de melhor desempenho considerando a perda de carga e o fator de atrito.
- d) Fazer uma análise da potência de ventilação para as geometrias experimentadas objetivando apontar os ganhos da nova geometria;
- e) Avaliar correlações teóricas para predição do fator de atrito do lado do ar.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho foi desenvolvido motivado pela busca da melhoria na eficiência energética de túneis de congelamento. Foi proposta uma nova geometria de tubos para os evaporadores, designada “tipo gota”, com o objetivo de reduzir a perda de carga no lado do ar e, conseqüentemente, a potência de ventilação instalada e o custo de operação. A potência necessária para deslocar o ar através dos evaporadores é parte significativa do custo operacional dos túneis de congelamento, e é proporcional à perda de carga. A redução da perda de carga também está associada ao desempenho térmico, sendo que a taxa de transferência de calor pode ser influenciada significativamente.

Os evaporadores dos túneis de congelamento são típicos trocadores de calor tubulares aletados. Desta forma, a aplicação prática deste trabalho não está restrita somente a túneis de congelamento, mas também a outros sistemas de refrigeração industrial, utilizados nos diferentes setores da indústria para controle de temperatura de máquinas, equipamentos e processos de fabricação.

### 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação é estruturada em seis partes básicas que estão organizadas em seis capítulos ao longo do trabalho: 1) Introdução; 2) Revisão Bibliográfica, 3) Análise da Perda de Carga no escoamento Externo de Trocadores de Calor Tubulares Aletados; 4) Metodologia do Estudo Experimental; 5) Resultados e Discussão e 6) Conclusões.

No **capítulo 2** é feita uma revisão na bibliografia disponível, que faz um apanhado geral sobre parâmetros que afetam o desempenho da transferência de calor e perda de carga

em trocadores de calor tubulares aletados.

No **capítulo 3** é apresentado o detalhamento do cálculo dos parâmetros característicos da perda de carga e fator de atrito para o lado do ar.

No **capítulo 4**, na Metodologia do Estudo Experimental, é descrito o aparato experimental utilizado, as geometrias testadas e é desenvolvido um procedimento para realização dos ensaios. São descritos os dados medidos no experimento, o processamento destes dados e o cálculo das incertezas associadas ao experimento. Também é descrita a forma de apresentação dos resultados dos experimentos.

O **capítulo 5**, Resultados e Discussão, diz respeito à apresentação dos resultados experimentais para perda de carga. Neste capítulo é feita uma discussão desses resultados, uma análise da potência de ventilação e dos ganhos com a nova geometria e uma análise das correlações existentes para o cálculo do fator de atrito.

Por fim, o **capítulo 6**, Conclusões, apresenta uma síntese e avaliação dos resultados alcançados no presente trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Foi realizada uma ampla revisão bibliográfica na literatura disponível para mostrar o estado da arte relacionado aos trocadores de calor tubo-aleta e os trabalhos experimentais e teóricos (analíticos ou numéricos) que vem sendo desenvolvidos para caracterização do desempenho térmico e hidráulico dos mesmos.

### 2.1 TROCADORES DE CALOR TUBULARES ALETADOS

Diferentes aplicações de transferência de calor requerem diversos tipos de dispositivos e configurações de equipamentos, que se ajustem às necessidades de troca térmica, dentro das restrições especificadas, resultando em inúmeros tipos de projetos inovadores de trocadores de calor. Basicamente, eles podem ser classificados em função da sua construção e do arranjo de escoamento dos fluidos.

Quanto ao tipo de construção os trocadores podem ser: tubulares (tubos concêntricos, casco e tubos ou tubo espiral), de placas, aletados (tubos ou placas) ou regenerativos (SHAH, 2003), conforme se vê na Fig. (2.1).

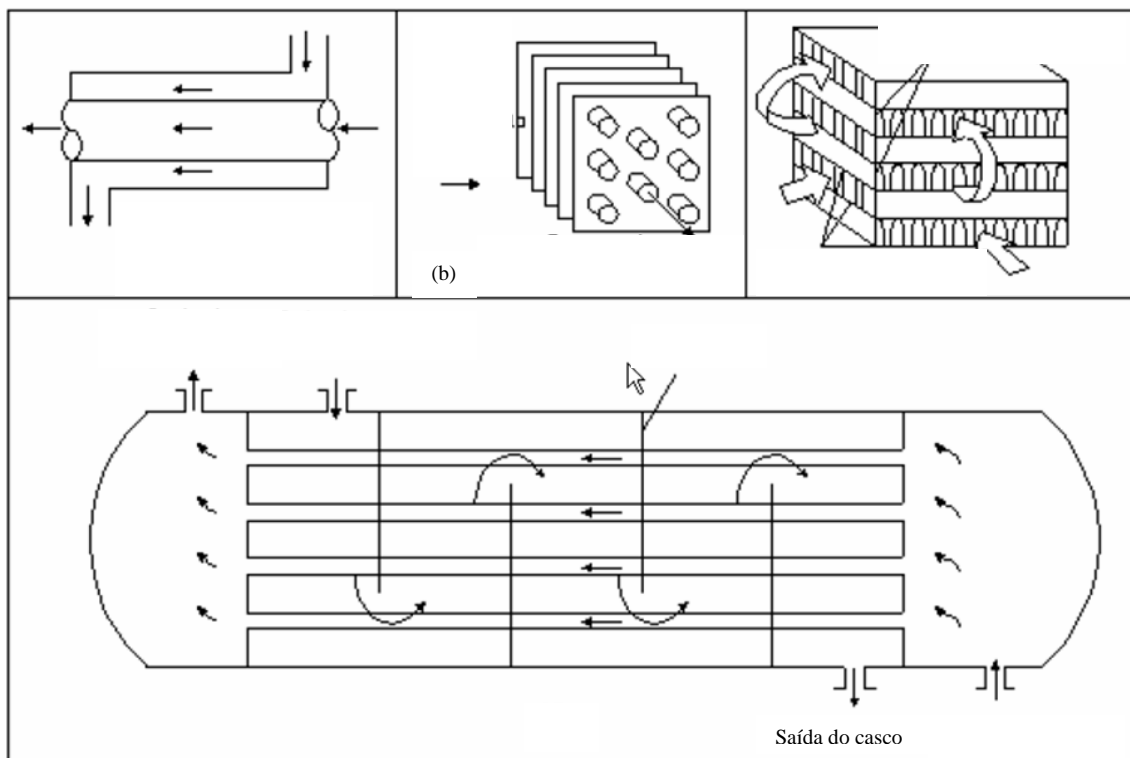


Figura 2.1 - Tipos de trocadores de calor quanto à construção. (a) Tubos concêntricos; (b) Tubo-aletado; (c) Placa-aletado; (d) Casco-e-tubos.

Fonte: Incropera e De Witt (1996)



Os evaporadores para aplicações em refrigeração são, em geral, trocadores de calor tubulares aletados em que um fluido refrigerante escoava através dos tubos e muda de fase, de líquido a vapor, pelo calor fornecido pelo ar, que escoava através das aletas, dando-se desta forma o efeito de refrigeração desejado. A Fig. (2.2) mostra um típico evaporador de aplicação em refrigeração.

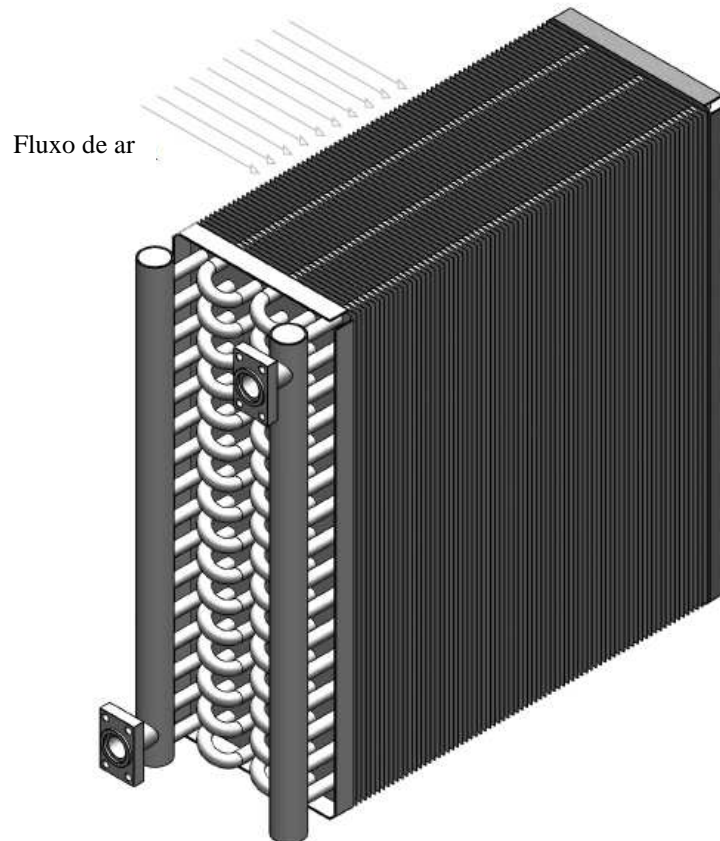


Figura 2.2– Modelo de evaporador utilizado em sistemas de refrigeração.

Quanto ao arranjo de escoamento das correntes existem os tipos: (i) paralelo, onde o fluido quente e o frio entram pela mesma extremidade do trocador de calor, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento também pela mesma extremidade; (ii) contracorrente, onde os fluidos entram em extremidades opostas, escoam em sentido oposto e deixam o equipamento por extremidades opostas; (iii) multipasses, quando os fluidos escoam fazendo várias passagens no equipamento; e (iv) cruzado, objeto deste estudo, que ocorre quando um fluido escoava perpendicular ao outro, conforme mostram as Fig. (2.2) e (2.3).

Com relação ao escoamento cruzado, os trocadores podem ser aletados ou sem aletas, e o escoamento pode ser classificado em “não misturado”, para ambos os fluidos, e “misturado”, para um dos fluidos. O fluxo “não misturado” ocorre quando as aletas forçam o escoamento do fluido através de um determinado espaço entre elas e evitam que ele se mova

na direção transversal (isto é, paralelo aos tubos), como mostra a Fig. (2.3a). O fluxo “misturado” é aquele em que um dos fluidos está livre para escoar na direção transversal, como mostra a Fig. (2.3b).

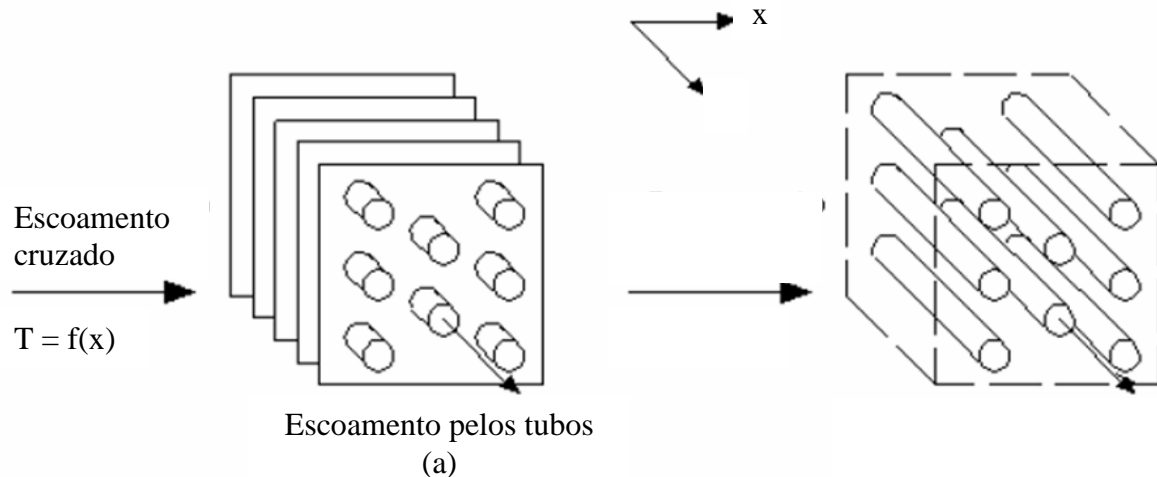


Figura 2.3– Trocadores de calor com escoamento cruzado: (a) Escoamento “não misturado” para ambos os fluidos; (b) Escoamento “misturado”, para o fluido externo.

Fonte: Incropera e De Witt (1996)

Os evaporadores estudados neste trabalho são trocadores de calor de tubos aletados e fluxo cruzado, ou seja, os dois fluidos escoam perpendiculares um ao outro, e não misturados. Por serem construídos com tubos aletados também são ditos como trocadores de superfície estendida e se a relação entre área e volume do trocador for maior que  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , os trocadores aletados também são considerados compactos.

Os trocadores aletados ou aletados compactos são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, com o intuito de tornar mais efetiva a transferência de calor do lado do mesmo, uma vez que este é caracterizado por um baixo coeficiente de transferência de calor convectivo. Essa melhora da transferência de calor se dá pelo aumento da área superficial através do emprego de aletas e também pelo aumento do coeficiente de transferência de calor, se a superfície das aletas é dotada de corrugações, janelas ou recortes, que promovem um aumento de turbulência intensificando assim a transferência de calor.

Assim, é de grande interesse, dentro do estudo de trocadores aletados, otimizar a transferência de calor do lado do gás (geralmente ar), analisando os meios de reduzir a resistência térmica deste lado, através de alterações em sua geometria, sem aumentar sua perda de carga.

## 2.2 ESCOAMENTO EXTERNO

O escoamento de fluidos sobre corpos rígidos ocorre frequentemente na prática em várias situações. Às vezes um fluido se move através de um corpo estacionário e outras vezes, um corpo se move através de um fluido. Esses dois processos aparentemente diferentes são equivalentes um ao outro, o que importa é o movimento relativo sobre o corpo. Esses movimentos são convenientemente analisados fixando-se um sistema de coordenadas no corpo e são chamados de escoamento sobre corpos ou escoamento externo. A forma geométrica de um corpo tem profunda influência no escoamento e no campo de velocidade.

Quando um fluido se move sobre um corpo rígido, ele exerce forças de pressão normais à superfície e forças de cisalhamento paralelas à superfície, ao longo da fronteira externa do corpo. Em geral há interesse na magnitude das forças de pressão e cisalhamento agindo sobre o corpo e não em detalhes da distribuição destas forças ao longo de toda a superfície do corpo. A componente das forças resultantes de pressão e cisalhamento que age na direção do escoamento é chamada de força de arrasto, ou apenas arrasto. A componente que age na direção normal à direção do escoamento é chamada de força de sustentação, ou apenas sustentação (ÇENGEL, 2007), conforme se observa na Fig. (2.4).

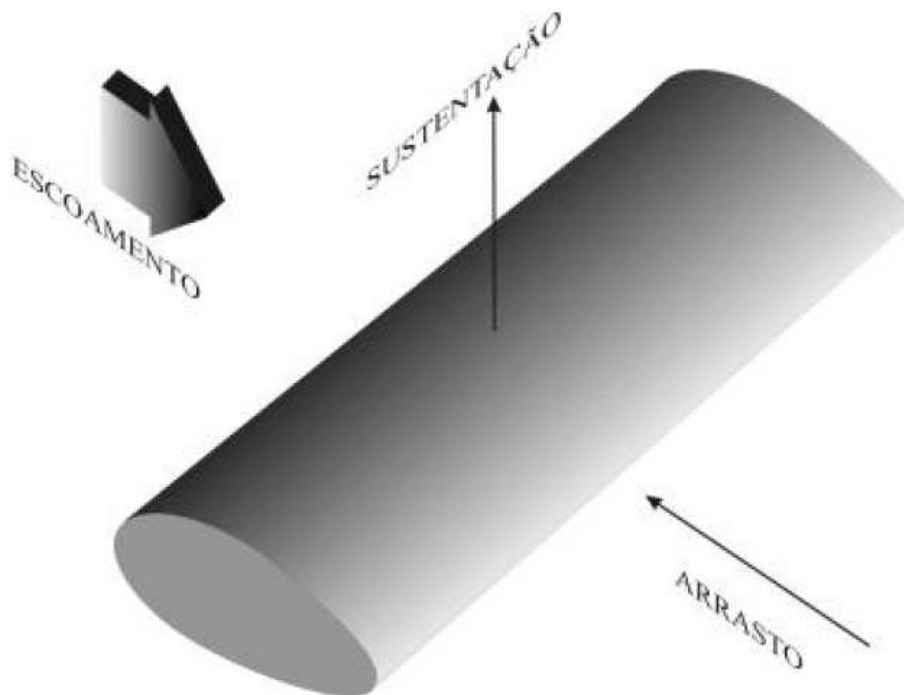


Figura 2.4 – Direções das forças de arrasto e sustentação de um corpo sólido posicionado perpendicularmente ao escoamento.

Fonte: Carvalho (2003)

### 2.2.1 Coeficiente de arrasto e geometria

A força de arrasto depende da massa específica e velocidade do fluido e da forma, tamanho e orientação do corpo. É conveniente trabalhar com um número adimensional apropriado que represente as características do arrasto, assim o coeficiente de arrasto,  $C_D$ , é dado por:

$$C_D = \frac{F_a}{\frac{1}{2}\rho V^2 A}$$

onde  $F_a$  é a força de arrasto,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $V$  é a velocidade do escoamento e  $A$  é a área frontal do corpo submetido ao escoamento.

Geralmente, o arrasto é um efeito indesejado, assim como o atrito, e se faz o possível para minimizá-lo. A redução do arrasto está intimamente associada com a questão de redução do consumo de energia. Outros benefícios como segurança, redução de ruído e redução de vibrações, também estão associados à redução do arrasto.

Um fluido em movimento exerce forças de pressão normais à superfície de corpos e também forças tangenciais de cisalhamento na superfície devido à condição de não escorregamento causada por efeitos viscosos. Ambas as forças, em geral tem componentes na direção do escoamento, portanto, a força de arrasto é devida aos efeitos combinados da pressão e das forças de cisalhamento na parede, na direção do escoamento.

### 2.2.2 Arrasto de atrito e pressão

A parte do arrasto que é devida diretamente à tensão de cisalhamento na parede é chamada de arrasto de atrito, pois ela é causada por efeitos de atrito, e a parte que é devida diretamente à pressão é chamada de arrasto de pressão, ou arrasto de forma.

O arrasto de atrito depende muito da orientação do corpo, bem como da intensidade da tensão de cisalhamento na parede. O arrasto de atrito é zero para uma superfície plana normal ao escoamento e máximo para uma superfície plana paralela ao escoamento. Portanto, para escoamento paralelo sobre uma superfície plana, o coeficiente de arrasto,  $C_D$ , é igual ao coeficiente de arrasto de atrito, ou simplesmente proporcional ao coeficiente de atrito,  $f$ . O arrasto de atrito depende da viscosidade e aumenta com o aumento da mesma. Consequentemente, o arrasto de atrito diminui com o aumento do número de Reynolds,  $Re$ ,

sendo nestes casos mais significativo o arrasto de pressão, o oposto ocorre para baixos valores de  $Re$ . O arrasto de atrito é também proporcional à área da superfície, aumentando com o aumento da área. Em escoamento laminar, o coeficiente de arrasto de atrito é independente da rugosidade superficial, mas em escoamentos turbulentos não.

O arrasto de pressão é proporcional à área frontal e à diferença entre as pressões que agem na frente e atrás do corpo. Portanto, o arrasto de pressão é usualmente dominante para corpos rombudos, pequeno para corpos carenados e zero para placas planas e finas paralelas ao escoamento. O arrasto de pressão torna-se mais significativo quando a velocidade do fluido é muito alta para o fluido seguir a curvatura do corpo e, portanto, o fluido se separa do corpo em algum ponto e cria uma região de pressão muito baixa na parte de trás. A Fig. (2.5) mostra o comportamento do perfil de escoamento sobre diferentes formas geométricas.

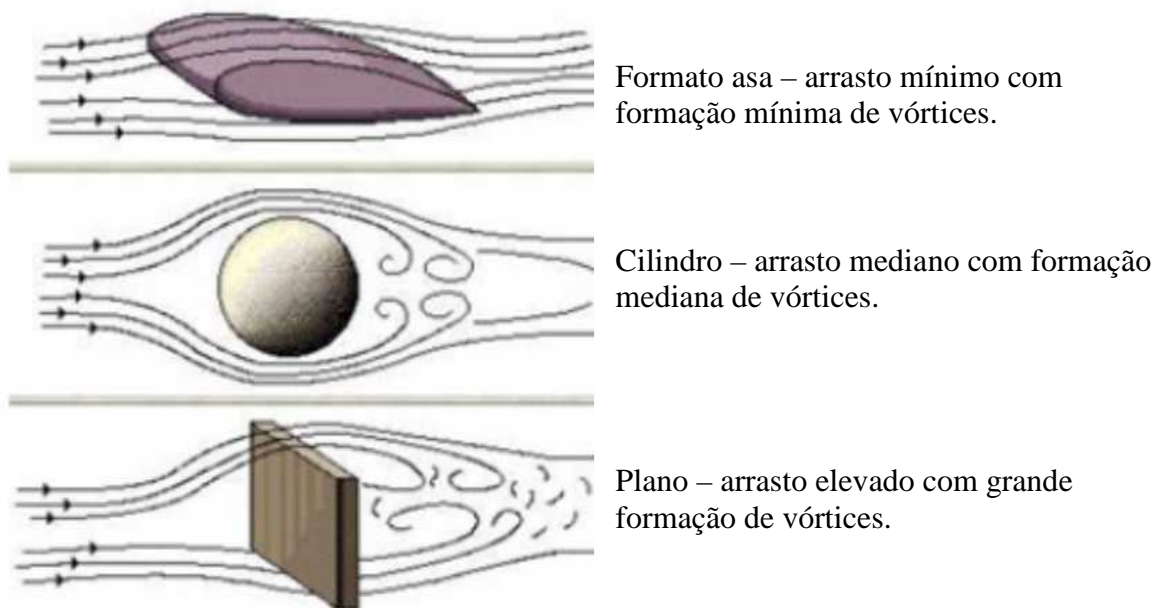


Figura 2.5 – Corpos aerodinâmicos com seus respectivos escoamentos e o arrasto gerado em cada um.

Fonte: Biasi (2010)

### 2.2.3 Redução do arrasto e a geometria

Geralmente busca-se a redução do arrasto, porque se deseja reduzir a perda de carga do sistema. A primeira idéia que se tem é melhorar a aerodinâmica da geometria do corpo exposto ao escoamento, mas tal medida pode ter efeitos opostos sobre arrasto de pressão e de

atrito. Formas aerodinâmicas, ou carenadas, diminuem o arrasto de pressão retardando a separação da camada limite, reduzindo assim a diferença de pressão entre a parte da frente e de trás do corpo, mas geralmente aumentam o arrasto de atrito pela maior área superficial que apresentam. Portanto, qualquer estudo de otimização para reduzir o arrasto de um corpo deve levar em consideração ambos os efeitos e deve tentar diminuir a soma dos dois como mostra a Fig.(2.6).

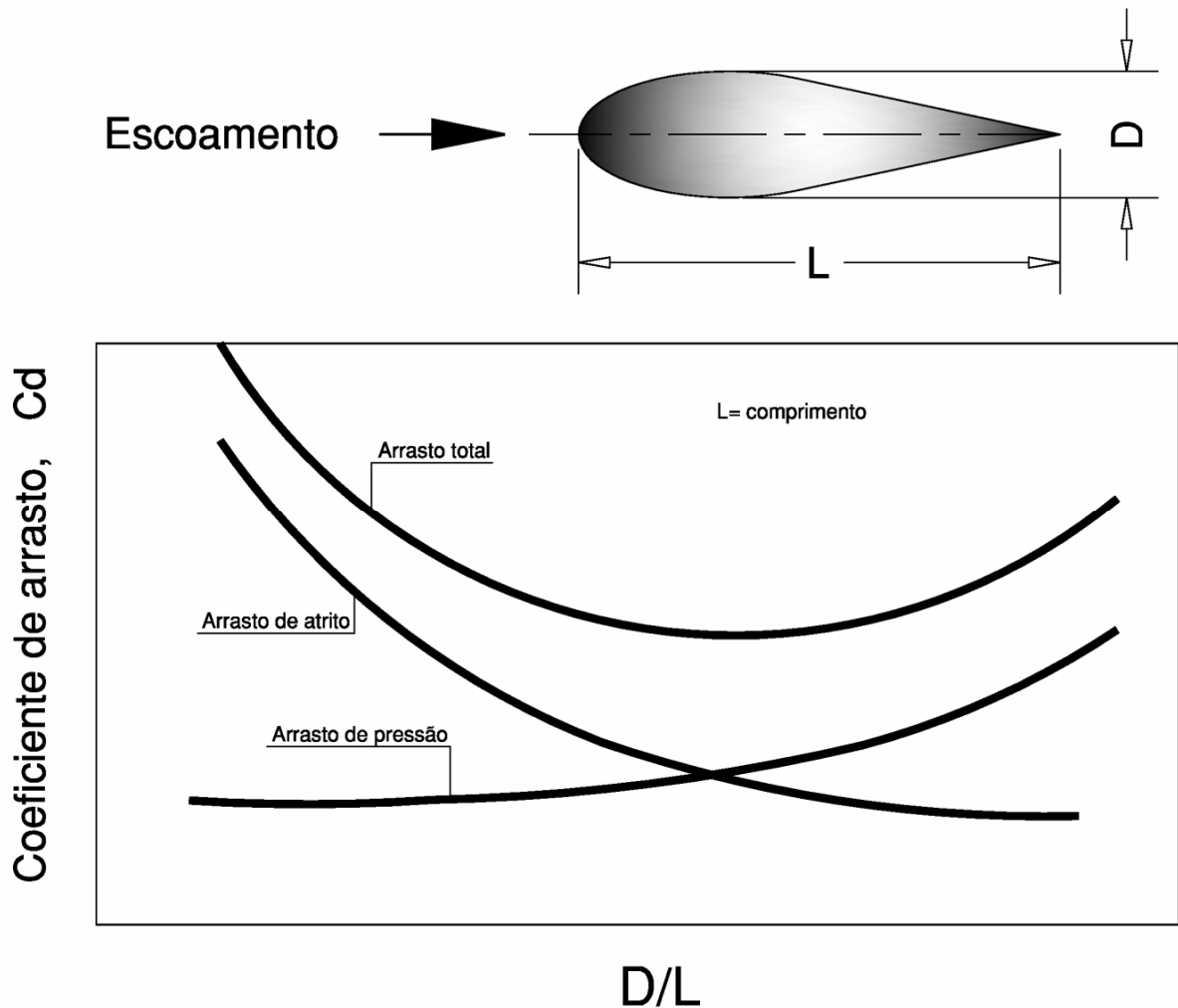


Figura 2.6– Comportamento do arrasto de atrito, de pressão e total em função da relação entre as dimensões  $D$  e  $L$  de uma estrutura exposta a um escoamento.

Fonte: adaptado de Çengel (2007)

Para o caso de um cilindro circular com diâmetro igual à dimensão,  $D$ , da estrutura da Fig. (2.6), o coeficiente de arrasto seria aproximadamente cinco vezes maior. Portanto, é possível reduzir o arrasto, e conseqüentemente a perda de carga, de um corpo cilíndrico através da mudança da sua geometria.

Quanto ao regime de escoamento, quando um fluido escoar em altas velocidades

sobre superfícies curvas, ele sobe a parte ascendente, mas tem dificuldades em permanecer em contato com a superfície no lado da descida. Então, quando a velocidade é suficientemente alta a corrente de fluido se separa da superfície do corpo formando uma região entre o corpo e a corrente do fluido. Esta é uma região de baixa pressão, atrás do corpo, onde ocorrem recirculação e fluxos invertidos. Quanto maior esta região, maior é o arrasto de pressão. Esta região na parte traseira do corpo é chamada de esteira. Corpos carenados ou perfis aerodinâmicos tendem a diminuir este efeito, conforme Fig. (2.5).

Conforme Çengel (2007), os coeficientes de arrasto podem variar para um cilindro conforme o regime, se laminar ou turbulento, já para um corpo elíptico além do regime, depende da excentricidade, ou seja, da relação comprimento,  $L$ , e diâmetro,  $D$ , conforme apresentado na Fig. (2.7).

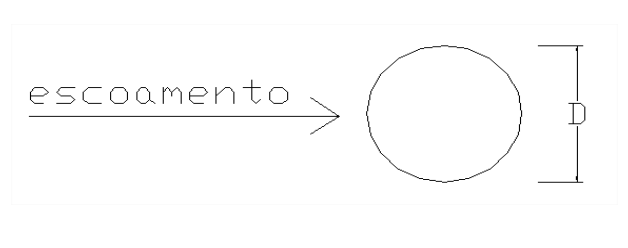
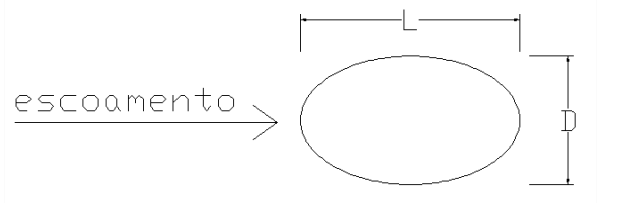
Geometria	Dimensão	$C_D$ , Laminar	$C_D$ , Turbulento
	$D$	1,2	0,3
	$L/D = 2$	0,6	0,2
	$L/D = 4$	0,35	0,15
	$L/D = 8$	0,25	0,1

Figura 2.7 – Coeficientes de arrasto em hastes circulares e elípticas para  $Re > 10^4$ .  
Fonte: adaptado de Çengel (2007)

#### 2.2.4 Escoamento através de feixe de tubos

Os feixes de tubos estão associados a trocadores de calor de fluxo cruzado, onde são relevantes as questões da transferência de calor e da perda de carga, e são usados em inúmeras aplicações industriais. Nestes equipamentos, geralmente um fluido se move sobre os tubos enquanto outro fluido, a uma temperatura diferente, escoava no interior dos tubos. As fileiras de tubos encontram-se alternadas ou alinhadas em relação à direção da velocidade do fluido, conforme Fig. (2.8). As condições de escoamento no interior dos tubos são dominadas pelos

efeitos de separação da camada limite e por interações das esteiras, que por sua vez, influenciam na perda de carga e na transferência de calor por convecção.

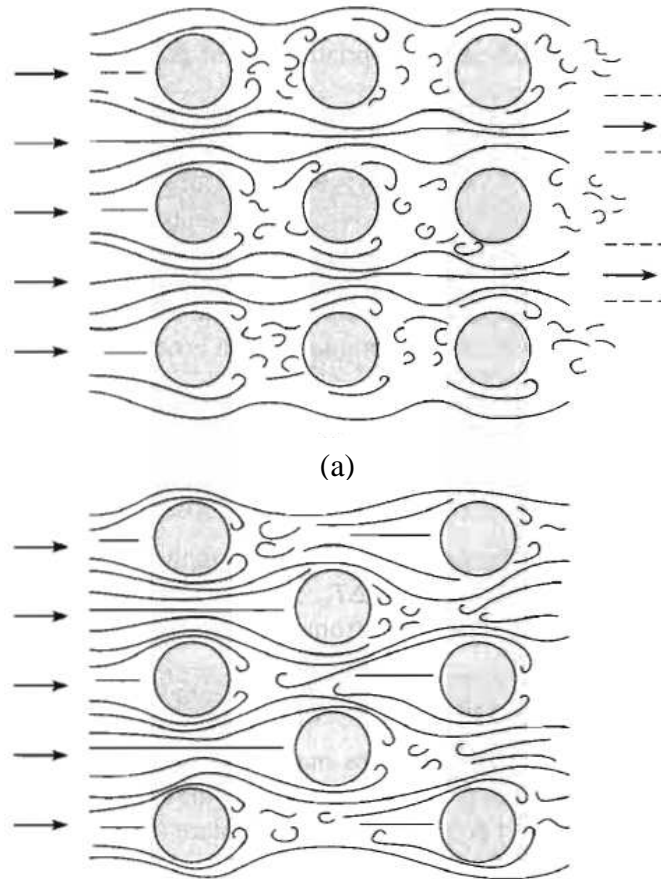


Figura 2.8 – Escoamento em feixe de tubos (a) alinhado e (b) alternado.  
Fonte: Incropera e De Witt (1996).

O escoamento ao redor dos tubos na primeira fileira de uma matriz tubular corresponde àquela em um único cilindro em escoamento transversal. Contudo para as fileiras subsequentes, o escoamento depende fortemente da configuração da matriz tubular. Tubos alinhados a jusante da primeira fileira encontram-se no interior das esteiras turbulentas dos tubos a montante, de tal modo que, para valores moderados de espaçamento longitudinal entre os tubos, os coeficientes de transferência de calor por convecção associados às fileiras a jusantes são incrementados pela turbulência do escoamento. Em geral, o coeficiente de transferência de calor por convecção em uma fileira aumenta com o aumento do número de fileiras, até aproximadamente a quinta. Nas fileiras seguintes há apenas uma pequena variação no grau de turbulência e, portanto, no coeficiente de transferência de calor por convecção. Contudo, para pequenas razões entre espaçamento transversal e longitudinal, as fileiras a



montante, na realidade, protegem as fileiras a jusante da maior parte do escoamento, afetando de forma adversa a transferência de calor. Isto é, haverá um escoamento preferencial através de canais localizados entre os tubos e grande parte da superfície dos tubos não fica exposta ao escoamento principal. Por esse motivo, razões entre espaçamento transversal e longitudinal menores que 0,7 não são desejáveis. Para arranjos alternados, a trajetória do escoamento principal é mais tortuosa e uma maior porção da área superficial dos tubos a jusante permanece nessa trajetória. Em geral, o aumento da transferência de calor é favorecido pelo escoamento mais tortuoso do arranjo alternado (INCROPERA e DE WITT, 1996).

Na aplicação de feixes tubulares, existe tanto interesse na perda de carga, quanto na taxa global de transferência de calor. A potência necessária para deslocar o fluido através do feixe corresponde, com frequência, ao principal custo operacional e é diretamente proporcional à queda de pressão.

### 2.3 PERDA DE CARGA EM TROCADORES DE CALOR

Considerando que o fluido necessita ser bombeado através do trocador de calor, é essencial determinar a potência de bombeamento requerida como parte do projeto e análise de custo de operação.

A potência de bombeamento do fluido é proporcional à perda de carga no trocador, que está associada ao fator de atrito. Além disso, a taxa de transferência de calor pode ser influenciada significativamente se ocorrer grande perda de carga no escoamento, principalmente em condensadores e evaporadores, em que a variação na pressão do fluido afeta diretamente a temperatura de saturação do processo de condensação ou vaporização.

Assim a perda de carga afeta diretamente a transferência de calor, a operação, as características mecânicas e também no aspecto econômico-operacional dos trocadores de calor (SHAH e SECULIC, 2003).

### 2.4 INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DOS TUBOS E ALETAS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E NA PERDA DE CARGA

Em pesquisa à literatura disponível, constatou-se um grande número de trabalhos desenvolvidos sobre a geometria dos tubos. Os tubos convencionais circulares e aletas planas são tomados como configuração base para estudar novas configurações de tubos e o desempenho térmico e hidráulico. Também são analisados outros parâmetros geométricos e

operacionais no desempenho dos trocadores de calor aletados. Entre eles, pode-se citar a forma das aletas e o espaçamento entre elas, o modelo de arranjo e número de fileira dos tubos e os geradores de turbulência.

Brauer (1964), apud Matos (2003) e Mainardes (2007), apresentou resultados experimentais comparando arranjos de tubos elípticos e circulares em relação à transferência de calor e perda de carga. Baseado na observação de que a geometria do tubo elíptico tem uma configuração aerodinâmica melhor que a do tubo circular, é razoável esperar uma redução na força total de arrasto e um aumento na transferência de calor. Os resultados deste trabalho mostraram que os tubos elípticos tiveram uma transferência de calor 15 % maior e perda de carga 18 % menor do que nos tubos circulares, para escoamento turbulento com o número de Reynolds variando de 4.000 até 100.000.

Rocha, Saboya e Vargas (1997) estudaram o efeito do número de fileiras de tubos em trocadores de calor de tubos elípticos aletados. Configurações específicas de uma e duas fileiras de tubos e diferentes excentricidades,  $e$  (razão entre os semi-eixos menor e maior da elipse), foram analisadas e os resultados foram comparados aos de trocadores de calor de tubos circulares. Os resultados mostraram para as configurações estudadas de tubos elípticos, ganhos percentuais de até 18% para transferência de calor e redução de até 30 % na perda de carga. As elipses que apresentaram melhor desempenho tinham  $e = 0,5$  e os arranjos de melhor desempenho foram os de configuração de duas fileiras de tubos.

Resultados semelhantes foram apresentados por Bordalo e Saboya (1999) para a perda de carga em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos quando compararam arranjos com configurações de uma, duas e três fileiras de tubos. A redução na perda de carga dos tubos elípticos chegou a 30% em comparação aos tubos circulares, para tubos elípticos com excentricidade de  $e = 0,5$ .

Segundo os autores, uma maior redução da perda de carga poderia ser obtida pelo aumento do espaçamento entre tubos, porém tal medida reduziria a transferência de calor.

Saboya e Saboya (2001) determinaram os coeficientes médios em trocadores de tubos elípticos e aletas planas utilizando experimentos de transferência de massa pela técnica de sublimação do naftaleno. Por meio da analogia de transferência de calor e massa, os coeficientes médios de transferência de massa foram facilmente convertidos para resultados de transferência de calor. Nas condições experimentais com naftaleno forma-se o canal retangular do trocador simulando-se aletas isotérmicas. Apesar de que em situações práticas as aletas não são isotérmicas, o fato foi racionalizado usando o conceito da eficiência da aleta. Foi observado, utilizando dados de literatura de tubos circulares para comparação, que com os

tubos elípticos da experiência a perda de pressão se reduz substancialmente no canal retangular e aumenta a eficiência da aleta, melhorando as características de transferência de calor e massa. A variação do número de Reynolds foi de 150 a 1300. Segundo os autores, seus resultados são diretamente aplicáveis aos equipamentos de condicionamento de ar.

Matos (2003), apresentou um estudo numérico e experimental de otimização geométrica, para maximizar a taxa de transferência total de calor em feixes de tubos aletados e não aletados em um determinado volume e para um determinado fluxo de ar externo, para arranjos de tubos circulares e elípticos. Um ganho de transferência de calor de até 19 % foi observado no arranjo elíptico, em comparação com o arranjo circular. O ganho de transferência de calor, combinado com a redução de massa de material de até 32 % observada no arranjo elíptico, mostrou que estes arranjos de tubos têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor e de menor custo do que os arranjos convencionais de geometria circular. Os tubos elípticos têm uma melhor configuração aerodinâmica que acarreta uma menor perda de carga, além da redução da formação de vórtices atrás dos tubos na direção do escoamento. Estas regiões de recirculação prejudicam o contato térmico entre a superfície traseira do tubo e o escoamento livre, uma vez que reduzem o coeficiente de transferência de calor. Três graus de liberdade foram investigados na geometria do trocador de calor, isto é, espaçamento entre tubos, excentricidade e espaçamento entre aletas. No caso do espaçamento entre tubos muito grande, a transferência de calor se reduziu uma vez que a velocidade do fluido entre os tubos se reduz, o mesmo acontecendo quando os tubos se encostam, pois a vazão de fluido se anula. No caso do espaçamento entre aletas, o fenômeno foi análogo de modo que a transferência de calor se reduziu para os dois extremos. Desta maneira, certamente um valor máximo para a transferência de calor deveria ocorrer em algum ponto entre os limites máximo e mínimo de espaçamento entre tubos e entre aletas. Quanto à excentricidade, a explicação física para a ocorrência de um máximo é também análoga, pois ao reduzir a excentricidade, a superfície dos tubos tende a se aproximar, até o ponto em que a vazão de fluido se anule no canal, portanto anulando a transferência de calor, e no outro extremo ( $e = 1$ ), a geometria é de tubos circulares, portanto, de menor transferência de calor do que em tubos elípticos ( $e < 1$ ). Valores ótimos globais foram encontrados com relação ao espaçamento entre tubos, excentricidade e o espaçamento entre aletas para  $Re = 100$  e  $125$  (regime laminar).

Horvatet, Leskovar e Mavko (2005), estudaram através de simulação numérica, o desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor com tubos circulares, elípticos e tipo gota e usaram como parâmetro de avaliação térmica o número de Stanton,  $St$ , e para a

hidráulica o coeficiente de arrasto,  $C_D$ . Constataram um comportamento similar para os três tubos estudados, sendo que o número de Stanton e o coeficiente de arrasto diminuem com o aumento do Reynolds e, em geral, têm valores menores para os tubos elípticos e tipo gota. Concluíram também que a influência das diferentes geometrias de tubos diminui com o aumento do diâmetro hidráulico.

Um estudo experimental de otimização geométrica também foi apresentado por Mainardes (2007) para maximizar a taxa de transferência total de calor e minimizar a potência do ventilador, para feixes de tubos aletados circulares e elípticos, em regime turbulento. Foram determinados os valores ótimos para o espaçamento entre os tubos, excentricidade dos tubos e espaçamento entre aletas para Reynolds entre 2.650 e 10.600. Um ganho na transferência de calor acima de 34% para Reynolds de 10.600 foi observado no arranjo elíptico ótimo com relação ao espaçamento entre tubos, quando comparado com o arranjo circular. Com a otimização da excentricidade e do espaçamento entre aletas, foi observado mais um ganho de 23% para o arranjo elíptico. No caso da perda de carga, houve uma redução de 8% para os tubos elípticos com  $e = 0,5$  quando em comparação aos tubos circulares. Valores ótimos para espaçamento entre tubos, excentricidade e espaçamento entre aletas foram determinados considerando a transferência de calor e a perda de carga.

Como se pode verificar, em todos os casos estudados encontrados na literatura disponível, os tubos de geometria elíptica mostraram vantagens em relação à transferência de calor e diminuição da perda de carga do lado do ar.

Jang, Wu e Chang (1996), estudaram numericamente e experimentalmente trocadores de calor aletados de tubos circulares, para escoamento incompressível e regime laminar. Foram analisados efeitos dos parâmetros geométricos, tais como o arranjo de tubos, o número de fileiras (1 - 6) e o número de aletas por polegada (8 - 12) para o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e na velocidade frontal) variando de 60 a 900. Os resultados mostraram que o coeficiente médio de transferência de calor para o arranjo alternado é maior do que para o arranjo de tubos alinhados, enquanto que a perda de carga é maior para o arranjo alternado. O número de Nusselt médio,  $Nu$ , diminui quando o número de fileiras de tubos aumenta, mas acima de 4 fileiras o efeito sobre o coeficiente médio de transferência de calor é pequeno. O coeficiente médio de transferência de calor do arranjo alternado é 15 a 27 % mais elevado do que o arranjo alinhado, enquanto que a perda de pressão do alternado é 20 a 25 % mais elevada do que do alinhado.

Assim, para uma dada geometria tubo-aleta, os arranjos de tubos alinhados ou alternados diferem substancialmente no desempenho. Para mesma geometria das aletas, o

arranjo de tubos alinhados confere menor transferência de calor e atrito e o de tubos alternados produz não só uma maior transferência de calor, mas também uma maior relação de transferência de calor por perda de carga. Estas conclusões tem suporte nos trabalhos com configurações tubos e aletas planas circulares de Brauer (1964) apud Webb (1980).

Brauer (1964), apud Webb (1980), observou os padrões de escoamento em geometrias tubulares aletadas com arranjo de tubos alinhados e alternados. Para arranjo de tubos alinhados, ele verificou que há maior área superficial dentro do escoamento em baixa velocidade (esteiras formadas atrás dos tubos), o que resulta em menor coeficiente de transferência de calor médio na área externa do trocador. Entre as extremidades das aletas circulares, no entanto, existe um forte escoamento. Devido à pobre mistura destas duas correntes dentro do arranjo de tubos alinhados, a esteira é rapidamente aquecida e sua temperatura misturada é maior que a da corrente com alta velocidade.

Stanescu, Fowler e Bejan (1996), estudaram o espaçamento entre tubos circulares em convecção natural e forçada sob fluxo cruzado. Bejan et al. (1995) apresentaram um estudo similar somente em convecção natural. Ambos os estudos levam em consideração a limitação de espaço disponível em qualquer projeto, através de uma restrição de volume fixo. Nestas configurações as simetrias presentes nos arranjos permitiram que os problemas fossem modelados numericamente em duas dimensões. O espaçamento ótimo entre fileiras de tubos circulares foi determinado por maximização da transferência de calor.

Adams e Martro (1997) analisaram o filme laminar de condensação em tubos circulares e elípticos sob condições de convecção natural e forçada, onde concluíram que para a convecção natural um tubo elíptico com eixo vertical maior mostrou um aumento de cerca de 11 % no coeficiente médio de transferência de calor, comparado com um tubo circular de área superficial equivalente. Já em convecção forçada, e considerando a mesma velocidade para os dois tipos de tubos, o tubo circular apresentou uma pequena redução no coeficiente médio de transferência de calor, cerca de 2 %, comparado ao elíptico. Entretanto, para uma mesma perda de pressão, o desempenho do coeficiente médio de transferência de calor aumentou em 16 %, para um tubo elíptico.

Wang e Chi (2000a) estudaram o desempenho do lado do ar de trocadores de calor tubulares aletados, com diferentes configurações de aletas planas, sendo um total de 18 configurações testadas. Foi examinado o efeito do número de fileiras de tubos, do passo da aleta e do diâmetro dos tubos nas características termo-hidráulicas. Dependendo do número de fileiras de tubos, encontrou-se que as características de transferência de calor estiveram relacionadas fortemente ao passo da aleta. Para 1 ou 2 fileiras de tubos, o desempenho da

transferência de calor aumentou com a diminuição do passo da aleta. Já para 4 ou mais fileiras e números de Reynolds, baseados no diâmetro externo do colarinho da aleta, ou seja  $Re_{D_c} > 2000$ , o efeito do passo da aleta no desempenho da transferência de calor foi desprezível. Para o mesmo passo da aleta, o efeito do número de fileiras de tubos no coeficiente de atrito foi muito pequeno. Os autores também verificaram que o efeito do diâmetro do tubo no desempenho da transferência de calor é relativo ao passo da aleta, e mostraram que as perdas de pressão variam com o diâmetro externo do colarinho da aleta,  $D_c$ , encontrando que para  $D_c = 10,23$  mm as perdas foram de 5 a 15% maiores que para  $D_c = 8,51$ mm.

Pérez (2001) analisou experimentalmente a intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor aletados com tubos de geometria elíptica. Para conseguir a determinação das características térmicas de diferentes modelos de trocadores de calor, os autores utilizaram a técnica de sublimação de naftaleno, para a obtenção dos coeficientes globais,  $U$ , e uma técnica evaporativa, para a obtenção dos coeficientes locais,  $h$ . A caracterização da perda de carga foi realizada através da medição direta da queda de pressão nos diferentes modelos usando uma técnica de medição de massa. Como resultado deste trabalho, foram caracterizados trocadores de calor com tubos elípticos aletados, com e sem a utilização de geradores de vórtices do tipo meia asa delta colocados sobre a superfície das aletas. Além da caracterização de trinta e seis modelos, o estudo mostrou a influência dos espaçamentos entre os tubos e o número de fileiras, assim como o efeito da variação do número de Reynolds sobre a transferência de calor e a perda de carga. Foi realizado também um amplo estudo para a obtenção da melhor posição dos geradores de vórtices, visando obter a maior intensificação de transferência de calor. As vantagens da utilização de geradores de vórtices nas superfícies dos trocadores de calor compactos foram demonstradas pela diminuição da exergia destruída quando comparadas com configuração lisa. O desenvolvimento e aplicação de novas técnicas de medição foram também uma importante contribuição deste trabalho.

Zhang e Hrnjak (2009) compararam experimentalmente três tipos de trocadores de calor para condições de superfície seca, molhada e com gelo. Os tipos de trocadores testados foram: mini tubos achatados (diâmetro de 2 mm) e aletas tipo *louver* com fluxo paralelo, serpentina de mini tubos achatados e aletas tipo *louver* e tubos circulares (diâmetro de 9,5 mm) com aletas tipo placas onduladas, todos com fluxo paralelo de ar. Neste estudo foram quantificadas a perda de carga no lado do ar, a retenção de água na superfície do trocador de calor, a capacidade e o coeficiente global de transferência de calor para diferentes velocidades e umidades relativas de ar. Na condição seca, a capacidade dos trocadores com aletas tipo

*louver* e mini tubos achatados são muito próximas para o mesmo volume e passo de aletas. Já o trocador com tubos circulares tem maior capacidade, pois tem um volume duas vezes maior. No entanto, o coeficiente global desta última configuração é muito inferior, assim como a perda de carga é maior, em relação aos dois primeiros trocadores.

Para condições de superfície molhada, a perda de carga foi maior que para as condições de superfície seca e o trocador de tubos circulares apresentou o pior desempenho. Em condições de gelo na superfície o trocador de tubos circulares apresentou o maior tempo de refrigeração e a maior perda de carga. Os valores para transferência de calor apresentaram as mesmas tendências. Também foram testadas diferentes orientações para os tubos (horizontal e vertical) dos trocadores de fluxo paralelo, os quais apresentaram desempenhos semelhantes, sendo os efeitos ainda menores nas condições de gelo na superfície em comparação com a superfície molhada.

### 3 ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO EXTERNO DE TROCADORES DE CALOR TUBULARES ALETADOS

A perda de carga no escoamento de gás na superfície tubo-aleta inclui:

- Os efeitos de atrito devido ao arrasto viscoso sobre a superfície dos tubos e aletas e ao arrasto de forma nos tubos (pela formação da esteira atrás destes);
- Os efeitos de contração e expansão do escoamento nas seções de entrada e saída do trocador;
- Os efeitos de aceleração do escoamento, devido à mudança da massa específica do ar com a temperatura.

Sendo assim, a perda de carga total,  $\Delta P$ , em uma serpentina de tubos é dada pela soma destes três efeitos (KAYS e LONDON, 1984).

$$\Delta P = \Delta P_{\text{atrito}} + \Delta P_{\text{aceleração}} + \Delta P_{\text{contração-expansão}} \quad (3.1)$$

onde as perdas por atrito,  $\Delta P_{\text{atrito}}$ , aceleração,  $\Delta P_{\text{aceleração}}$ , e por contração e expansão,  $\Delta P_{\text{contração-expansão}}$ , são apresentadas nas equações a seguir.

A perda de carga por atrito é dada por:

$$\Delta P_{\text{atrito}} = f \frac{G^2}{2} \frac{A_{\text{tot}}}{A_c} \frac{1}{\rho}$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito,  $G$  é a velocidade mássica,  $A_{\text{tot}}$  é a área total de transferência de calor,  $A_c$  é a área mínima de escoamento livre e  $v_m$  é o volume específico médio.

A velocidade mássica,  $G$ , é baseada na área mínima de escoamento livre,  $A_c$ , e é dada por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} = \frac{\rho V A_{fr}}{A_c} = \rho V_{\text{max}} \quad (3.3)$$

sendo  $\dot{m}$  a taxa de massa,  $\rho$  a massa específica,  $V$  a velocidade da corrente de ar,  $A_{fr}$  a área frontal e  $V_{\text{max}}$  a velocidade máxima do gás no escoamento através da área mínima,  $A_c$ .

A perda de carga por aceleração é:



$$\Delta P_{\text{aceleração}} = G^2 (v_s - v_e) \quad (3.4)$$

onde  $v_s$  e  $v_e$  são os volumes específicos nas temperaturas de saída e entrada do gás, respectivamente.

Finalmente, a perda de carga por contração e expansão é dada como segue:

$$\Delta P_{\text{contração-expansão}} = \frac{G^2}{2} [(1 + K_C - \sigma^2)v_e - (1 - K_E - \sigma^2)v_s] \quad (3.5)$$

os coeficientes  $K_C$  e  $K_E$  estão relacionados, respectivamente, às perdas devido à contração e à expansão do escoamento, enquanto  $\sigma$  é a razão entre as áreas de escoamento mínimo,  $A_c$ , e frontal,  $A_f$ .

Assim a Eq. (3.1), para a perda de carga total, incluindo os diferentes efeitos dados pelas Eq. (3.2), (3.4) e (3.5), pode ser escrita como:

$$\Delta P = (G^2 L / 2) [(K_{1c} + 1 - \sigma^2) + 2(v_s/v_e - 1) + f A_t/A_{1c} (L/A_e - (1 - \sigma^2 - K_{1e}) (L/A_e))]$$

Efeitos de perda na entrada e saída do trocador normalmente proporcionam pequena contribuição na perda de carga total,  $\Delta P$ , no projeto de um trocador de calor, uma vez que a relação entre a área total de troca térmica e a área mínima,  $A_t/A_c$ , é elevada e o fator de atrito no núcleo é quem controla a magnitude de  $\Delta P$ . Conseqüentemente, muitos autores desprezam estes efeitos.

Para trocadores de calor tubo-aletados, a perda de carga localizada nas seções de entrada e saída pode ser desprezível e os efeitos de entrada e saída são considerados dentro do fator de atrito  $f$ , assim a Eq. (3.6) ficaria:

$$\Delta P = \frac{G^2 v_e}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_s}{v_e} - 1 \right) + f \frac{A_t v_m}{A_c v_e} \right] \quad (3.7)$$

### 3.1 CORRELAÇÕES PARA O CÁLCULO DO FATOR DE ATRITO

Como se pode observar nas Eq. (3.6) e (3.7), a perda de carga do lado do ar em trocadores tubo-aletados é uma função complexa da geometria da superfície, propriedades do fluido e condições do escoamento, e o fator de atrito,  $f$ , é um dos parâmetros adimensionais de difícil determinação. É frequente autores de trabalhos experimentais buscarem equações para o fator de atrito correlacionando dados experimentais.

Desta forma, na literatura são encontradas correlações para o fator de atrito para trocadores de calor tubulares aletados, que permitem calcular a componente da perda de carga por atrito e, portanto, a perda total.

As correlações são importantes ferramentas de projeto de trocadores de calor, no entanto, é importante ressaltar que as mesmas, apesar de correlacionarem com certa precisão o banco de dados experimentais que lhes deu origem, podem apresentar grandes desvios quando aplicadas a serpentinhas de geometrias e condições operacionais diferentes.

As correlações para o coeficiente de atrito,  $f$ , são apresentadas como função do número de Reynolds,  $Re$ , na forma:

$$f = aRe^b \quad (3.8)$$

onde os parâmetros  $a$  e  $b$  são determinados de acordo com dados experimentais.

O número de Reynolds,  $Re$ , se baseia na dimensão característica relacionada ao escoamento do ar na superfície externa aletada do trocador, que em geral é o diâmetro hidráulico,  $D_h$ , tal como mostra a Eq. (3.9).

$$Re = \frac{GD_h}{\mu}$$

onde  $G$  é a velocidade mássica da Eq. (3.3) e  $\mu$  é a viscosidade absoluta do ar.

Também são usados por alguns autores o diâmetro externo dos tubos, incluindo ou não o colarinho associado às aletas, e outras dimensões como o passo longitudinal dos tubos e o espaçamento entre aletas. Deve-se atentar ainda em qual área está baseada a velocidade mássica,  $G$ . A maioria dos autores utiliza a área de escoamento mínima,  $A_c$ , como indicado na Eq. (3.3). No entanto, alguns autores também utilizam como base a área da face ou área frontal,  $A_{fr}$ , (SANTOS, 2005).

Jacobi et al.(2001) realizaram uma ampla pesquisa bibliográfica com foco nas

principais correlações para o fator de Colburn,  $j$ , relacionado à transferência de calor, e o fator de atrito,  $f$ , para trocadores de calor com tubos redondos e chatos, e com diferentes tipos de aletas (planas, *louvered*, *slitewavy*). Nesta revisão os autores mostram que trabalhos como os de Rich (1973), Gray e Webb (1986), Wang, Fu e Chang (1997), Abu-Madi, Johns e Heikal (1998) e Yan e Sheen (2000) avaliaram o efeito do espaçamento entre aletas de trocadores com aletas planas e tubos redondos, como parâmetro significativo. Rich (1973) realizou experimentos com trocadores de calor com 4 fileiras de tubos e concluiu que tanto os coeficientes de transferência de calor, quanto o fator de atrito são independentes do espaçamento entre aletas. Gray e Webb (1986) forneceram uma correlação para o parâmetro  $j$  independente do espaçamento entre aletas, o mesmo não ocorrendo com o parâmetro  $f$ , o qual indica um aumento de  $f$  com a redução do espaçamento. Yan e Sheen (2000), baseados em experimentos com trocadores com espaçamento entre aletas variando entre 1,4 a 2 mm, concluíram que tanto  $j$  como  $f$  aumentam com a redução do espaçamento. A discordância entre os resultados divulgados na literatura com foco no espaçamento entre aletas pode ser atribuída às variações geométricas e às incertezas de medição dos experimentos.

A seguir são apresentadas algumas destas correlações, que logo serão avaliadas para predição dos dados experimentais deste trabalho.

### 3.1.1 Correlação de Wang, Chi e Chang

Wang, Chi e Chang (2000b) propuseram uma correlação para determinar o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito em trocadores de calor de tubos aletados com geometria de aleta plana. Um total de 74 estudos experimentais de diferentes autores e diferentes configurações foi usado para desenvolver a correlação (Wang et al. 2000a). Conforme os autores a correlação proposta para transferência de calor é capaz de prever 88,6% dos dados e para o fator de atrito 85,1%, se aplicam para aletas planas e uma ampla faixa de variação das características geométricas (número de fileiras de tubos, diâmetro, passo, etc.).

A correlação para o fator de atrito,  $f$ , indicada pelos autores para tubos circulares e aletas planas é apresentada na Eq. (3.10).

$$f = 0,0267 (Re_{D_c})^{c_1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{c_2} \left(\frac{P_f}{D_c}\right)^{c_3} \quad (3.10)$$

onde  $Re_{D_c}$ , é o número de Reynolds com base no diâmetro do colarinho,  $P_t$  e  $P_l$  são o passo transversal e longitudinal dos tubos, respectivamente,  $P_f$  é o passo das aletas,  $D_c$  é o diâmetro do colarinho e as constantes  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$  são dadas pelas Eq. (3.11) a (3.13):

$$c_1 = -0,764 + 0,739 \left( \frac{P_t}{P_l} \right) + 0,177 \left( \frac{P_f}{D_c} \right) - \frac{0,00758}{N_{ft}} \quad (3.11)$$

sendo  $N_{ft}$ , o número de fileiras de tubos.

$$c_2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln Re_{D_c}} \quad (3.12)$$

$$c_3 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln Re_{D_c}} \quad (3.13)$$

As propriedades do fluido como a viscosidade,  $\mu$ , e massa específica,  $\rho$ , são calculadas baseadas na temperatura média entre os valores de temperatura de entrada e saída do gás. Segundo os autores, esta correlação é válida para  $300 \leq Re_{D_c} \leq 20.000$ ;  $6,9 \leq D_c \leq 13,6$  mm;  $20,4 \leq P_t \leq 31,8$  mm;  $12,7 \leq P_l \leq 32$ mm;  $1,0 \leq P_f \leq 8,7$  mm e  $1 \leq N_{ft} \leq 6$ . É capaz de prever os dados experimentais de fatores de atrito dentro de uma faixa de erro de 15% e com um desvio médio de 8%.

### 3.1.2 Correlação de Abu-Madi, Johns e Heikal

Abu-Madi, Johns e Heikal (1998) avaliaram 28 trocadores de calor com diâmetro de tubo de 9,96 mm, variando o número de fileiras (1, 2 e 4), a espessura das aletas (0,12 a 0,2 mm), o espaçamento entre aletas (1,587 a 4,233 mm), o passo transversal entre os tubos (19 e 25,4 mm), o passo longitudinal entre os tubos (16,0; 16,5; e 22 mm) e o tipo de aleta (plana e wavy).

Os experimentos foram realizados em um túnel de vento aberto com circulação de água quente pelo trocador de calor. A velocidade de face variou entre 1 e 20 m/s. Testes isotérmicos foram realizados para a determinação do fator de atrito.

O fator de atrito,  $f$ , foi correlacionado com o número de Reynolds e com parâmetros geométricos.

Como conclusão, observaram que trocadores com aletas corrugadas apresentam

fatores de atrito superiores aos de trocadores com aletas planas. Valores de  $f$  obtidos com aletas de 0,12 e 0,13 mm de espessura foram também comparados. Concluíram também que  $f$  varia muito pouco com a espessura das aletas. Além disso, observaram que  $f$  aumentava com a redução do espaçamento entre aletas, efeito que aumenta com o aumento do número de Reynolds.

A correlação de Abu-Madi para o fator de atrito,  $f$ , é dada na forma da Eq. (3.14).

$$f = Re^{-0,25} R_1^{-1,45} R_2^{1,37} R_3^{1,65} R_4^{-2,05} \quad (3.14)$$

onde as constantes  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  e  $R_4$  são dadas pelas Eq. (3.15) a (3.18)

$$R_1 = \frac{P_f P_t}{(P_t - D_e)(P_f - \delta)} \quad (3.15)$$

onde  $D_e$  é o diâmetro externo dos tubos e  $\delta$  é a espessura da aleta,

$$R_2 = \left( \frac{1}{N_{ft}} \right) \left[ \frac{\pi N_{ft} D_e \left( 1 - \frac{\delta}{P_f} \right)}{P_c} + \frac{N_{ft}}{P_f} \left( 2P_l - \frac{\pi D_e^2}{2P_c} + \frac{2\delta}{N_{ft}} \right) \right] \quad (3.16)$$

$$R_3 = \frac{P_f}{D_e} \quad (3.17)$$

$$R_4 = \frac{P_l}{D_e} \quad (3.18)$$

A correlação é válida para  $200 \leq Re_{Dh} \leq 6000$ ;  $D_e = 9,96$  mm;  $19 \leq P_t \leq 25,4$  mm;  $16 \leq P_l \leq 22$  mm;  $1,64 \leq P_f \leq 2,65$  mm e  $1 \leq N_{ft} \leq 4$ .

### 3.1.3 Correlação de Gray e Webb

De acordo com Gray e Webb (1986), o fator de atrito,  $f$ , é composto por um termo referente ao atrito nas aletas,  $f_f$ , e um termo referente ao atrito nos tubos,  $f_t$ , e pode ser obtido conforme Eq. (3.19):

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A_t}\right) \left(1 - \frac{\delta}{P_f}\right) \quad (3.19)$$

onde o  $A_f$  é a área das aletas,  $A_t$  é a área total (aletas mais a superfície primária) e o fator de atrito associado às aletas,  $f_f$ , é dado por:

$$f_f = 0,508 Re^{-0,521} \left(\frac{P_t}{D_e}\right)^{1,318} \quad (3.20)$$

O fator de atrito associado aos tubos,  $f_t$ , pode ser obtido por uma correlação para banco de tubos de arranjo alternado. Gray e Webb usaram a correlação de Zukauskas (1972) apud Incropera e De Witt (1996).

A correlação é capaz de prever 95% dos dados experimentais de 19 diferentes configurações testadas, dentro de uma faixa de 15% de erro. A correlação é válida para qualquer número de fileiras de tubos.

As faixas das variáveis adimensionais usadas no desenvolvimento da correlação de Gray e Webb são:  $500 \leq Re \leq 24.700$ ;  $1,97 \leq P_t/D_e \leq 2,55$ ;  $1,7 \leq P_l/D_e \leq 2,58$  e  $0,08 \leq l/D_e \leq 0,64$ .

#### 4. METODOLOGIA DO ESTUDO EXPERIMENTAL

Foram analisadas duas diferentes configurações geométricas de tubos: tipo gota e circular. O arranjo de tubos consiste em uma configuração típica de um trocador de calor, conforme Fig. (4.1), onde os feixes de tubos cilíndricos, e tipo gota, são montados alternadamente em um volume cujas dimensões são apresentadas mais adiante. O volume é mantido fixo em todos os experimentos e os tubos são montados com seis fileiras e aletas planas.

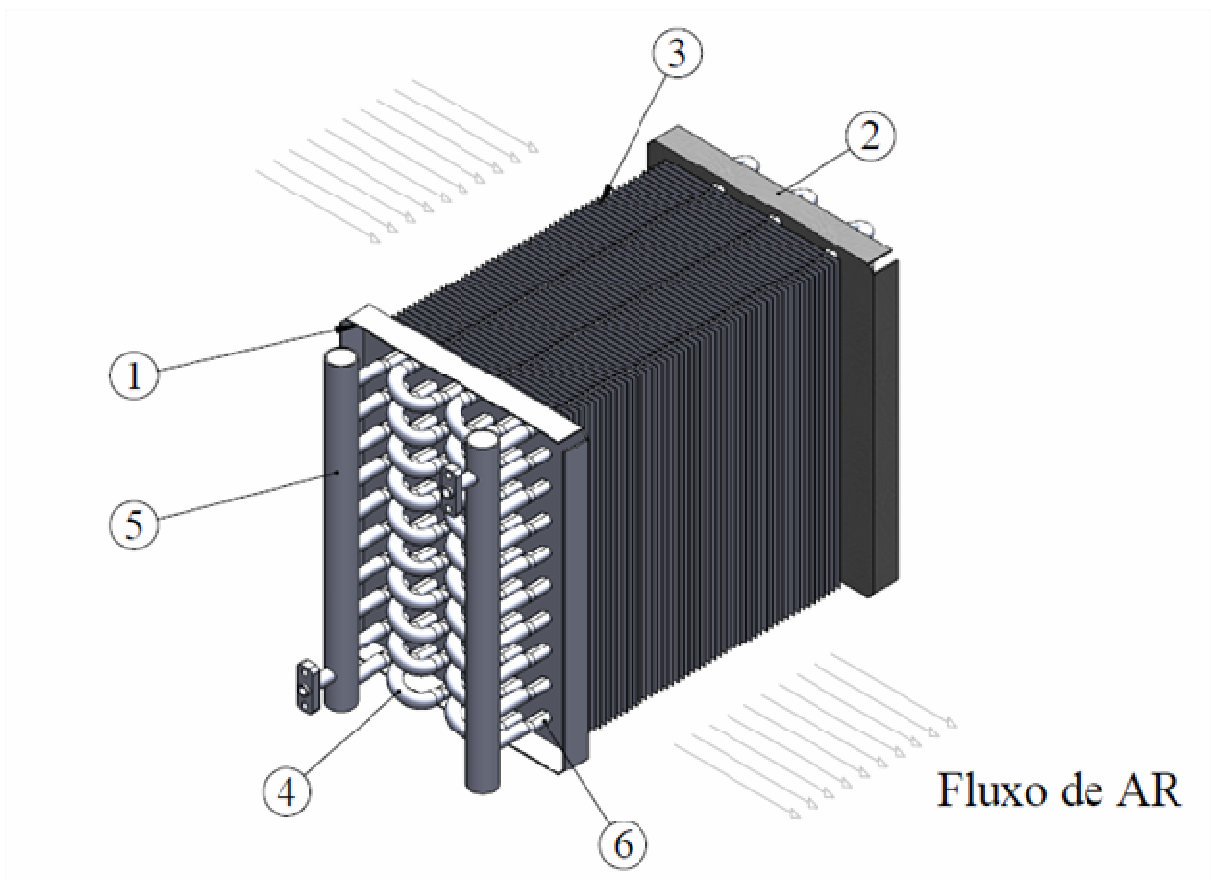


Figura 4.1–Configuração típica de um trocador tubo aletado : (1) e (2) cabeceiras, (3) aletas, (4) união dos tubos, (5) distribuidores de refrigerante e (6) tubos

##### 4.1. CARACTERIZAÇÃO DA GEOMETRIA ANALISADA

Os tubos tipo gota são caracterizados pelo raio menor,  $r$ , pelo raio maior,  $R$ , e pelo ângulo de abertura do tubo,  $\varphi$ . No tubo circular a dimensão característica é o diâmetro externo,  $D_e$ .

Como o objetivo é medir a perda de carga para cada geometria de tubos, outros

parâmetros de desempenho foram pré-estabelecidos e mantidos constantes para todos os experimentos e tipos de tubos. Entre eles estão a espessura do tubo, os espaçamentos entre os tubos e as aletas e a espessura das aletas.

Muitos tipos de aletas são utilizados na construção de trocadores de calor, com a função de aumentar a área de troca e melhorar o desempenho dos trocadores. Entre eles pode-se citar os tipos de aletas mais utilizados: planas, onduladas e corrugadas. Neste trabalho foram utilizadas aletas planas nos dois arranjos testados. As aletas são caracterizadas geometricamente pela espessura,  $\delta$ , pelo passo,  $P_f$ , e pela forma, conforme citado anteriormente.

Como base comparativa entre tubos de seção circular e tipo gota, adotou-se um critério de mesma área de troca de calor nos tubos, ou seja, fazer com que as seções tenham o mesmo perímetro para que os dois arranjos possam ser comparados. Isto significa que se tem a mesma quantidade de material nos tubos.

Alguns pesquisadores, como Matos (2003) e Mainardes (2007), que estudaram a eficiência de tubos circulares e elípticos, adotaram o critério de manter a mesma seção transversal dos tubos na direção transversal ao escoamento. O diâmetro do tubo circular igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico. Desta forma, os arranjos em comparação têm a mesma área de obstrução ao escoamento livre. A justificativa de escolha deste critério é obter a máxima transferência de calor por unidade de volume e a mínima perda de carga nos arranjos testados.

## 4.2 ESTUDO EXPERIMENTAL

A análise experimental da perda de carga no escoamento do ar através das aletas das duas configurações do trocador de calor tubo-aletado foi realizada em uma bancada experimental desenvolvida no Laboratório de Fenômenos de Transporte da Unisinos.

Este capítulo se propõe a apresentar uma descrição detalhada dos equipamentos utilizados, dos instrumentos de medida e da aquisição dos dados, bem como dos procedimentos experimentais necessários para os ensaios, o tratamento analítico dos dados e as incertezas associadas aos mesmos.

### 4.2.1 Bancada de Testes

Um túnel de vento foi construído com base na norma ANSI/ASHRAE 51-1999



(*Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating*, 1999), que se refere a métodos de laboratório de testes para avaliação do desempenho aerodinâmico de ventiladores. O dutos da seção transversal da bancada foram construídos em madeira MDF, em duas partes e sob trilhos, de maneira a possibilitar testes com diferentes trocadores e facilitar a montagem dos mesmos no túnel. Possui um dispositivo para homogeneização do escoamento composto por uma chapa perfurada e duas malhas de aço, uma placa de bocais para medição da vazão, dois pontos de medição de temperatura na entrada e saída e cinco pontos de medida de pressão distribuídos ao longo do túnel.

O túnel de vento é equipado por um ventilador centrífugo, modelo IAFS, com vazão de até 5.949 m<sup>3</sup>/h e pressão total de 850 Pa, com acionamento direto por motor elétrico de tensão 220/380V, frequência 60 Hz, e rotação de até 1491 rpm controlada por inversor de frequência. Nas Fig. (4.2) a (4.5) apresentam-se os detalhes do túnel de vento.

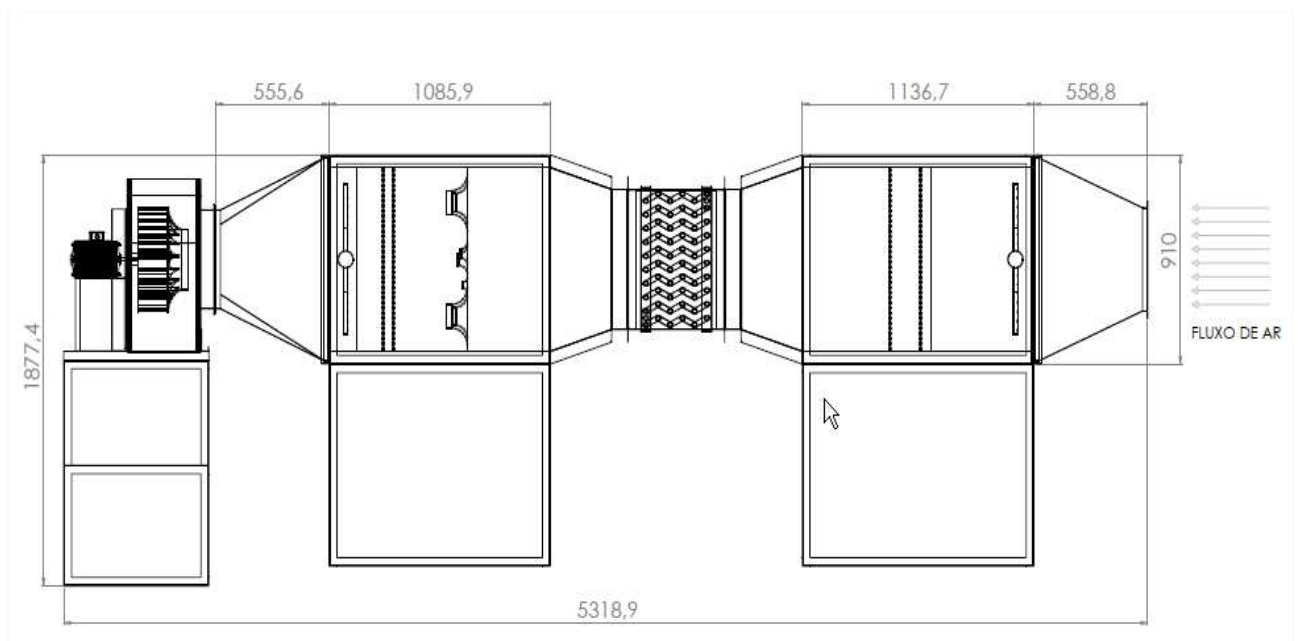


Figura 4.2 – Vista frontal do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.

A Fig. (4.2) mostra uma vista frontal do túnel de vento com um dos trocadores de calor montado em sua seção de testes. Todo o dimensionamento interno do túnel segue especificações da norma ANSI/ASHRAE 51-1999.

A Fig. (4.3) mostra uma vista superior do túnel de vento onde é possível observar a localização dos pontos de medição das temperaturas de entrada e saída do ar, da pressão de entrada e da pressão diferencial no trocador de calor e na placa de bocais.

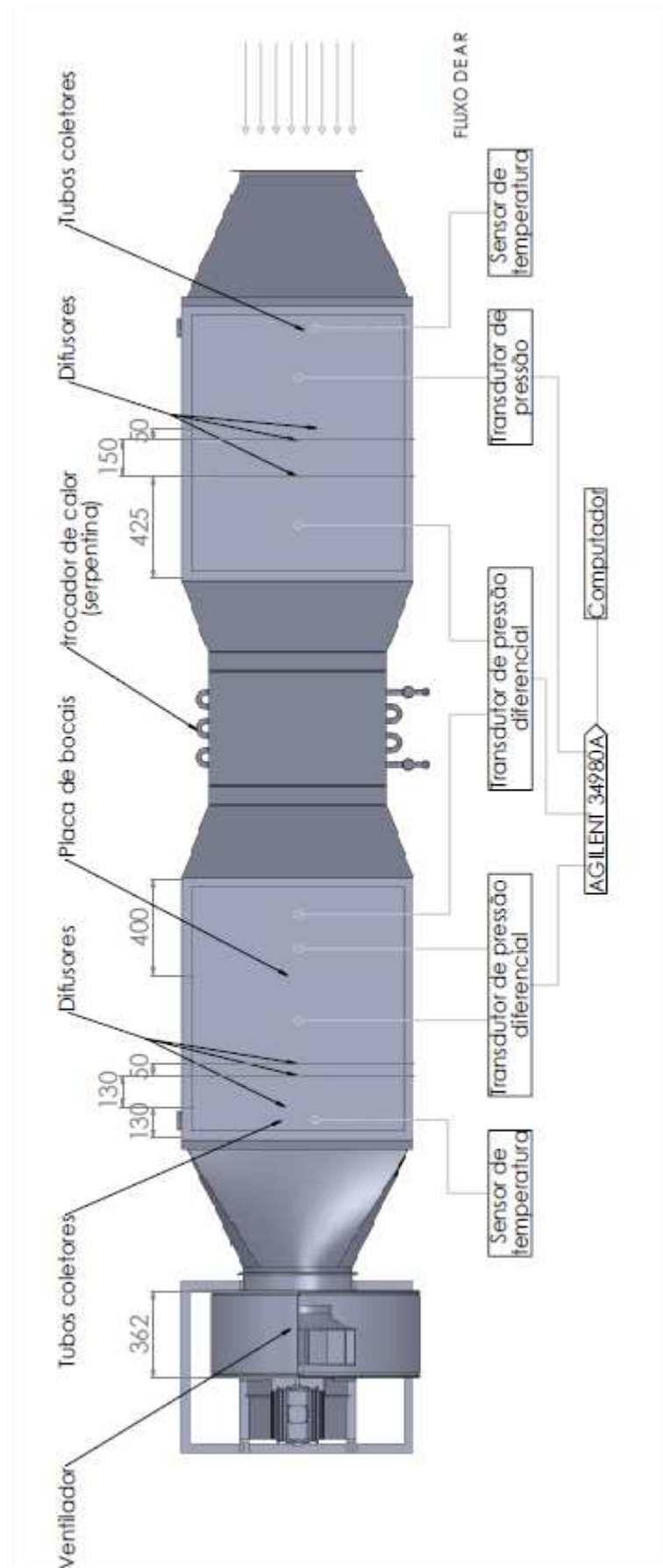


Figura 4.3 – Vista superior do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.

Através das Fig. (4.2) e (4.3) pode-se observar a posição do ventilador em uma das extremidades do túnel e o sentido do fluxo de ar. Pode-se observar também a posição da placa de bocais, das placas difusoras para homogeneização do fluxo de ar e dos tubos coletores para medição das temperaturas do ar na entrada e saída do túnel. O dimensionamento e disposição destes dispositivos no túnel são especificados pela norma ANSI/ASHRAE 51-1999. Nota-se também pelas Fig. (4.2) e (4.3) que o trocador de calor tem dimensões menores que a seção transversal do túnel e, portanto, foi necessário reduzir a seção de testes do equipamento. Esta redução dimensional teve como objetivo aumentar a velocidade do ar na face do trocador de calor, para que os ensaios possam ser realizados em condições similares a situações de aplicação prática.

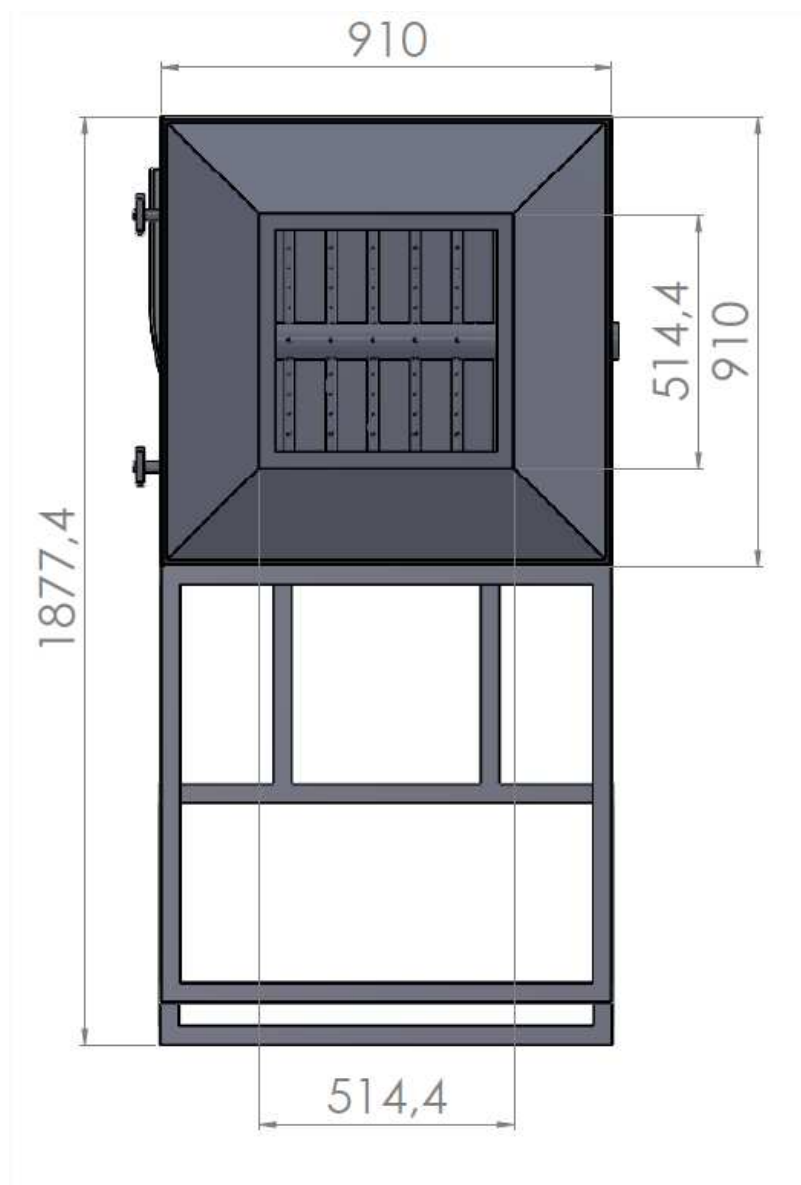


Figura 4.4 – Vista lateral do túnel de vento para ensaio dos trocadores de calor.

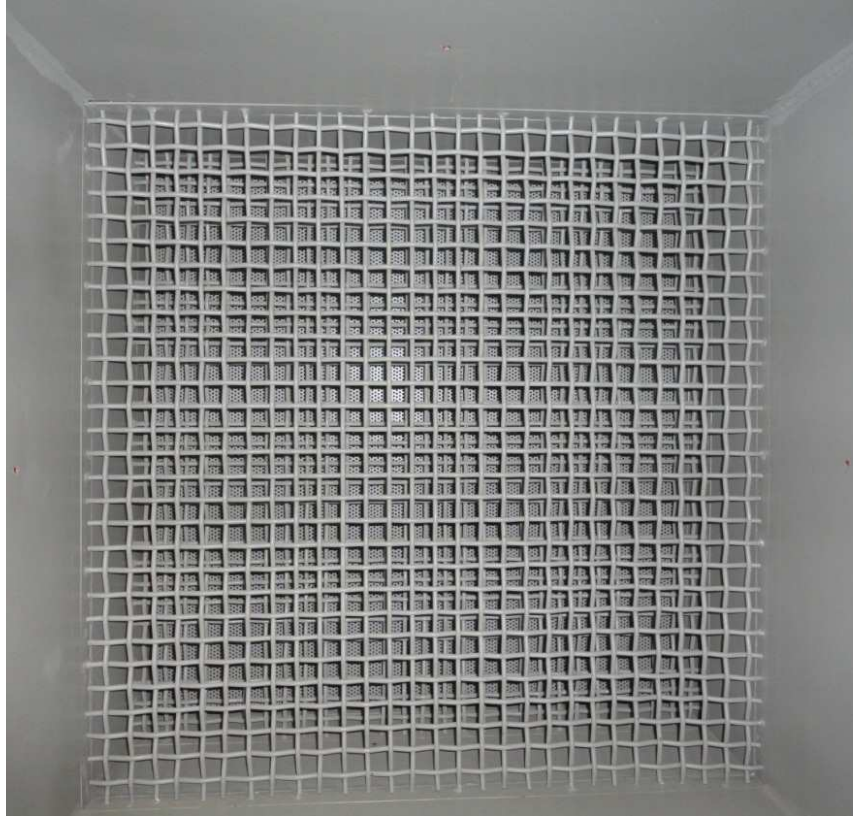


Figura 4.5– Chapa perfurada e malha de aço para homogeneização do fluxo de ar.

A Fig. (4.5) mostra os difusores na parte interna do túnel de vento. São duas malhas de aço e uma chapa perfurada na entrada e na saída e tem como objetivo homogeneizar o fluxo de ar, mantendo uniforme o escoamento na seção transversal, ao longo do túnel.

#### 4.2.1.1 Seção de testes

A seção de testes foi feita no meio do túnel, no sentido longitudinal, de forma a facilitar a conexão dos protótipos dos trocadores de calor a serem testados. A seção foi dimensionalmente reduzida em comparação às dimensões do túnel com o objetivo de aumentar a velocidade do ar na face do trocador de calor. Um sistema de fixação por presilhas de conexão rápida foi adotado para facilitar a montagem e troca dos protótipos.

#### 4.2.1.2 Protótipos dos trocadores de calor tubulares aletados

Foram analisadas duas diferentes configurações geométricas de tubos: circular e tipo gota. Os tubos tipo gota são caracterizados pelo raio menor,  $r = 5$  mm, pelo raio maior,  $R = 8,5$  mm, ângulo de abertura,  $\alpha = 15,9^\circ$  e pela largura total da seção transversal,  $L_{got} =$

26,21 mm. No tubo circular a dimensão característica é o diâmetro externo  $De = 21,9$  mm. Estas e outras dimensões dos tubos são apresentadas na Fig. (4.6).

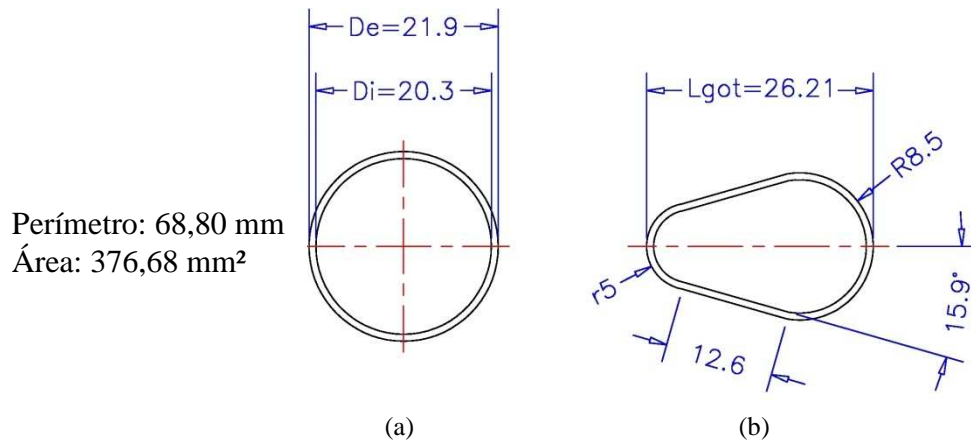


Figura 4.6 – Perfis dos tubos ensaiados: a) circular e b) tipo gota.

Os protótipos testados são típicos trocadores de calor, conforme Fig. (4.7) e (4.8), onde os tubos, seja circular ou tipo gota, são montados em arranjo alternado e em um volume cujas dimensões como largura,  $L_1$ , altura,  $L_2$ , comprimento na direção do escoamento do ar,  $L_3$ , passo transversal,  $P_t$ , passo longitudinal,  $P_l$ , espessura das aletas,  $\delta$ , número de aletas por metro,  $N_a$ , número total de tubos,  $N_{tt}$ , passo das aletas,  $P_f$ , e número de fileiras de tubos,  $N_{ft}$ , podem ser vistas na Tab. (4.1). O volume é mantido fixo em todos os experimentos e os tubos são montados com seis fileiras e aletas planas. Os tubos são de alumínio, assim como para a confecção das aletas foram utilizadas chapas de alumínio de 1 mm de espessura, que foram fixadas aos tubos manualmente.

Como o objetivo é testar a perda de carga para cada geometria de tubos, outros parâmetros de desempenho foram pré-estabelecidos e mantidos constantes para todos os experimentos e tipos de tubos. Entre eles estão os passos longitudinal e transversal dos tubos, o passo das aletas e a espessura das aletas.

Tabela 4.1 Dados geométricos dos trocadores de calor.

Parâmetros	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$L_3$ (m)	$P_t$ (m)	$P_l$ (m)	$\delta$ (m)	$N_a$ (aletas/m)	$N_{tt}$ (tubos)	$P_f$ (m)	$N_{ft}$
Dimensões	0,6	0,6	0,37	0,06	0,06	0,001	88	60	0,011	6



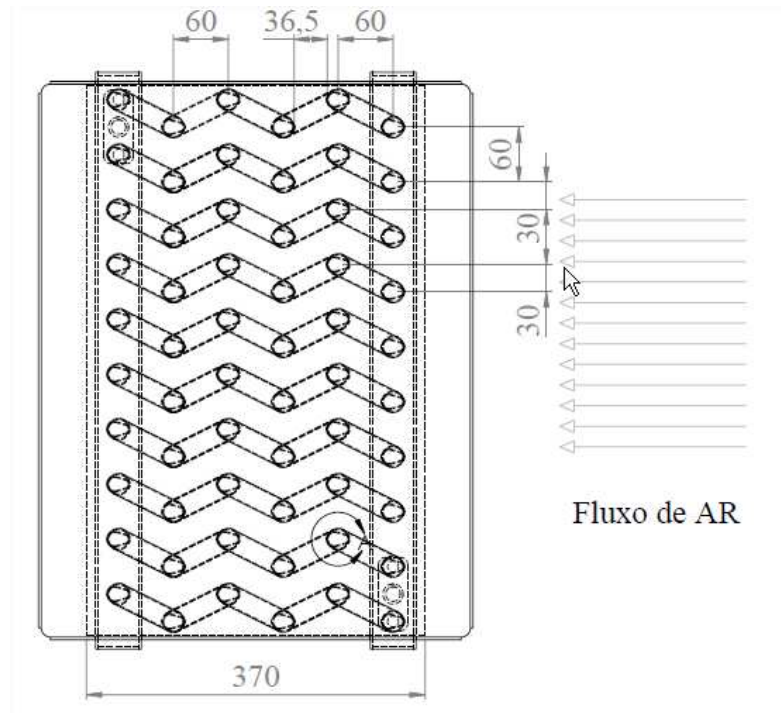


Figura 4.7 – Vista lateral do trocador de calor testado.

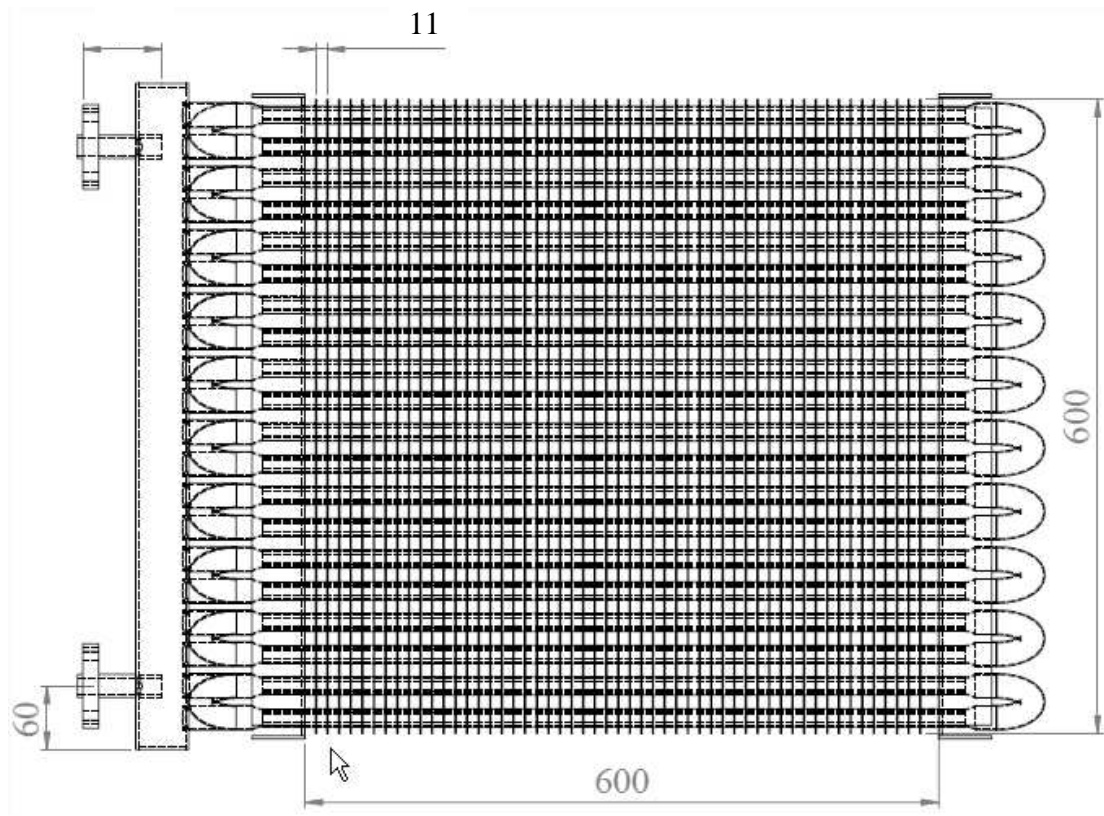


Figura 4.8 – Vista frontal do trocador de calor testado.

#### 4.2.1.3 Medidores de temperatura

São utilizados sensores de temperatura do tipo PT100 a quatro fios para medidas de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido na entrada e saída do fluxo de ar no túnel. Estes sensores funcionam pela variação da resistência elétrica em função da variação da temperatura. A faixa de operação recomendada para este tipo de sensor é de  $-200^{\circ}\text{C}$  a  $650^{\circ}\text{C}$ . Possuem resolução de  $0,1^{\circ}\text{C}$  e foram previamente calibrados. A incerteza de medição é de  $0,2^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.2.1.4 Transdutores e medidor de pressão

O túnel é equipado com transdutores de pressão manométrica e diferencial para medição em pontos específicos. Todos os transdutores de pressão possuem sinal de saída de 4 a 20 mA. O transdutor de pressão para medição de pressão diferencial na placa de bocais tem capacidade de 0 a 1,24 kPa, com incerteza de medição de 2,5 Pa. O transdutor de pressão para medição de pressão diferencial no trocador de calor tem capacidade de 200 Pa, com incerteza de medição de 0,5 Pa. O transdutor de pressão para medição de pressão manométrica tem capacidade de -60 a 60 Pa, com incerteza de medição de 0,5 Pa.

#### 4.2.1.5 Bocais

A placa de bocais está localizada na seção de ensaio para medir a vazão do ar. Estão disponíveis sete diferentes diâmetros de bocais para medição de diferentes vazões, conforme se vê na Fig. (4.9). Os diâmetros disponíveis são 25,73mm; 37,89mm; 50,61mm; 73,22mm; 73,35mm; 98,69mm e 99,05mm. Para mudar a escala de fluxo de medição do túnel, os bocais são fechados com o uso de tampão. A geometria dos bocais e suas dimensões, assim como o dimensional da placa, apresentado na Fig. (4.9), são previstos na norma ANSI/ASHRAE 51-1999.

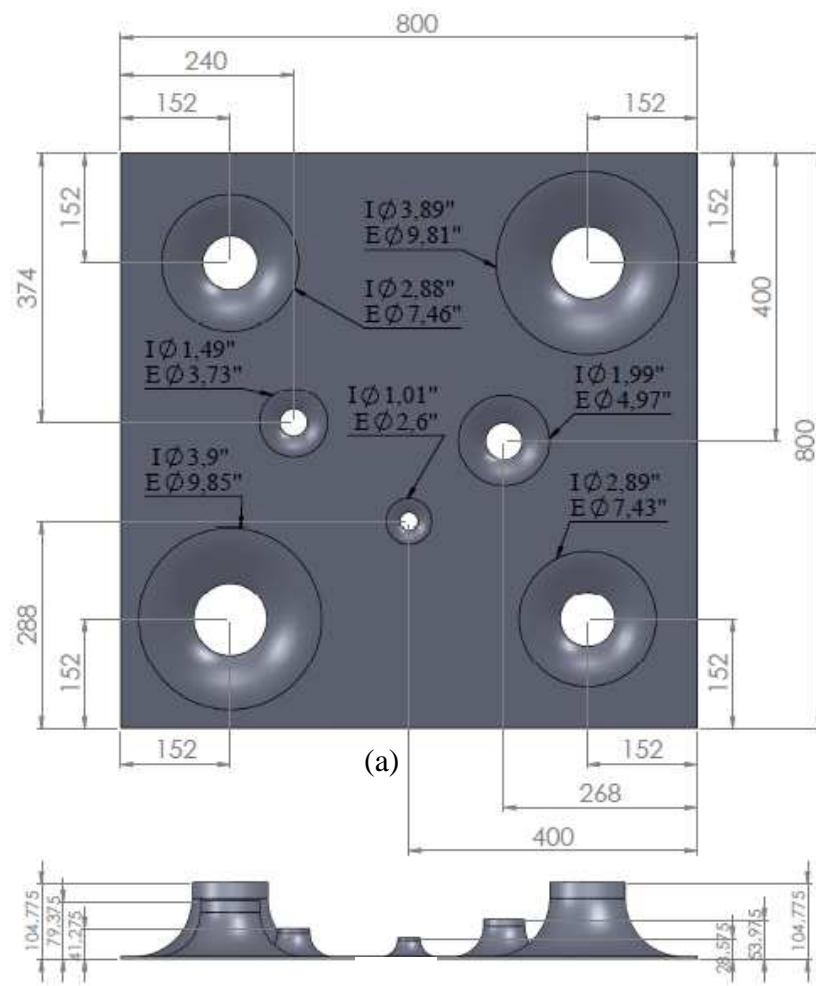


Figura 4.9– Placa de bocais instalada no interior do túnel. (a) vista frontal; (b) vista superior.

#### 4.2.1.6 Sistema de aquisição de dados

O aparato experimental é conectado a um sistema de aquisição de dados Agilent Technologies, denominado “Multifunction Switch / Measure Unit”, modelo 34980A. O sistema é composto por placas conversoras de sinais analógico/digitais em um computador e terminais de conexão para entrada dos sinais das variáveis medidas. Desta forma, os sinais de saída dos transdutores de pressão e sensores de temperatura são enviados aos devidos canais do sistema de aquisição de dados. Em cada canal é colocada a equação de calibração, respectiva ao transdutor de pressão ou ao sensor de temperatura.

#### 4.2.2 Procedimento experimental

Os ensaios experimentais foram realizados com os dois protótipos de trocadores de



calor tubulares aletados, que foram posicionados na seção de testes do túnel, um de cada vez, e ajustados de maneira a evitar qualquer vazamento de ar. A Fig. (4.10) mostra o trocador de calor experimental montado com tubos tipo gota e aletas planas.



Figura 4.10 - Trocador de calor utilizado no experimento.

As Fig. (4.11) e (4.12) mostram o trocador de calor experimental montado e ajustado na seção de testes do túnel de vento. Os ajustes na montagem consistem na fixação, no ajuste da altura e em eliminar vazamentos de ar entre o trocador e a seção de testes e no próprio trocador de calor.



Figura 4.11 – Montagem do trocador de calor no túnel experimental.



Figura 4.12 - Montagem do trocador de calor no túnel experimental.

Os protótipos foram testados para uma faixa de vazão de ar de 250 a 3.600 m<sup>3</sup>/h, regulada através da variação de frequência do motor do ventilador usando um inversor de frequência.

As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar são medidas na entrada e na saída do túnel conforme Fig. (4.13). A coleta de ar para medição da temperatura é feita de forma distribuída na seção do túnel, conforme Fig. (4.14), para eliminar possíveis variações de temperatura localizadas.



Figura 4.13 – Medição da temperatura do ar na entrada e saída do túnel.

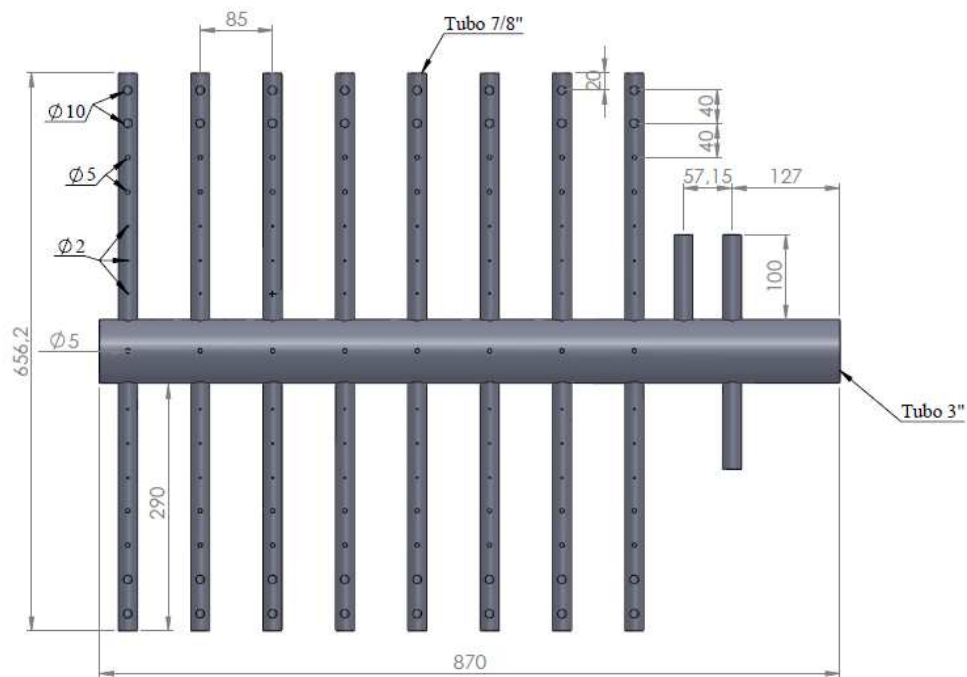


Figura 4.14 – Sistema de coleta de amostragem de ar para medição de temperatura na entrada e saída do túnel.

Foram realizados testes para diferentes velocidades do ar associadas à abertura dos bocais, de acordo com a sequência apresentada na Tab. (4.2). Para cada condição de teste, foram realizados mais de um ensaio, para diferentes rotações do ventilador. No total foram realizados 32 testes.

Tabela 4.2 - Testes realizados para diferentes aberturas de bocais.

Condição de teste Nº de bocais abertos	Diâmetros dos bocais, $D_{boc}$ (mm)
1	25,73
2	25,73 + 37,89
3	25,73 + 37,89 + 50,61
4	25,73 + 37,89 + 50,61 + 73,22
5	25,73 + 37,89 + 50,61 + 73,22 + 73,35
6	25,73 + 37,89 + 50,61 + 73,22 + 73,35 + 98,69
7	25,73 + 37,89 + 50,61 + 73,22 + 73,35 + 98,69 + 99,05

Os parâmetros físicos obtidos nos diferentes ensaios foram: a perda de pressão no trocador,  $\Delta P_{TC}$ , a perda de pressão na placa de bocais,  $\Delta P_{Boc}$ , a pressão na entrada do túnel e as temperaturas médias de entrada e saída do ar ( $T_{bs}$  e  $T_{bu}$ ).

A vazão de ar,  $Q$ , a velocidade na face do trocador,  $V$ , e a taxa de transferência de massa,  $\dot{m}$ , são calculadas a partir da variação de pressão na placa de bocais. Foram escolhidos

os diâmetros de bocais de forma que a velocidade no bocal seja superior a 14 m/s (ANSI/ASHRAE 51-1999). Os valores de tais parâmetros constituem os dados de entrada para a obtenção do desempenho hidráulico do lado do ar das serpentinas.

Assim, para a realização dos experimentos foi necessário a seguinte sequência de ações:

- (1) Montar o trocador de calor na seção de testes;
- (2) Ligar o ventilador e sistema de aquisição de dados;
- (3) Ajustar a vazão de ar através da variação da rotação do motor;
- (4) Após a estabilização das condições de funcionamento, é feita a aquisição dos dados de temperaturas e pressões.

#### 4.2.3 Tratamento dos dados

Com base nos parâmetros obtidos nos diferentes ensaios foram calculadas: a velocidade do ar na face do trocador,  $V$ , a vazão de ar,  $Q$ , e a taxa de transferência de massa,  $\dot{m}$ .

Segundo a norma ANSI/ASHRAE 51-1999, que especifica e regulamenta testes com ventiladores em túneis de vento, a vazão é dada por:

$$Q = Y \sqrt{\frac{2\Delta P_{boc}}{\rho}} \left( \sum C_d A_{boc} \right) \quad (4.1)$$

onde  $\Delta P_{boc}$  é a perda de pressão na placa de bocais,  $\rho$  é a massa específica do ar,  $A_{boc}$  é a área dos bocais utilizados,  $C_d$  é o coeficiente de descarga e  $Y$  é o fator de expansão.

O fator de expansão,  $Y$ , é dado por:

$$Y = 1 - (0,548 + 0,71\beta^4)(1 - \alpha) \quad (4.2)$$

onde  $\beta$  é a relação entre o diâmetro do bocal e o diâmetro equivalente do túnel,  $\alpha$  é um fator de correção que relaciona a pressão absoluta na saída do bocal com a pressão absoluta do sistema. O fator  $\alpha$  e  $\beta$ , podem ser calculados segundo as Eq. (4.3) e (4.4):

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P}{\rho R_g T_{bs}} \quad (4.3)$$

onde  $R_g$  é a constante do ar, cujo valor é de 287,1 J/kgK, e  $T_{bs}$  é a temperatura de bulbo seco, em K, na saída do ar após a placa de bocais.

$$\beta = \frac{D_{boc}}{D_{túnel}} \quad (4.4)$$

onde  $D_{boc}$  é o diâmetro do bocal e  $D_{túnel}$  é o diâmetro equivalente do túnel.

Se a vazão é calculada com o valor medido da diferença de pressão, diz-se que esta é a vazão teórica. O coeficiente de descarga,  $C_d$ , é um número adimensional que relaciona a vazão real que escoar através do bocal e a vazão teórica calculada e pode ser dado pela Eq. (4.5).

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_{boc}}} + \frac{134,6}{Re_{boc}} \quad (4.5)$$

sendo  $Re_{boc}$  o número de Reynolds no bocal, que pode ser obtido pela Eq. (4.6):

$$Re_{boc} = \frac{\sqrt{2}}{\mu} C_d D_{boc} Y \sqrt{\frac{\Delta P_{boc} \rho}{1 - E \beta^4}} \quad (4.6)$$

onde  $E$  é o fator de energia e para este caso pode-se considerar  $E = 1$  (norma ANSI/ASHRAE 51-1999),  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do ar, função de  $T_{bs}$ . O cálculo do número de Reynolds do bocal,  $Re_{boc}$ , é um processo iterativo, já que depende do valor do coeficiente de descarga,  $C_d$ .

A velocidade do ar na face do trocador de calor,  $V$ , e a taxa de transferência de massa,  $\dot{m}$ , são obtidas através das Eq. (4.7) e (4.8).

$$V = \frac{Q}{A_{túnel}} \quad (4.7)$$

$$\dot{m} = Q\rho \quad (4.8)$$

### 4.3 CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE ANÁLISE DO LADO DO AR

A seguir são apresentados os principais cálculos considerados para encontrar os parâmetros significativos.

#### 4.3.1 Cálculo dos parâmetros geométricos e do número de Reynolds, $Re$

A perda de carga e o fator de atrito foram avaliados para as duas geometrias de tubos em função do regime de escoamento, dado através do número de Reynolds,  $Re$ . A seguir apresenta-se o cálculo do  $Re$  para o tubo convencional (SHAH e SEKULIC, 2003) e as modificações geométricas para o cálculo com o tubo tipo gota.

A área total da superfície externa aletada é dada por:

$$A_{tot} = A_p + A_f \quad (4.9)$$

onde  $A_p$  é a área primária, ou a área externa de tubo e  $A_f$  é a área das aletas, de acordo com as Eq. (4.10) e (4.11):

$$A_p = P(L_1 - \delta N_a L_1) N_{tt} + 2(L_2 L_3 - A_s N_{tt}) \quad (4.10)$$

$$A_f = 2[L_2 L_3 - A_s N_{tt}] N_a L_1 + 2L_3 \delta N_a L_1 \quad (4.11)$$

onde  $P$  é o perímetro,  $L_1$ ,  $L_2$  e  $L_3$ , são o comprimento, a altura e largura do trocador de calor, respectivamente,  $N_{tt}$  é o número total de tubos,  $N_a$  é o número de aletas por metro,  $A_s$  é a área da seção do tubo e  $\delta$  é a espessura da aleta.

A área de escoamento livre ou mínima,  $A_e$ , é dada por:

$$A_e = [(L_1/3/P_1 t - 1) C'' + (P_1 t - D_1 e) - (P_1 t - D_1 e) \delta N_a \alpha] L_1$$

O parâmetro  $C''$  depende de:

$$\alpha = (P_t - D_e) - (P_t - D_e) \delta N_a \quad (4.12)$$

$$b = \left[ \left( \frac{P_t}{2} \right)^2 + P_l^2 \right]^{\frac{1}{2}} - D_e - (P_t - D_e)\delta N_a \quad (4.14)$$

Para  $a > b$  o valor de  $C'' = a$ , mas se  $b > a$  então o valor de  $C'' = b$ .

A área frontal do trocador,  $A_{fr}$ , e a relação entre as áreas mínima e frontal,  $\sigma$ , são:

$$A_{fr} = L_1 L_2 \quad (4.15)$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (4.16)$$

O diâmetro do colarinho da aleta,  $D_c$ , gerado pela conformação mecânica da mesma, onde é montado o tubo, é dado por:

$$D_c = D_e + 2\delta \quad (4.17)$$

como nestes protótipos foram construídas as aletas sem colarinho, define-se um diâmetro hidráulico,  $D_h$ , e o número de Reynolds é calculado com base neste diâmetro,  $Re_{D_h}$ , como mostram as Eq. (4.18) e (4.19):

$$D_h = 4 \frac{A_c L_2}{A_{tot}} \quad (4.18)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (4.19)$$

onde a velocidade mássica,  $G$ , é dada pela Eq. (3.3).

O cálculo do  $Re$  para o trocador de calor com tubos de geometria tipo gota foi modificado considerando as especificações geométricas da Fig. (4.6). Assim, foi calculado o perímetro e a área da seção do tubo gota, sendo  $P_{gota} = 0,0688$  m e  $A_{gota} = 0,0003299$  m, modificando as Eq. (4.10) e (4.11) das áreas primária,  $A_p$ , e das aletas,  $A_f$ , e portanto a área total,  $A_{tot}$ , Eq. (4.9).

A área de escoamento livre ou mínima,  $A_c$ , Eq. (4.12) é modificada substituindo o  $D_e$  pelo diâmetro hidráulico do tubo gota,  $D_{h,got}$ , calculado conforme Eq. (4.20).

$$D_{h,got} = \frac{4A_{got}}{P_{got}} \quad (4.20)$$

Assim como para o tubo circular, o protótipo com tubo tipo gota também foi construído sem colarinho, portanto o  $Re_{got}$  considera o  $D_{h,got}$ , tal como se apresenta na Eq. (4.21).

$$Re_{got} = \frac{\dot{m} D_{h,got}}{A_{c,got} \mu} = \frac{GD_{h,got}}{\mu} \quad (4.21)$$

#### 4.3.2 Cálculo do fator de atrito do lado do ar

O fator de atrito do lado do ar é calculado a partir da Eq. (3.7), isolando  $f$ , tal como se apresenta na Eq. (4.22) e conforme Wang et al. (2000c).

$$f = (A_{1c}/A_{1t})(C_{1e}/C_{1m}) [2\Delta P / (G^2 C_{1e}) - (1 + \sigma^2)(C_{1s}/C_{1e} - 1)]$$



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os ensaios experimentais realizados resultaram em um conjunto de dados para os dois tipos de tubos, que permitiu avaliar a perda de carga e, portanto, o fator de atrito para diferentes regimes de escoamento. Nos trocadores de calor ensaiados variou-se apenas a geometria dos tubos, fato que gera modificações nas áreas dos trocadores de calor, conforme Tab. (5.1), e os demais parâmetros geométricos são mantidos constantes conforme Tab. (4.1). O uso do tubo tipo gota resultou em aumento das áreas, tanto de contato com o ar, como de escoamento do ar, o que deve significar ganhos no rendimento hidráulico do lado do ar.

Tabela 5.1 - Parâmetros geométricos para os trocadores de calor de tubo circular e tipo gota.

Geometria dos tubos	$A_p$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$A_{tot}$ (m <sup>2</sup> )	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	$\sigma$
Circular	2,657	21,095	23,753	0,150	0,418
Tipo Gota	2,663	21,391	24,054	0,159	0,443

Nos Anexos A e B se apresentam os principais dados medidos e calculados referentes aos trocadores com tubos de geometria circular e tipo gota, respectivamente.

Os dados referentes às primeiras medições, apresentados nos Anexos A e B, foram obtidos com vazões extremamente baixas, não normais para estes testes. Isso resultou em números altos para o fator de atrito que também não são normais a esta aplicação. Nas análises que seguem foram desconsideradas as primeiras cinco medições.

Nos itens seguintes será apresentada uma análise das incertezas das medições seguida pela apresentação dos resultados através da perda de carga,  $\Delta P$ , em função da velocidade na face do trocador,  $V$ , e do fator de atrito,  $f$ , em função do número de Reynolds,  $Re$ . Uma análise da potência de ventilação relacionada à perda de carga medida para diferentes condições também é apresentada. E complementando esta avaliação, se faz uma análise das correlações disponíveis na literatura para predição do fator de atrito do lado ar e como as mesmas se ajustam aos dados experimentais.

### 5.1 ANÁLISE DE INCERTEZAS NAS MEDIÇÕES

As incertezas de grandezas medidas diretamente pela instrumentação foram

determinadas pelo processo de calibração de cada instrumento. Porém as incertezas dos valores calculados foram determinadas pelo método de propagação das incertezas descrito por Borchardt e Brito (1999), pois dependerão das incertezas dos valores medidos. Consiste em processar as equações utilizadas na determinação das grandezas desejadas, como vazão, velocidade e fator de atrito, através do uso do cálculo diferencial, conforme Eq. (5.1).

$$(\Delta z)^2 = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{\partial z}{\partial X_i} \right) \Delta x_i \right]^2 \quad (5)$$

onde as letras maiúsculas representam as grandezas físicas e as correspondentes letras minúsculas representam seus valores numéricos. O símbolo  $\Delta$ , colocado na frente de uma grandeza representa sua respectiva indeterminação.

Os valores para as incertezas são apresentados na Tab.5.2.

Tabela 5.2 – Incertezas de medição

Grandezas	Tubo circular	Tubo tipo gota
$D_{boc}$ (m)	0,0000046	0,0000046
$A_{boc}$ (%)	0,01 a 0,035	0,01 a 0,035
$T_{bs}$ (°C)	0,2	0,2
$T_{bu}$ (°C)	0,2	0,2
$\Delta P_{boc}$ (Pa)	2,5	2,5
$\Delta P_{tc}$ (Pa)	0,5	0,5
Q (%)	0,18 a 0,7	0,18 a 0,68
V (%)	0,18 a 0,7	0,18 a 0,68
f (%)	1,2 a 20,4	2 a 24,6

## 5.2 RESULTADOS PARA A PERDA DE CARGA

À medida que a área de escoamento dos bocais aumenta, a vazão e velocidade do ar aumentam, resultando em aumento da perda de carga no trocador de calor, conforme apresentado na Fig. (5.1). Também se verifica a influência da geometria do tubo na perda de carga, e quanto maior a velocidade e a perda de carga, maior é a significância da geometria do

tubo. Em todas as situações o tubo tipo gota apresentou menor perda de carga e, portanto, um desempenho hidráulico superior ao tubo circular. Para uma velocidade na face no trocador de calor que variou de 0,028 m/s a 2,8 m/s, constatou-se uma redução média de 26 % na perda de carga quando da utilização do tubo tipo gota em comparação ao tubo circular. Constatou-se também que as vantagens do tubo gota são maiores à medida que aumenta o regime de escoamento, podendo chegar a reduções na perda de carga de até 48%.

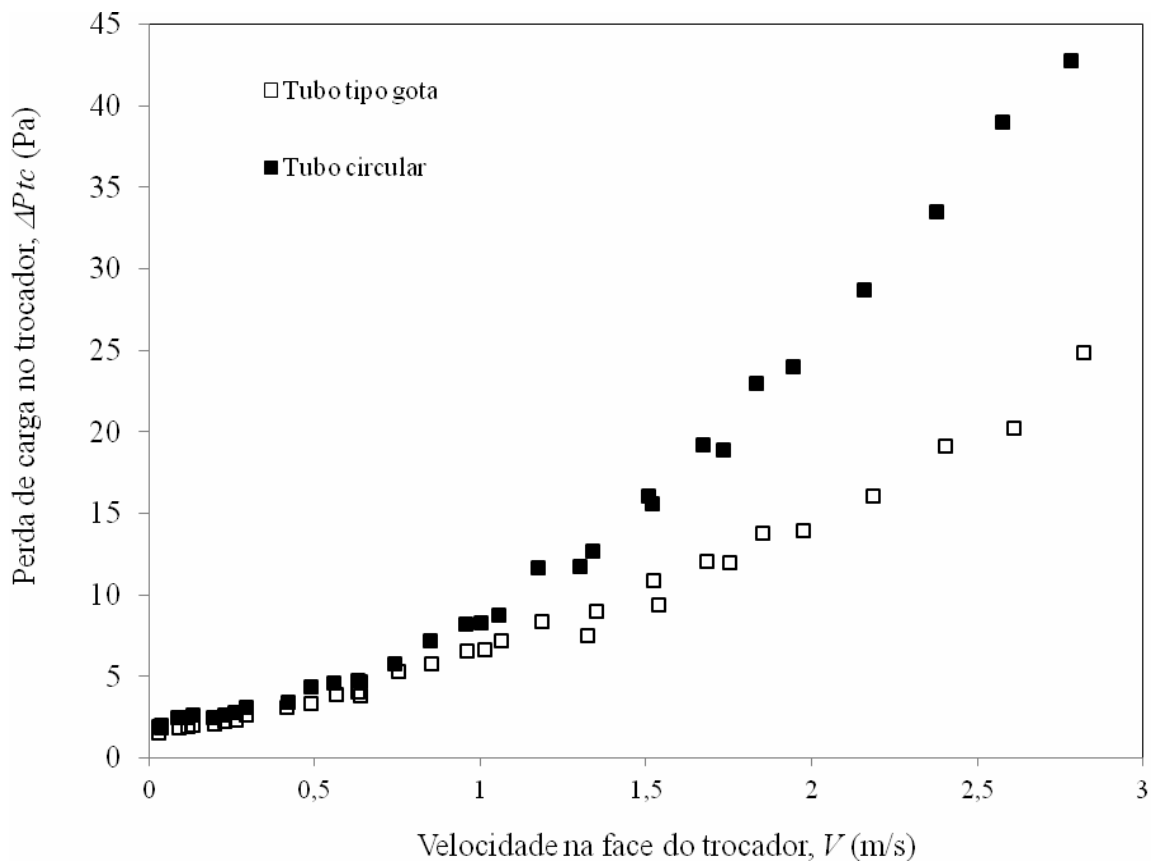


Figura 5.1 - Variação da perda de carga em função da velocidade do ar na face do trocador para os tubos circular e tipo gota.

### 5.3 RESULTADOS PARA O FATOR DE ATRITO

Já o comportamento do fator de atrito,  $f$ , em função do número de Reynolds,  $Re$ , para os trocadores de calor com tubos tipo gota e circular, é mostrado na Fig. (5.2). Os fatores de atrito para ambas as geometrias diminuem com o aumento da velocidade de escoamento e têm um comportamento não linear em função da mudança do regime de escoamento, caracterizada pelo número de Reynolds. Na faixa que compreende um escoamento laminar o fator de atrito é mais elevado e varia de forma mais pronunciada com o  $Re$ . Para a faixa de escoamento de

transição ao turbulento, o fator de atrito assume um comportamento mais estável para ambas as geometrias de tubo, diminuindo seu valor à medida que o  $Re$  aumenta. Pode ser observada uma constante redução do fator de atrito no tubo tipo gota, se comparado com o tubo circular. Isto caracteriza um melhor desempenho hidráulico do tubo tipo gota.

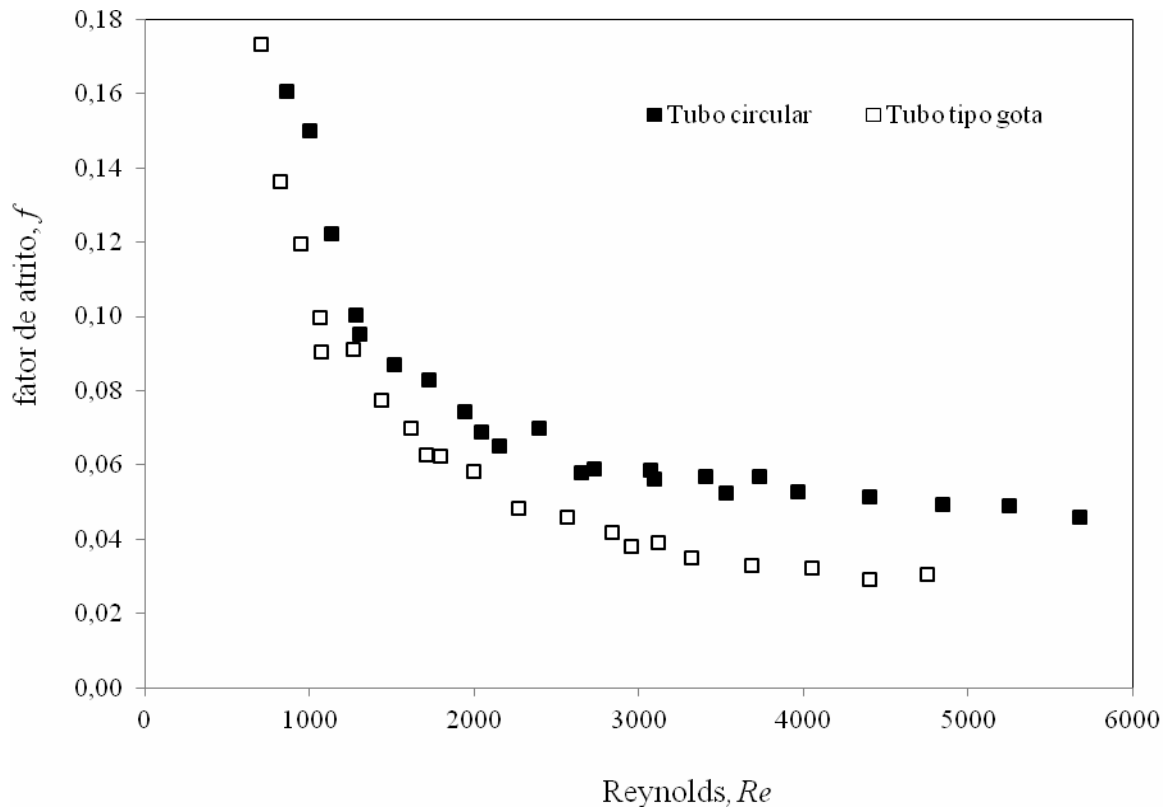


Figura 5.2 - Variação do fator de atrito,  $f$ , em função do número de Reynolds,  $Re$ , para os tubos circular e tipo gota.

#### 5.4 ANÁLISE DA POTÊNCIA DE VENTILAÇÃO

A utilização do tubo tipo gota reduziu a perda de carga, conforme apresentado anteriormente. Então é razoável esperar que ocorra uma redução da potência necessária para ventilação do sistema. Esta seção apresenta uma análise da redução da potência de ventilação para as condições do experimento e uma predição da redução da potência de ventilação para um caso prático, em um túnel de congelamento, utilizando trocadores com tubo tipo gota.

##### 5.4.1 Análise da potência de ventilação nas condições do experimento

A potência de ventilação atribuída ao trocador de calor,  $P_{vent}$ , pode ser obtida através da Eq. (5.2):

$$P_{vent} = \frac{\Delta P Q}{\eta_{vent}} \quad (5.2)$$

onde,  $\Delta P$  é a variação de pressão do sistema ou parte do sistema onde se deseja analisar a potência de ventilação,  $Q$  é a vazão e  $\eta_{vent}$  é o rendimento do ventilador.

Do experimento com os tubos circular e tipo gota tem-se a variação de pressão, no caso  $\Delta P = \Delta P_{tc}$ , e a vazão,  $Q$ . O rendimento do ventilador,  $\eta_{vent}$  é obtido pela curva característica do ventilador obtida experimentalmente, conforme Fig. (5.3). O rendimento foi calculado para um valor intermediário das vazões medidas e foi considerado o mesmo para as demais situações experimentais. Isso porque a variação da vazão no experimento se deu pela variação da rotação, fato que gera variação na curva característica, mas não deve variar o rendimento do ventilador. Assim sendo,  $\eta_{vent} = 0,81$ .

A Fig. (5.4) mostra a variação na potência de ventilação do experimento com os trocadores de calor de tubo circular e tipo gota. A potência de ventilação é apresentada em função da velocidade de escoamento na face do trocador para as duas situações.



Figura 5.3 - Curva característica do ventilador nas condições do experimento.

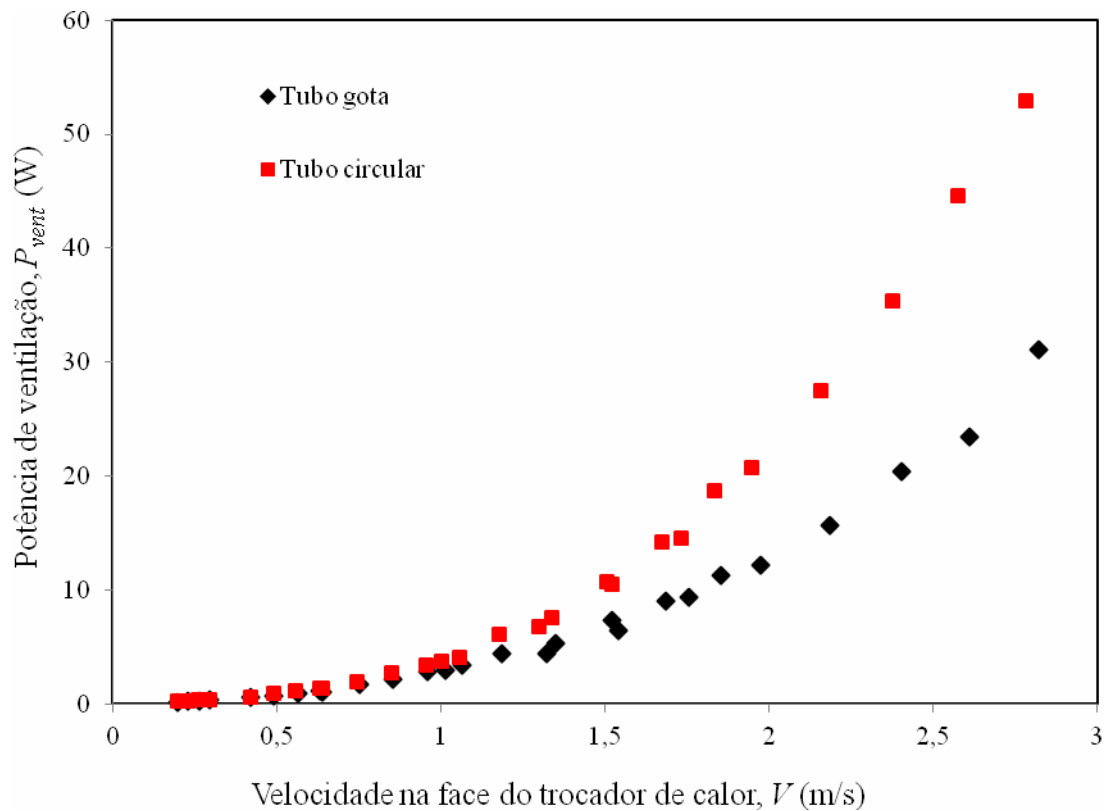


Figura 5.4 - Variação da potência de ventilação com os trocadores de calor com tubo gota e circular.

Nota-se, a partir da Fig. (5.4), que o tubo gota requer uma menor potência de ventilação se comparado ao tubo circular. Constatou-se uma redução média de 25% para os ensaios realizados, chegando a 47% para as maiores velocidades ensaiadas. A diferença da potência de ventilação entre os dois tubos aumenta significativamente com a velocidade.

A potência de ventilação depende da vazão e da perda de carga, e aumenta com o aumento de ambos. Neste caso, a utilização do tubo gota determinou um aumento da vazão em relação ao tubo circular, mas em função da geometria da gota houve uma redução significativa na perda de carga, resultando uma diminuição da potência de ventilação. O Anexo C mostra os resultados obtidos para a potência de ventilação em função dos parâmetros dos experimentos realizados com os dois tipos de trocadores.

#### **5.4.2 Previsão da potência de ventilação em um túnel de congelamento**

Em uma situação prática, de aplicação em túneis de congelamento, ao qual se refere este trabalho, é necessário considerar outros fatores que influenciarão a diferença entre as potências de ventilação para as duas geometrias de tubos.

Para uma avaliação prática da potência de ventilação é necessário fazer relação à pressão total do ventilador e não apenas à diferença de pressão no trocador de calor. Em um túnel de congelamento o ar é bombeado através do trocador de calor e logo deve passar através dos produtos a serem congelados, que geralmente estão dispostos em sistemas de bandejas. Depois disto, o ar deve retornar ao ventilador por dutos laterais ao túnel, conforme Fig. (5.5) e (5.6). Todo este processo gera uma perda de carga que exige uma potência de ventilação muito além da potência necessária no evaporador e esta potência não sofrerá influência da geometria dos tubos. Portanto, é razoável esperar que haja uma redução na potência total de ventilação em uma aplicação prática quando empregado o tubo gota em um túnel de congelamento, porém não nas mesmas proporções do experimento onde é analisado somente o trocador de calor.

Para esta análise prática, foi considerado um modelo de túnel de congelamento aplicado na indústria, configurado conforme as Fig. (5.5) e (5.6). O túnel é equipado com evaporadores de 18 fileiras de tubos e com 18 ventiladores.

A Fig. (5.5) mostra uma vista lateral do túnel de congelamento cujas dimensões de

comprimento e altura, respectivamente, 30000 mm e 15295 mm. É possível observar seis fileiras de ventiladores que geram fluxo de ar através dos evaporadores. Após os evaporadores, observa-se o sistema de bandejas onde são expostos os produtos a serem congelados e através do qual passa o fluxo de ar gerado pelos ventiladores.

A Fig. (5.6) mostra uma vista superior do túnel de congelamento cuja largura é de 14550 mm. Nesta vista pode-se observar três colunas de ventiladores totalizando dezoito. Novamente pode-se observar o fluxo de ar através dos evaporadores e do sistema de bandejas onde são expostos os produtos. Observa-se também nesta vista, os dutos laterais por onde o ar retorna até os ventiladores.

A Fig. (5.7) apresenta a curva característica dos ventiladores do túnel e a Tab. (5.3) apresenta os dados operacionais relativos a estes ventiladores.



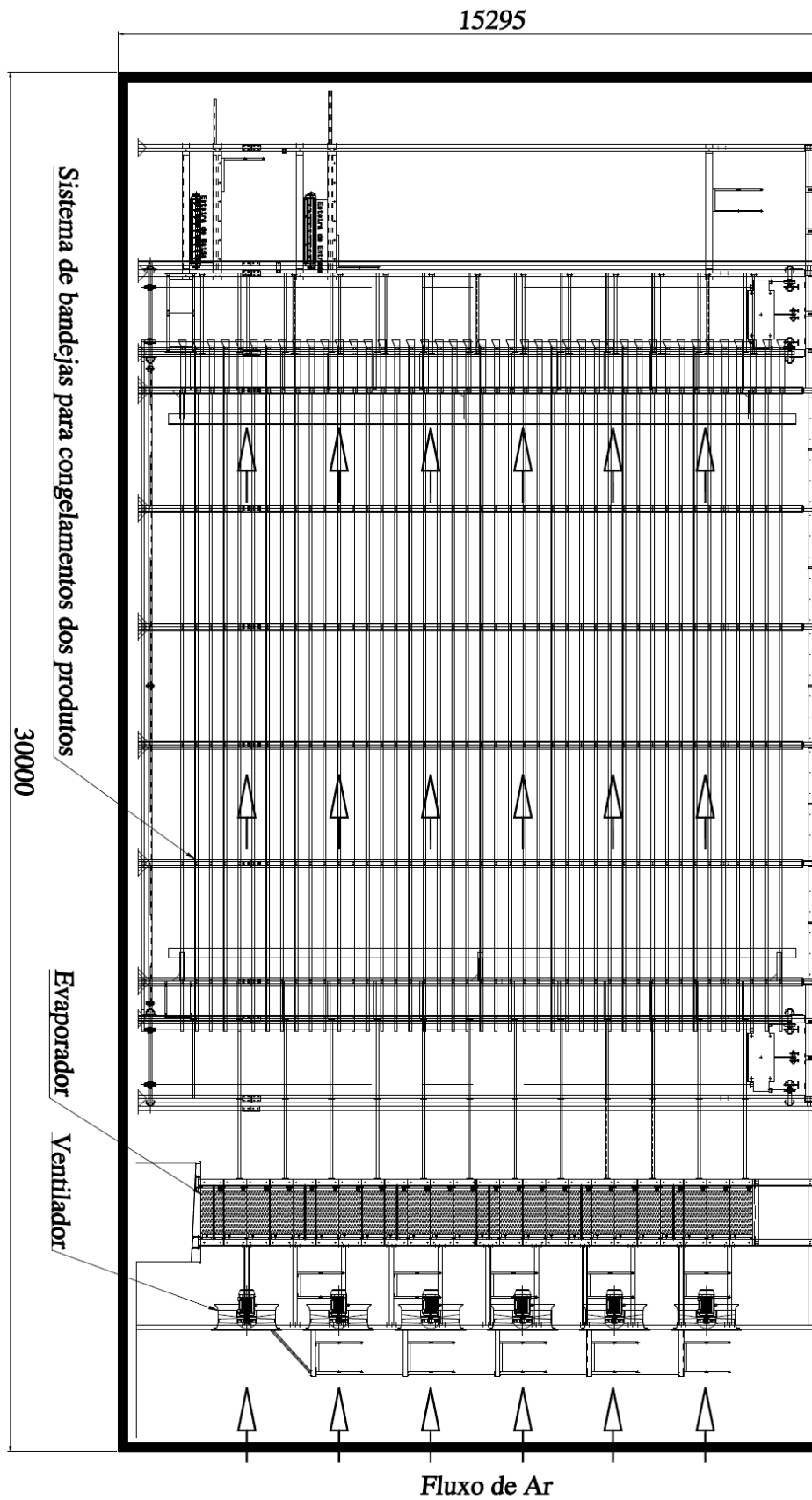


Figura 5.5 - Vista lateral do modelo de túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.

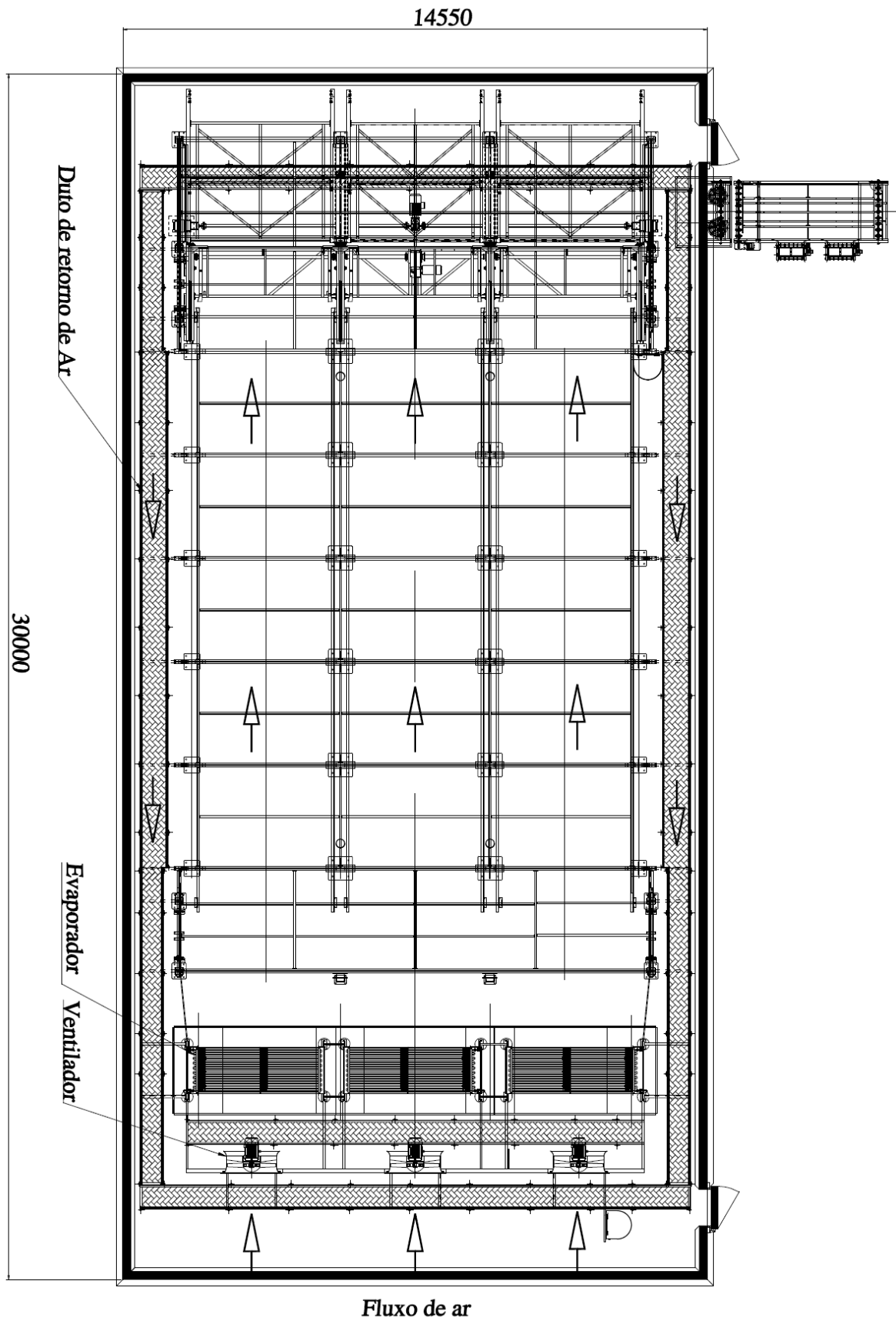


Figura 5.6 - Vista superior do modelo de túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.

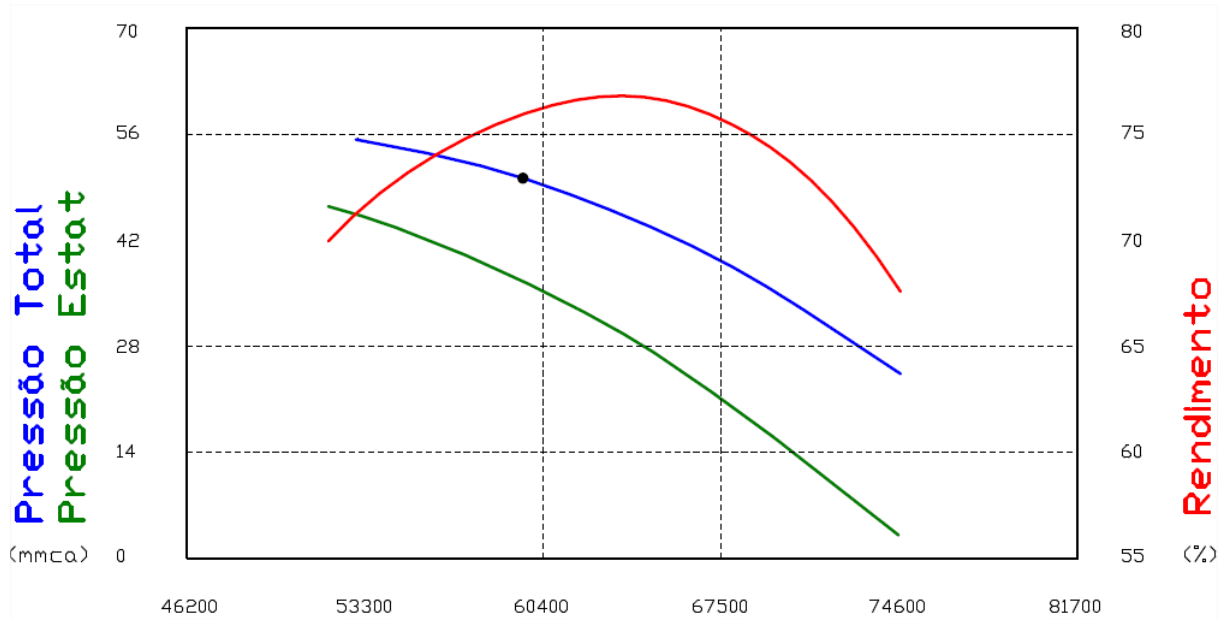


Figura 5.7 - Curva característica do ventilador AVR AL 1250/22 do túnel de congelamento utilizado na análise da potência de ventilação.

Fonte: OTAM Ventiladores Industriais Ltda.

Tabela 5.3 - Especificação dos ventiladores utilizados no túnel de congelamento em análise.

Ventilador OTAM AVR AL 1250/22 Classe I	
Vazão, $Q_{vent\_tunel}$	16,53 m <sup>3</sup> /s
Velocidade na face, $V$	2,87 m/s
Pressão total, $\Delta P_{vent\_tunel}$	474,64 Pa
Rotação	880 rpm
Rendimento, $\eta_{vent\_tunel}$	75,74%
Temperatura de operação	- 36°C
Massa específica do fluido	1,45 kg/m <sup>3</sup>

Para a situação do túnel a velocidade do ar na face do trocador é de 2,87 m/s e esta velocidade é similar aos últimos ensaios com o tubo circular (2,78m/s) e o tubo tipo gota (2,82m/s), conforme os dados dos Anexos A e B. Portanto, para a análise da potência de ventilação em uma situação de aplicação prática em túnel de congelamento, foram utilizados os resultados experimentais da maior vazão testada.

Primeiramente, calcula-se a potência total de ventilação do túnel através da Eq. (5.2)

com os dados da Tab. (5.3) e multiplica-se o resultado pelo número de ventiladores,  $N_{vent} = 18$ . Desta forma, a potência total de ventilação no túnel de congelamento com trocadores de calor de tubos circulares é  $P_{vent\_tunnel\_circ} = 186,45$  kW.

O próximo passo para a análise é calcular a potência de ventilação utilizando os trocadores de calor com tubos tipo gota. Para isso, primeiro se fez uma correção na perda de carga experimental,  $\Delta P_{tc}$ , devido a diferença entre as velocidades de escoamento na face dos trocadores com tubo gota e circular ( $V=2,82$  m/s e  $2,78$  m/s, respectivamente) e a velocidade real no túnel de congelamento ( $V=2,87$  m/s). Esta correção é feita através da Eq. (5.3):

$$\Delta P_{tc} = K \frac{V^2}{2}$$

onde  $K$  é a constante de perda de carga do trocador de calor que é determinada pela situação experimental, e depois usada para corrigir a perda de carga dos trocadores em função da velocidade no túnel de congelamento.

Logo, se converte a perda de carga experimental,  $\Delta P_{tc}$ , relativa ao evaporador com 6 fileiras de tubos, para a situação real no túnel de congelamento,  $\Delta P_{tc\_tunnel}$ , onde os evaporadores têm 18 fileiras de tubos.

Na Tab. (5.4) se encontram os valores destas duas correções realizadas.

Tabela 5.4 - Conversão da perda de carga experimental para a situação prática em túnel de congelamento.

	$\Delta P_{tc}$ (Pa)	$K$	$\Delta P_{tc}$ (Pa) Correção da diferença da velocidade	$\Delta P_{tc\_tunnel}$ (Pa) Correção de 6 para 18 fileiras
Tubo circular	42,76	11,066	45,57	136,71
Tubo gota	24,82	6,24	25,69	77,09
$\Delta P_{tc\_circ} - \Delta P_{tc\_gota}$	17,94		19,88	59,62

A potência de ventilação relativa a cada evaporador do túnel,  $P_{vent\_tc}$ , é então obtida com o dado de  $\Delta P_{tc\_tunnel}$  da Tab. (5.4) e a Eq. (5.2). Para obter a potência total,  $P_{vent\_tc\_tot}$ , basta multiplicar pelo número de ventiladores. Os resultados finais se encontram na Tab. (5.5).

Tabela 5.5 - Potência de ventilação necessária nos evaporadores com tubos circular e tipo gota na condição de operação do túnel de congelamento.

	$P_{vent\_tc}$ (kW)	$P_{vent\_tc\_tot}$ (kW)
Tubo circular	2,98	53,64
Tubo gota	1,68	30,24
$P_{vent\_tc\_tot\_circ} - P_{vent\_tc\_tot\_gota}$		23,40

Conforme a Tab. (5.5) a diferença de potência relacionada aos trocadores de calor com tubos circulares e tipo gota, na condição de operação do túnel de congelamento, é de 23,40 kW. Assim, a potência total que seria requerida no túnel com trocadores de calor de tubos tipo gota, pode ser estimada considerando esta diferença no valor da potência total de ventilação no túnel de congelamento, incluindo trocadores de calor de tubos circulares calculada anteriormente de  $P_{vent\_tunel\_circ} = 186,45\text{kW}$ , ou seja:

$$P_{vent\_tunel\_gota} = P_{vent\_tunel\_circ} - [(P)_{vent\_tc\_tot\_circ} - P_{vent\_tc\_tot\_gota}] \quad (5.4)$$

Assim a potência total de ventilação no túnel com trocadores de calor com tubo tipo gota é de  $P_{vent\_tunel\_gota} = 163,05\text{ kW}$ . Isto representa uma redução de potência de ventilação no túnel de congelamento de 12,55% quando utilizado o tubo tipo gota em relação ao tubo circular.

## 5.5 ANÁLISE DO AJUSTE DE CORRELAÇÕES PARA O FATOR DE ATRITO

O resultado experimental, na forma do fator de atrito, foi comparado com as correlações propostas por Wang, Chi e Chang (2000b), Abu-Madi, Johns e Heikal (1998) e Gray e Webb (1986), as quais foram descritas no capítulo 3, item 3.1.

A comparação entre os resultados experimentais e os teóricos é apresentada através das Fig. (5.8) e (5.9) para os tubos circular e tipo gota, respectivamente. Pode-se observar que as correlações avaliadas se ajustam melhor aos dados experimentais para escoamentos com  $Re \geq 2000$ , embora tenham sido desenvolvidas ambas também para  $Re$  menores. A faixa de escoamento que compreende o regime laminar mostra uma discordância maior das correlações. Nota-se também pelas Fig. (5.8) e (5.9) que as três correlações se ajustam melhor com os dados experimentais do tubo circular, se comparado aos dados experimentais do tubo

gota. Tal resultado é justificado pelo fato que as correlações foram desenvolvidas para tubos circulares.

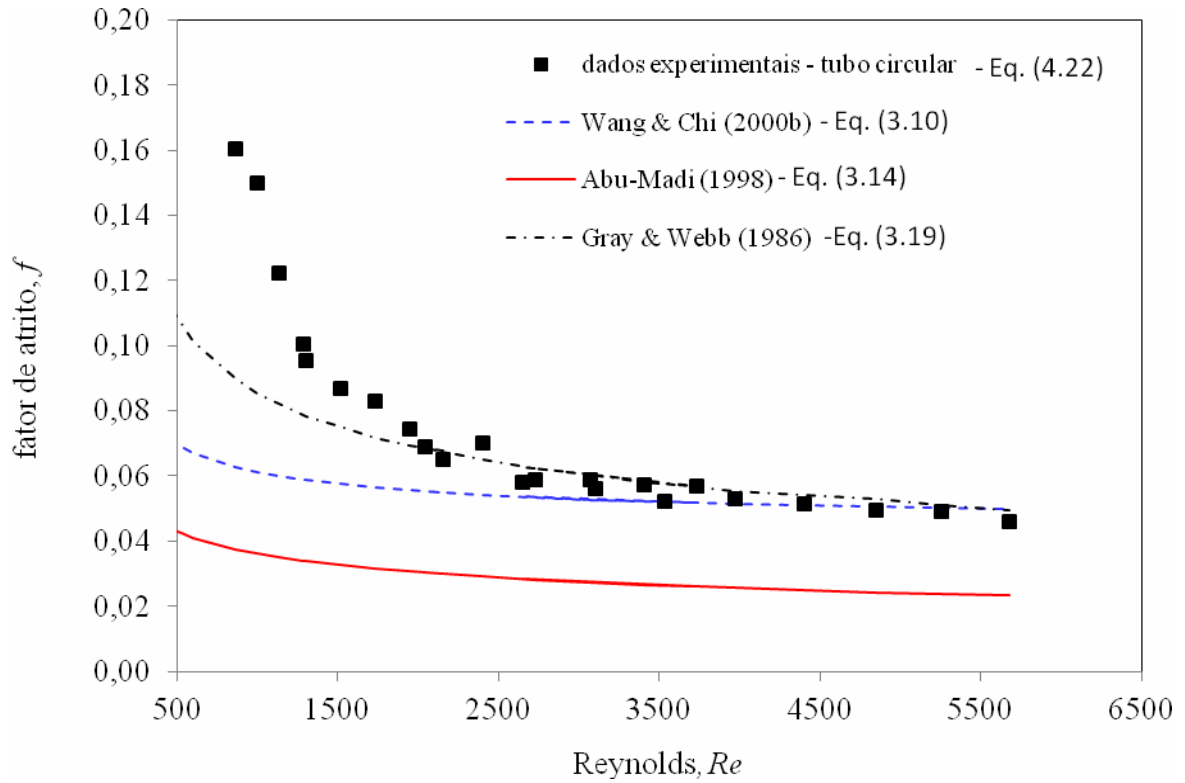


Figura 5.8– Comparação entre os dados de fator de atrito obtidos experimentalmente para o trocador de calor com tubos circulares e os dados teóricos obtidos por diferentes correlações.

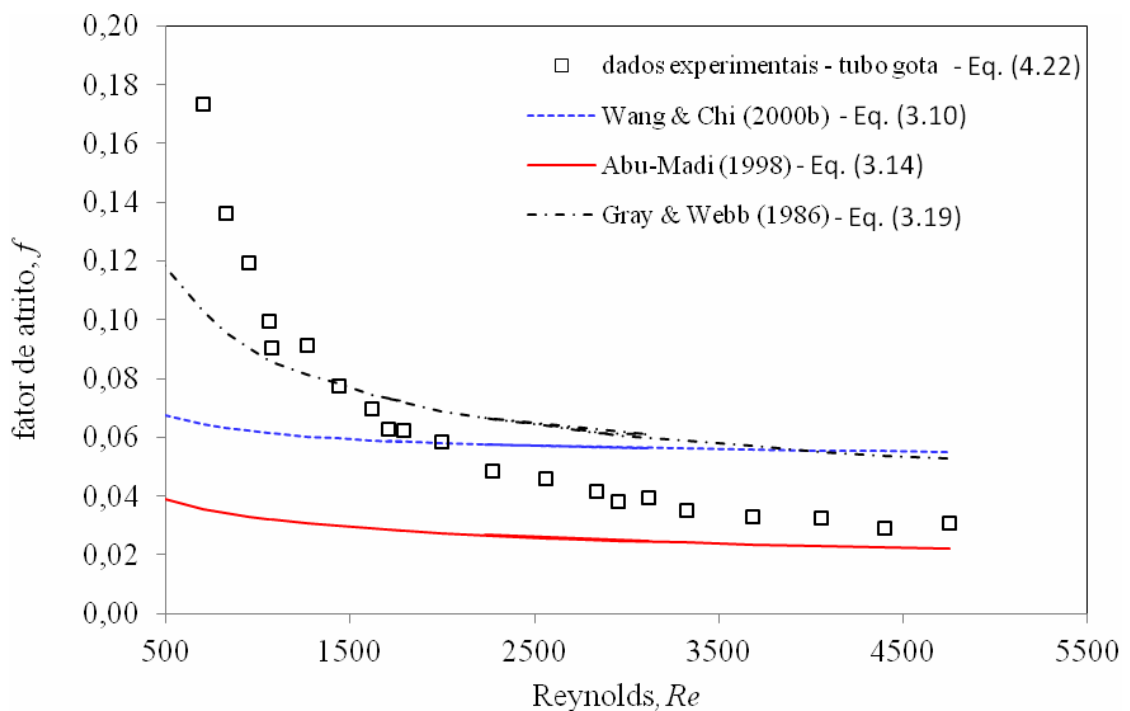


Figura 5.9– Comparação entre os dados de fator de atrito obtidos experimentalmente para o trocador de calor com tubos tipo gota e os dados teóricos obtidos por diferentes correlações.

É importante considerar que as correlações foram desenvolvidas para trocadores de calor tubo-aletados com aletas planas similares aos protótipos analisados e por isso foram selecionadas para uma análise dos resultados. Porém, alguns parâmetros dos protótipos, como  $D_e$ ,  $P_b$ , e  $P_f$ , não são exatamente iguais aos utilizados no desenvolvimento das correlações. Este fato pode levar a uma diferença justificada entre os valores teóricos e experimentais.

A Tab. (5.6) complementa a avaliação do ajuste destas três correlações aos dados experimentais através de dois critérios estatísticos de erros: o *MBE* ou erro médio, que indica a variação dos valores calculados com relação aos medidos, e o *RSME* ou a raiz quadrada do erro quadrático médio, o qual indica a dispersão das predições em relação aos valores medidos. As expressões destes erros são apresentadas nas Eq. (5.4) e (5.5):

$$MBE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{f_{pred_i} - f_{exp_i}}{f_{exp_i}}$$

$$RSME = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{f_{pred_i} - f_{exp_i}}{f_{exp_i}} \right)^2}$$

onde  $f_{exp}$  é o fator de atrito obtido dos experimentos e  $f_{pred}$  é o fator de atrito predito pelas correlações.

Tabela 5.6 - Desvios no fator de atrito para os dois tipos de tubos: comparação entre dados experimentais e teóricos.

	Wang et al (2000b)		Abu-Madi et al (1998)		Gray & Webb (1986)	
Desvio (%)	Tubo circular	Tubo tipo gota	Tubo circular	Tubo tipo gota	Tubo circular	Tubo tipo gota
MBE	- 28,45	- 0,63	- 62,30	- 54,56	- 15,47	+ 14,98
RMSE	+ 40,45	+ 53,76	+ 63,71	+ 58,51	+ 31,71	+ 50,32

Da análise dos valores da Tab. (5.6) verifica-se que a correlação que melhor se ajusta aos dados é a de Gray e Webb, com um erro médio em 15% e a dispersão entre os valores medidos e calculados em 31% para o tubo circular, enquanto que para o tubo tipo gota a dispersão é de 50%. As correlações de Wang et al e Abu Madi et al, apresentam uma dispersão grande para ambas as geometrias. A visualização destes resultados pode-se observar

na Fig. (5.10), em que se vê que grande parte dos dados para as correlações de Gray e Webb e Wang et al, estão na faixa de erros de  $\pm 35\%$ .

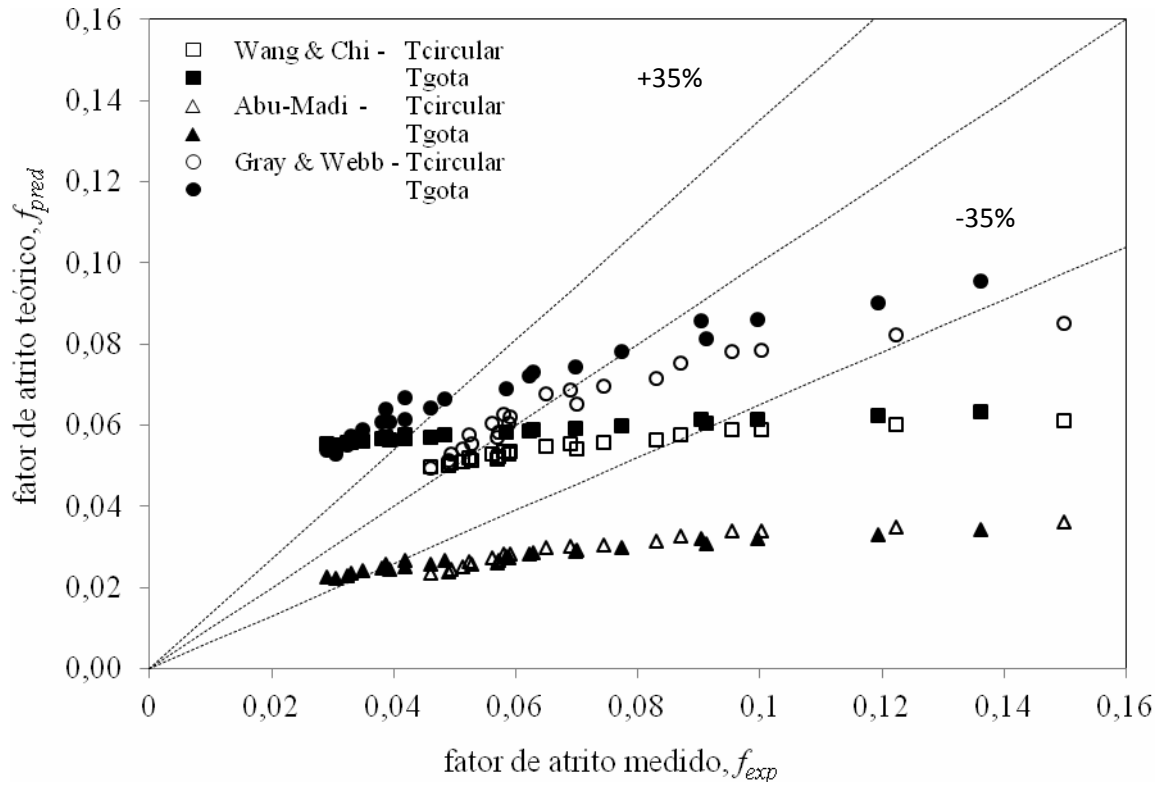


Figura 5.10 - Comparação entre os resultados do fator de atrito experimental,  $f_{exp}$ , e o predito,  $f_{pred}$ , pelas correlações de Wang et al (2000b), Abu-Madi et al (1998) e Gray e Webb (1986).



## 6 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma comparação experimental do comportamento da perda de carga no escoamento do ar para trocadores de calor aletados para dois tipos de geometrias de tubos: o convencional circular e o tipo gota.

A mudança da geometria do tubo gerou mudança também na área da superfície externa e na área de escoamento mínimo do trocador de calor de modo que as duas aumentaram com o uso do tubo tipo gota. Além disso, ocorre uma redução da formação de vórtices atrás dos tubos na direção do escoamento. Por isso, pode-se dizer que a geometria tipo gota tem uma configuração aerodinâmica melhor que a do tubo circular, de modo que é razoável esperar uma redução na força total de arrasto e, portanto, uma redução na perda de carga.

Os resultados obtidos experimentalmente nos ensaios mostraram que o tubo tipo gota tem um desempenho hidráulico superior ao tubo circular. Foi constatada uma redução média de 26% na perda de carga, quando da utilização do tubo tipo gota em comparação ao tubo circular, para os ensaios realizados. Constatou-se também que as vantagens do tubo gota são maiores à medida que aumenta o regime de escoamento, tendo chegado a uma redução de 48% na perda de carga para a maior velocidade de escoamento na face do trocador de calor ensaiada.

Em relação ao fator de atrito, para os ensaios realizados com número de Reynolds de 400 a 5500, foi obtida uma redução média de 16% no tubo tipo gota, se comparado ao tubo circular.

Houve redução da potência de ventilação experimental com a utilização do tubo tipo gota em comparação com o circular. Apesar do aumento na vazão, a significativa redução da perda de carga resultou na redução da potência de ventilação. Quando considerada uma situação prática, constatou-se que os evaporadores com tubo tipo gota geram uma redução da potência total de ventilação no túnel de congelamento analisado de 12,55%.

Entre as correlações analisadas, verificou-se que a correlação que melhor se ajusta aos dados experimentais é a de Gray e Webb (1986) com um erro médio em torno de 15% para ambas as geometrias e a dispersão entre os valores medidos e calculados de 31% para tubos circulares e 50,32 % para os tubos tipo gota. Para o novo modelo analisado a dispersão encontrada é maior e se justifica pelo fato de as correlações terem sido desenvolvidas para

tubos circulares.

## 6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A otimização de trocadores de calor no lado do ar, envolve vários parâmetros geométricos que requerem um amplo e intenso estudo na busca da melhoria da eficiência destes equipamentos ou do equipamento ideal. Sendo assim, ainda há muitos aspectos a serem investigados. Com isso, são sugeridas algumas recomendações para trabalhos futuros:

- Estudar o comportamento da geometria do tubo tipo gota quanto à transferência de calor. Por diminuir a perda de carga, reduzir a formação de vórtices atrás dos tubos na direção do escoamento e aumentar a área externa da serpentina, espera-se um aumento na capacidade de transferência de calor. A comprovação desta teoria através de um estudo experimental ou numérico seria a parte mais importante de continuidade deste trabalho.
- Investigar a influência da variação do ângulo de abertura do tubo de geometria tipo gota, objetivando determinar o ótimo e fazer comparação com outras formas geométricas estudadas, como o tubo elíptico.
- Investigar um maior número de serpentinas com geometrias diferentes das aqui estudadas, e o efeito de parâmetros como espaçamento entre tubos, espaçamento entre aletas, diâmetro de tubos e número de fileiras de tubos.
- Estudar o comportamento hidráulico da nova geometria para regimes de escoamento totalmente turbulentos.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABU MADI, M.; JOHNS, R. A.; HEIKAL, M. R. Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers. **International Journal Refrigeration**, vol. 21, n°7, pp. 507 – 517, 1998.
- ADAMS, V. H.; MARTRO, P. J. Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes. **International Journal Heat Mass Transfer**, vol. 40, pp. 3395 – 3406, 1997.
- ANSI/ASHRAE 51-1999. **Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating**, 1999.
- BIASI, F. A. A. Principais tipos de arrasto nas aeronaves. **AeroDesign Magazine**, Vol 2, n°2, 2010.
- BORCHARDT, I. G.; BRITO, R. M. **Fundamentos de instrumentação para monitoração e controle de processos**. 3ª edição, São Leopoldo, ed. Unisinos, 1999.
- BORDALO, S. N.; SABOYA, F. E. M. Pressure drop coefficients for elliptic and circular sections in one, two and three-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. **Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 21, n° 4, pp. 600 - 610, 1999.
- BRAUER, H. Compact heat exchangers. **Chemical Process Engineering**, pp. 451- 460, 1964.
- BUENO, S. S. **Modelagem de escoamento ao longo de evaporadores de serpentinas com tubos aletados**. Universidade Estadual Paulista. Dissertação de Mestrado, 2004.
- CARVALHO, G. B.; **Estudo experimental do escoamento em torno de cilindros circulares em movimento de rotação**. Universidade Estadual Paulista. Dissertação de Mestrado, 2003.
- ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 3ª edição, São Paulo, ed. McGraw-Hill, 2009.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 1ª edição, São Paulo, ed. McGraw-Hill, 2007.
- GRAY, D.L.; WEBB, R.L. Heat transfer and friction correlations for plate fin-and-tube heat exchangers having plain fins. **Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference**, San Francisco, 1986.
- HORVAT, A.; LESKOVAR, M.; MAVKO B. Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 49, pp. 1027 – 1038, 2005.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4ª edição, Rio de Janeiro, ed. LTC, 1996.

JACOBI, A. M.; PARK, Y.; TAFTI, D.; ZHANG, X. An assessment of the state of the art, and potential design improvements, for flat-tube heat exchangers in air conditioning and refrigeration applications - phase I. **Air Conditioning and Refrigeration Technology Institute**. Mechanical and Industrial Engineering Department, University of Illinois, 2001.

JANG, J. Y.; WU, M. C.; CHANG, W. J. Numerical and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, pp. 3057 - 3066, 1996.

KAYS, V. M.; LONDON, A. **Compact heat exchangers**, 3ª edição, New York, ed. McGraw-Hill, 1984.

KIM, N. H.; YUN, J. H.; WEBB, R. L. Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers. **Transactions of ASME**, vol.119. pp. 560 - 567, 1997.

MAINARDES, R. L. S. **Otimização de trocadores de calor de tubos aletados circulares e elípticos em regime turbulento**. Universidade Federal do Paraná, Tese de Doutorado, 2007.

MATOS, R. S. **Otimização e comparação de desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados**. Universidade Federal do Paraná, Tese de Doutorado, 2003.

PÉREZ, R. B. **Análise experimental da intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos com tubos de geometria elíptica**. EPUSP, Tese de Doutorado, São Paulo, 2001.

ROCHA, L. A. O.; SABOYA, F. E. M.; VARGAS, J. V. C. A. Comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers. **International Journal of Heat Fluid Flow**, vol. 18, pp. 247 - 252, 1997.

SABOYA, S. M.; SABOYA, F. E. M. Experiments on elliptic sections in one and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 24, pp. 67-75, 2001.

SANTOS, A. C. A. E. **Influência de parâmetros geométricos no desempenho termo-hidráulico do lado do ar em serpentinas**. Escola de Engenharia São Carlos da Universidade de São Paulo, Tese de Mestrado, 2005.

SHAH, R. K.; SECULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. New Jersey, USA, ed. John Wiley & Sons, 2003.

SPALDING, D. B.; TABOREK, J. **Heat exchanger design handbook, Part 1**. Heat exchanger theory, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 1.5.1-1 – 1.5.3-13, 1983.

STANESCU, G.; FOWLER, A. J.; BEJAN, A. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, pp. 311 - 317, 1996.

WANG, C. C.; FU, W. L.; CHANG, C. T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol.14, pp. 174 - 186, 1997.

WANG, C. C.; CHI, K. Y. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and tube heat exchangers, Part I: new experimental data. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 43, pp. 2681 - 2691, 2000a.

WANG, C. C.; CHI, K. Y.; CHANG, C. J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: Correlation. **International Journal of Heat Mass Transfer**, vol. 43, pp. 2693 - 2700, 2000b.

WANG, C. C.; CHI, K. Y.; WEBB, R. L. Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 21, pp 218 - 226, 2000c.

WEBB, R.L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers, **Heat Transfer Engineering**, vol. 1, no.3, pp. 33 - 49, 1980.

ZHANG, P.; HRNJAK, P. S. Air-side performance evaluation on three types of heat exchangers in dry, wet and periodic frosting conditions. **International Journal of Refrigeration**, vol.32, pp. 911 - 921, 2009.

**ANEXO A - RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA TROCADOR DE CALOR  
COM TUBO CIRCULAR**

Condição de teste Tab. (4.2)	$A_{boc}$ (m <sup>2</sup> )	$D_{boc}$ (m)	$\Delta P_{boc}$ (Pa)	$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	$V$ (m/s)	$\Delta P_{tc}$ (Pa)	$Re$	$f$
1	0,000520	0,0257	240,53	0,01015	0,028	1,901	57,47	19,90929
			425,12	0,01354	0,038	2,000	76,66	11,77359
2	0,001648	0,0458	232,22	0,03172	0,088	2,456	179,61	2,63442
			417,00	0,04263	0,118	2,434	241,41	1,44511
			523,77	0,04782	0,133	2,588	270,79	1,22136
3	0,003659	0,0683	230,62	0,07042	0,196	2,450	398,76	0,53313
			310,24	0,08180	0,227	2,652	463,19	0,42766
			404,75	0,09354	0,260	2,784	529,64	0,34343
			519,86	0,10609	0,295	3,057	600,74	0,29314
4	0,007870	0,1001	229,89	0,15176	0,422	3,423	859,37	0,16043
			310,58	0,17662	0,491	4,330	1000,12	0,14981
			399,76	0,20056	0,557	4,554	1135,65	0,12221
			509,90	0,22665	0,630	4,774	1283,40	0,10033
			224,05	0,23049	0,640	4,693	1305,18	0,09536
5	0,012095	0,1241	300,77	0,26738	0,743	5,760	1514,05	0,08697
			391,24	0,30522	0,848	7,163	1728,32	0,08301
			496,29	0,34397	0,955	8,155	1947,72	0,07442
			608,00	0,38084	1,058	8,739	2156,52	0,06505
			205,28	0,36074	1,002	8,304	2042,67	0,06889
			282,17	0,42346	1,176	11,620	2397,82	0,06996
6	0,019745	0,1586	365,24	0,48216	1,339	12,695	2730,22	0,05896
			461,68	0,54238	1,507	16,010	3071,25	0,05876
			568,57	0,60210	1,673	19,164	3409,40	0,05708
			682,61	0,65981	1,833	22,939	3736,20	0,05689
			178,69	0,46804	1,300	11,760	2650,29	0,05796
			243,76	0,54735	1,520	15,583	3099,35	0,05617
			316,03	0,62376	1,733	18,846	3532,07	0,05230
7	0,027451	0,1870	398,33	0,70072	1,946	24,013	3967,83	0,05281
			489,37	0,77699	2,158	28,719	4399,71	0,05137
			593,78	0,85608	2,378	33,518	4847,57	0,04939
			696,97	0,92756	2,577	38,993	5252,29	0,04894
			814,38	1,00261	2,785	42,759	5677,26	0,04594

**ANEXO B - RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA TROCADOR DE CALOR  
COM TUBO TIPO GOTA**

Condição de teste Tab. (4.2)	$A_{boc}(m^2)$	$D_{boc}(m)$	$\Delta P_{boc}(Pa)$	$Q (m^3/s)$	$V (m/s)$	$\Delta P_{tc}(Pa)$	$Re$	$f$
1	0,000520	0,0257	248,69	0,01032	0,029	1,535	48,30	18,29047
			442,76	0,01382	0,038	1,856	64,66	12,34430
2	0,001648	0,0458	240,74	0,03230	0,090	1,863	151,13	2,26754
			422,23	0,04290	0,119	1,909	200,72	1,31704
			535,02	0,04834	0,134	1,989	226,14	1,08105
3	0,003659	0,0683	236,66	0,07135	0,198	2,032	333,81	0,50694
			317,34	0,08274	0,230	2,191	387,11	0,40644
			416,58	0,09490	0,264	2,280	444,01	0,32159
			523,20	0,10643	0,296	2,610	497,96	0,29259
4	0,007870	0,1001	226,50	0,15063	0,418	3,096	704,75	0,17330
			310,65	0,17664	0,491	3,346	826,46	0,13623
			410,16	0,20316	0,564	3,882	950,53	0,11947
			512,39	0,22720	0,631	4,048	1063,01	0,09961
5	0,012095	0,1241	223,07	0,22999	0,639	3,764	1076,04	0,09040
			309,84	0,27141	0,754	5,288	1269,84	0,09120
			397,28	0,30758	0,854	5,757	1439,07	0,07732
			501,38	0,34573	0,960	6,567	1617,56	0,06981
			616,02	0,38335	1,065	7,204	1793,56	0,06229
6	0,019745	0,1586	210,41	0,36525	1,015	6,602	1708,89	0,06289
			286,14	0,42644	1,185	8,353	1995,17	0,05837
			370,70	0,48576	1,349	8,966	2272,72	0,04830
			470,99	0,54785	1,522	10,852	2563,20	0,04595
			576,24	0,60616	1,684	12,079	2836,00	0,04179
			698,02	0,66723	1,853	13,756	3121,73	0,03928
7	0,027451	0,1870	185,11	0,47646	1,323	7,490	2229,18	0,04194
			250,10	0,55448	1,540	9,357	2594,21	0,03869
			323,81	0,63144	1,754	11,967	2954,30	0,03816
			409,39	0,71043	1,973	13,896	3323,84	0,03501
			502,63	0,78748	2,187	16,085	3684,37	0,03298
			607,67	0,86605	2,406	19,115	4051,95	0,03240
			716,75	0,94063	2,613	20,222	4400,87	0,02906
835,82	1,01569	2,821	24,819	4752,08	0,03059			

**ANEXO C - RESULTADOS DA POTÊNCIA DE VENTILAÇÃO NAS CONDIÇÕES  
DOS EXPERIMENTOS PARA O TUBO GOTA E TUBO CIRCULAR**

Tubo circular				Tubo gota			
$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$V(\text{m/s})$	$\Delta P_{tc}(\text{Pa})$	$P_{vent}(\text{W})$	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$V(\text{m/s})$	$\Delta P_{tc}(\text{Pa})$	$P_{vent}(\text{W})$
0,0704	0,1956	2,45	0,21	0,0713	0,1982	2,03	0,18
0,0818	0,2272	2,65	0,27	0,0827	0,2298	2,19	0,22
0,0935	0,2598	2,78	0,32	0,0949	0,2636	2,28	0,27
0,1061	0,2947	3,06	0,40	0,1064	0,2956	2,61	0,34
0,1518	0,4216	3,42	0,64	0,1506	0,4184	3,10	0,58
0,1766	0,4906	4,33	0,94	0,1766	0,4907	3,35	0,73
0,2006	0,5571	4,55	1,13	0,2032	0,5643	3,88	0,97
0,2266	0,6296	4,77	1,34	0,2272	0,6311	4,05	1,14
0,2305	0,6403	4,69	1,34	0,2300	0,6389	3,76	1,07
0,2674	0,7427	5,76	1,90	0,2714	0,7539	5,29	1,77
0,3052	0,8478	7,16	2,70	0,3076	0,8544	5,76	2,19
0,3440	0,9555	8,16	3,46	0,3457	0,9604	6,57	2,80
0,3808	1,0579	8,74	4,11	0,3834	1,0649	7,20	3,41
0,3607	1,0020	8,30	3,70	0,3653	1,0146	6,60	2,98
0,4235	1,1763	11,62	6,07	0,4264	1,1846	8,35	4,40
0,4822	1,3393	12,69	7,56	0,4858	1,3493	8,97	5,38
0,5424	1,5066	16,01	10,72	0,5478	1,5218	10,85	7,34
0,6021	1,6725	19,16	14,24	0,6062	1,6838	12,08	9,04
0,6598	1,8328	22,94	18,69	0,6672	1,8534	13,76	11,33
0,4680	1,3001	11,76	6,80	0,4765	1,3235	7,49	4,41
0,5473	1,5204	15,58	10,53	0,5545	1,5402	9,36	6,41
0,6238	1,7327	18,85	14,51	0,6314	1,7540	11,97	9,33
0,7007	1,9464	24,01	20,78	0,7104	1,9734	13,90	12,19
0,7770	2,1583	28,72	27,55	0,7875	2,1875	16,09	15,64
0,8561	2,3780	33,52	35,42	0,8660	2,4057	19,11	20,44
0,9276	2,5765	38,99	44,65	0,9406	2,6129	20,22	23,48
1,0026	2,7850	42,76	52,93	1,0157	2,8214	24,82	31,12