



UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANO  
2015

MAICO JEREMIAS DA SILVA | ANÁLISE HÍBRIDA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA  
TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA EM ALETAS PLANAS

Esta dissertação foi motivada pela ampla aplicação de aletas para processos de transferência de calor, visando maior entendimento das interações entre os parâmetros geométricos, hidrodinâmicos e térmicos, aplicando para isso técnicas numéricas e experimentais.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski

Coorientador: Prof. Dr. Miguel Vaz Junior

Joinville, 2015

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ANÁLISE HÍBRIDA NUMÉRICO-  
EXPERIMENTAL DA TROCA DE  
CALOR POR CONVECÇÃO  
FORÇADA EM ALETAS PLANAS

MAICO JEREMIAS DA SILVA

JOINVILLE, 2015



**MAICO JEREMIAS DA SILVA**

**ANÁLISE HÍBRIDA NUMÉRICO-  
EXPERIMENTAL DA TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO  
FORÇADA EM ALETAS PLANAS**

Dissertação do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski

Co-orientador: Prof. Dr. Miguel Vaz Júnior

**JOINVILLE, SC  
2015**

S586a Silva, Maico Jeremia da

Análise híbrida numérico-experimental da troca de calor por convecção forçada em aletas planas / Maico Jeremia da Silva. – 2015.

139 p. : il. ; 21 cm

Orientador: Paulo Sérgio Berving Zdanski

Coorientador: Miguel Vaz Junior

Bibliografia: 112-117 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Joinville, 2015.

1. Aletas planas. 2. Coeficiente de convecção. 3. Método de volumes finitos.  
4. Método de problemas inversos. 5. Método do enxame de partículas.  
I. Zdanski, Paulo Sérgio Berving. II. Vaz Junior, Miguel. III. Universidade do Estado de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD 620.1 – 23. ed.

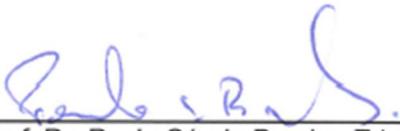
**MAICO JEREMIAS DA SILVA**

**ANÁLISE HÍBRIDA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA TROCA  
DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA EM ALETAS  
PLANAS**

Dissertação apresentada ao curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração “Modelagem e Simulação Numérica”.

**Banca Examinadora**

Orientador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski  
CCT/UDESC

**Membros**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Joel Martins Crichigno Filho  
CCT/UDESC

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Juan Pablo de Lima Costa Salazar  
UFSC

**Joinville, SC, 28/ 07/ 2015**

Dedico este trabalho a minha  
esposa Veridiana e meus pais  
Vera e Lindomar.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha esposa Veridiana que me incentivou durante minha formação acadêmica desde minha graduação até esse momento.

Agradeço ao apoio de meus pais, Vera e Lindomar que desde minha infância me incentivaram a nunca desistir de meus objetivos, e ao apoio e fraternidade de minhas irmãs Flávia e Géssica que compartilharam todas as fases de minha formação.

Agradeço aos meus professores Dr. Gabriel Ivan Medina Tapia e Ms. Juliano W. Fonseca Heidrich, que devido ao grande conhecimento demonstrado durante minha graduação motivaram-me a continuar meus estudos no campo das ciências térmicas.

E finalmente agradeço à UDESC e seus colaboradores, principalmente os professores Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski e Dr. Miguel Vaz Júnior que me orientaram ao longo deste trabalho demonstrando grande domínio nos assuntos abordados, dedicação extrema no auxílio em todas as etapas do estudo e nítido apreço pela grande ciência da engenharia.

“Só podemos melhorar aquilo que  
mensuramos”

William Thomson (Lorde Kelvin)

## RESUMO

Este trabalho analisa os efeitos da velocidade do escoamento de ar e do espaçamento entre aletas no coeficiente de convecção forçada sobre as superfícies de aletas planas. As equações diferenciais que definem a transferência de calor em aletas são discretizadas pela técnica de volumes finitos possibilitando a determinação das características térmicas da aleta, tais como perfil de temperatura, calor transferido e eficiência térmica. A determinação do coeficiente de convecção, parâmetro fundamental para análises térmicas, é realizada mediante a aplicação de um método de otimização heurístico, conhecido como *Método do Enxame de Partículas*, que combina os dados obtidos da análise experimental realizada em túnel de vento com a aproximação numérica da troca de calor na aleta descrita acima.

**Palavras-chave:** Aletas planas. Coeficiente de convecção. Método de volumes finitos. Método de problemas inversos. Método do enxame de partículas.



## ABSTRACT

This work discusses the behaviour of the convection heat transfer coefficient in plane fins with variation of air flow velocity and fin spacing. The differential equation that governs heat transfer in fins is discretized by the finite volume method, which enables computation of the fin thermal characteristics, such as temperature distribution, heat transfer and fin efficiency. The determination of the convection coefficient, important parameter for thermal analysis, is performed by applying a heuristic optimization method, known as *Particle Swarm Optimization*, which combines data measured from experimental analysis conducted in wind tunnel with the aforementioned heat transfer numerical approximation of fins.

**Key-words:** Plane fin. Convection coefficient. Finite volume method. Inverse problem method. Particle swarm optimization.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Dissipador de calor aletado.....	27
Figura 2 - Variação do coeficiente de convecção médio para aletas planas devido espaçamento entre aletas.....	28
Figura 3 - Variação da perda de carga para aletas planas devido espaçamento entre aleta.....	29
Figura 4 - Coeficiente de convecção médio para aleta quadrada em trocador de calor tubular.....	30
Figura 5 - Eficiência térmica da aleta.....	31
Figura 6 - Superfícies dispostas com aletas cilíndricas e retas.....	32
Figura 7 – Trocador de calor tubular com aletas quadradas.....	33
Figura 8 - Tubo aletado com aletas circulares com furações.....	33
Figura 9 - Variação do coeficiente de convecção para aletas perfuradas.....	34
Figura 10 - Variação da perda de carga para aletas perfuradas.....	34
Figura 11 - Microestrutura do alumínio.....	36
Figura 12 - Taxa de transferência de calor para aletas de alumínio e ferro fundido.....	37
Figura 13 – Perfil de temperatura para aletas de alumínio e ferro fundido.....	38
Figura 14 – Efeitos da velocidade no coeficiente de convecção.....	39

Figura 15 – Efeitos da velocidade na perda de carga.....	40
Figura 16 – Arranjo de tubos para ensaio experimental.....	41
Figura 17 – Aletas quadradas aplicadas em tudo.....	41
Figura 18 – Conjunto experimental com medição de perdas pelo isolamento térmico.....	42
Figura 19 – Aleta trapezoidal.....	46
Figura 20 – Volume de controle para balanço de energia.....	47
Figura 21 – Condição de contorno na ponta da aleta.....	50
Figura 22 – Distribuição de temperatura analítica e numérica.....	54
Figura 23 – Curvas do desvio em função do aumento de pontos.....	55
Figura 24 – Fluxograma do algoritmo para a solução do problema inverso.....	56
Figura 25 – Evolução da posição da partícula ao longo das iterações.....	57
Figura 26 – Posição da população de partículas com a evolução das iterações.....	66
Figura 27 – Túnel de vento.....	69
Figura 28 – Anemômetro de fio quente.....	69
Figura 29 – Termopar tipo T.....	70
Figura 30 – Coletor de dados.....	71
Figura 31 – Fonte elétrica de corrente contínua.....	71
Figura 32 – Dimensões do corpo de prova.....	72
Figura 33 – Montagem da aleta com resistência na base.....	73

Figura 34 – Distribuição de pontos medidos.....	76
Figura 35 – Aparato completo utilizado.....	78
Figura 36 – Aleta montada no interior do túnel de vento.....	79
Figura 37 – Aleta montada no interior do túnel de vento com aletas para simular espaçamento.....	80
Figura 38 – Isolamento térmico utilizado na base do aparato.....	81
Figura 39 – Perfis de temperatura para coeficiente de convecção médio e local.....	83
Figura 40 – Perfil de temperatura para velocidade de 5m/s.....	85
Figura 41 – Perfil de temperatura para espaçamento de 6mm.....	87
Figura 42 – Variação do coeficiente de convecção médio para cada velocidade em função do espaçamento.....	92
Figura 43 – Duto não circular.....	94
Figura 44 – Valores para número de Nusselt e Reynolds.....	99
Figura 45 – Eficiência térmica da aleta para cada velocidade em função do espaçamento.....	101
Figura 46 – Análise longitudinal da temperatura.....	102
Figura 47 – Perfil de temperatura com 5m/s (eixo longitudinal).....	103
Figura 48 – Esquema da aleta para balanço de energia.....	105



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condutividade térmica de metais para fabricação de aletas.....	35
Tabela 2 – Dados de entrada para cálculo da distribuição de temperatura na aleta.....	52
Tabela 3 – Distribuição de temperatura na aleta (soluções analítica e numérica).....	53
Tabela 4 – Dados iniciais do problema inverso para coeficiente de convecção médio.....	62
Tabela 5 – Resultados com a solução inversa para coeficiente de convecção médio.....	63
Tabela 6 – Dados para validação do problema inverso com coeficiente de convecção local em função da temperatura.....	64
Tabela 7 – Resultados com a solução inversa para coeficiente de convecção local.....	65
Tabela 8 – Características dos equipamentos e materiais.....	68
Tabela 9 – Dados de entrada para dimensionamento da resistência.....	74
Tabela 10 – Características elétricas do fio de nicromo.....	74
Tabela 11 – Características da resistência utilizada no ensaio.....	75
Tabela 12 – Variações de ensaios para geometria e escoamento.....	82
Tabela 13 – Temperaturas medidas para 04 espaçamentos com velocidade de 5m/s.....	85

Tabela 14 – Temperaturas medidas para 04 velocidades com espaçamento de 6mm.....	87
Tabela 15 – Coeficientes de convecção médios.....	90
Tabela 16 – Coeficiente de convecção médio para equação analítica proposta.....	91
Tabela 17 – Números de Nusselt .....	95
Tabela 18 – Números de Reynolds .....	97
Tabela 19 – Eficiência térmica da aleta.....	99
Tabela 20 – Eficiência térmica conforme equação analítica e desvio da solução numérica.....	100
Tabela 21 – Temperaturas medidas longitudinalmente.....	104
Tabela 22 – Coeficiente de convecção médio por região.....	104
Tabela 23 – Balanço de energia.....	107

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Área superficial da aleta [m <sup>2</sup> ]
$A$	Área transversal do duto de escoamento [m <sup>2</sup> ]
$c$	Comprimento do duto de escoamento [m]
$C$	Comprimento do fio da resistência [m]
$dh$	Diâmetro hidráulico [m]
$e$	Espaçamento da aleta [mm]
$E_{aleatório}$	Erro aleatório
$E_{escala}$	Erro de escala
$E_{máx}$	Erro máximo da medição
$E_{numérico}$	Erro numérico
$E_{sistemático}$	Erro sistemático
$g_0$	Função objetivo
$\bar{h}$	Coefficiente de convecção médio [W/m <sup>2</sup> .K]
$h(i)$	Coefficiente de convecção local [W/m <sup>2</sup> .K]
$I$	Corrente elétrica [A]
$IM$	Incerteza de medição
$k_{ar}$	Condutividade térmica do ar [W/m.K]
$k_{mat}$	Condutividade térmica do material [W/m.K]
$l$	Comprimento da aleta [m]

$L$	Altura da aleta [m].
$n$	Número de pontos
$np$	Número de partículas
$Nu$	Número de Nusselt
$p$	Passo da aleta [m]
$P$	Potência elétrica [W]
$P_m$	Perímetro da superfície molhada do duto de escoamento [m]
$pr$	Perímetro transversal da aleta exposto ao escoamento [mm]
$q''_{cond}$	Fluxo de calor por unidade de área trocado pela aleta por condução [W/m <sup>2</sup> ]
$q''_{conv}$	Fluxo de calor por unidade de área trocado pela aleta por convecção [W/m <sup>2</sup> ]
$q'_{máximo}$	Fluxo de calor máximo teórico por unidade de comprimento trocado pela aleta [W/m]
$q'_{real}$	Fluxo de calor real por unidade de comprimento trocado pela aleta [W/m]
$R$	Resistência elétrica do aquecedor [ $\Omega$ ]
$Re$	Número de Reynolds
$RE$	Repetitividade
$t$	Espessura da aleta [m]
$t_{student}$	Coefficiente de <i>Student</i>

$T_d$	Tendência
$T_f$	Temperatura de mistura [K]
$T_i$	Temperatura superficial da aleta [K]
$T_{res}$	Temperatura na superfície da resistência [K]
$T_{viz}$	Temperatura na vizinhança da resistência [K]
$T_\infty$	Temperatura ambiente [K]
$v$	Velocidade do escoamento [m/s]
$V$	Tensão elétrica [V]
$VM$	Valor medido
$VR$	Valor de referência
$VVC$	Valor verdadeiro convencional
$w$	Largura da base das aletas [m]
$\delta x$	Distância entre os pontos centrais do volume de controle [m]
$\Delta T$	Variação de temperatura entre dois pontos [K]
$\Delta s$	Comprimento da superfície do volume de controle exposta ao escoamento [m]
$\Delta x$	Tamanho do volume de controle [m]
$\eta$	Eficiência da aleta
$\nu$	Viscosidade cinemática do ar [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Resistividade do material [ $\Omega$ /m]

$\rho_{ar}$	Massa específica do ar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Desvio padrão da média
$\varphi_1$	Parâmetro cognitivo
$\varphi_2$	Parâmetro social
$\varphi_g$	Função objetivo normalizada
$\omega$	Parâmetro de inércia

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>25</b>
1.1	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	26
1.2	REVISÃO DA LITERATURA.....	26
<b>1.2.1</b>	<b>Parâmetros dimensionais da aleta.....</b>	<b>27</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Tipos de aletas e particularidades geométricas.....</b>	<b>31</b>
<b>1.2.3</b>	<b>Material de fabricação da aleta.....</b>	<b>35</b>
<b>1.2.4</b>	<b>Velocidade do escoamento.....</b>	<b>38</b>
<b>1.2.5</b>	<b>Metodologias experimentais utilizadas.....</b>	<b>40</b>
<b>1.2.6</b>	<b>Métodos de otimização.....</b>	<b>43</b>
<b>2</b>	<b>SOLUÇÃO NUMÉRICA DO PROBLEMA DIFUSIVO.....</b>	<b>46</b>
2.1	DISCRETIZAÇÃO PELA TÉCNICA DE VOLUMES FINITOS.....	47
2.2	VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA DO PROBLEMA DIFUSIVO.....	51
<b>3</b>	<b>MÉTODO DE SOLUÇÃO DE PROBLEMA INVERSO.....</b>	<b>56</b>
3.1	IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO INVERSO.....	57
3.2	VALIDAÇÃO DO MÉTODO INVERSO.....	61
<b>3.2.1</b>	<b>Coefficiente de convecção médio.....</b>	<b>62</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Coefficiente de convecção local.....</b>	<b>64</b>

<b>4</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>67</b>
4.1	MATERIAIS.....	67
<b>4.1.1</b>	<b>Aleta.....</b>	<b>72</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Resistência de aquecimento.....</b>	<b>73</b>
4.2	MÉTODOS.....	76
4.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	82
<b>4.3.1</b>	<b>Análise do perfil de temperatura em função do espaçamento.....</b>	<b>84</b>
<b>4.3.2</b>	<b>Análise do perfil de temperatura em função da velocidade.....</b>	<b>86</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>89</b>
5.1	COEFICIENTE DE CONVECÇÃO.....	90
<b>5.1.1</b>	<b>Análise adimensional do coeficiente de convecção médio.....</b>	<b>93</b>
5.2	EFICIÊNCIA TÉRMICA DA ALETA.....	98
5.3	BALANÇO DE ENERGIA.....	102
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>109</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>112</b>
	<b>APÊNDICE A - Resultados das medições de temperaturas.....</b>	<b>118</b>
	<b>APÊNDICE B – Perfis de temperatura em função do espaçamento.....</b>	<b>129</b>
	<b>APÊNDICE C – Perfis de temperatura em função da velocidade.....</b>	<b>122</b>
	<b>APÊNDICE D – Perfis de temperatura análise longitudinal da aleta.....</b>	<b>125</b>

<b>APÊNDICE E – funções para determinação das propriedades do fluido.....</b>	<b>128</b>
<b>APÊNDICE F – Cálculo de erros.....</b>	<b>129</b>



## 1 INTRODUÇÃO

A determinação dos parâmetros geométricos e hidrodinâmicos de trocadores de calor aletados é uma etapa fundamental para garantir o melhor desempenho do sistema térmico projetado, bem como é item influente no resultado do custo benefício de fabricação destes dispositivos (DIANI *et al.*, 2013).

A necessidade de desenvolvimento de metodologias de solução para prever o comportamento de sistemas térmicos aletados é fator motivador à pesquisa de novas técnicas que utilizem ferramentas numéricas simplificadas fundamentadas na análise experimental.

Destaca-se dentre os parâmetros com grande interesse de determinação, o coeficiente de convecção forçada, que é influenciado por diversas variáveis do escoamento e da geometria.

Neste estudo foi adotada uma metodologia híbrida numérico-experimental para determinar o coeficiente de convecção forçada a partir de um método inverso.

Primeiramente foi realizada a discretização das equações com a técnica de volumes finitos buscando a solução direta das equações de transferência de calor para aleta em regime permanente (problema difusivo). Num segundo momento foi empregada uma análise experimental para determinar a temperatura num número finito de pontos sobre uma aleta submetida a um escoamento forçado em um túnel de vento. Por fim, foi aplicado o método de otimização heurístico conhecido como Método do Enxame de Partículas – *PSO (Particle Swarm Optimization)* para determinar o coeficiente de convecção na superfície da aleta.

## 1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

Os principais objetivos deste trabalho foram:

- Aplicar uma metodologia experimental para a medição da temperatura superficial das aletas em túnel de vento;
- Solucionar numericamente as equações de governo empregando a técnica de volumes finitos para discretização das equações combinado com a aplicação de um método de solução de problemas inversos para a determinação do coeficiente de convecção baseado no método de otimização *PSO (Particle Swarm Optimization)*;
- Investigar a influência do espaçamento entre aletas e da velocidade do escoamento de ar sobre o campo térmico em uma aleta aquecida (mais especificamente, avaliar os efeitos no coeficiente de convecção e eficiência da aleta).

## 1.2 REVISÃO DA LITERATURA

Existe uma ampla aplicação de superfícies estendidas em sistemas térmicos, podendo ser empregadas na indústria aeroespacial, eletrônica, sistemas de condicionamento de ar, indústria mecânica, naval e nuclear, dentre outras (DIANI *et al.*, 2013); (CHEN *et al.*, 2013); (LIENHARD *et al.*, 2004); (ROHSENOW *et al.*, 1998). A importância do aperfeiçoamento das técnicas de projeto deste componente (aleta) tem motivado inúmeros estudos para obtenção de maior conhecimento do comportamento térmico e hidrodinâmico e com isso possibilitar projetos de geometrias mais eficientes.

O emprego de métodos numéricos para a determinação dos efeitos térmicos e hidrodinâmicos em aletas têm sido amplamente explorado devido ao menor custo e tempo de obtenção dos resultados quando comparado à análise puramente experimental.

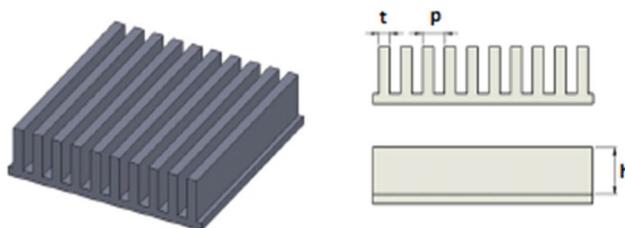
Por outro lado, a análise experimental ainda é uma ferramenta bastante utilizada para fins de validação dos resultados numéricos obtidos (ZDANSKI *et al.*, 2014); (CHEN *et al.*, 2007); (DIANI *et al.*, 2013); (MANCIN *et al.*, 2010); (YUAN *et al.*, 2012); (SAJEDI *et al.*, 2015); (JOUHARA *et al.*, 2009).

No estudo do desempenho de aletas é necessário ressaltar que diversos parâmetros podem ser manipulados tendo interdependência entre si, ou seja, quando é projetado um trocador de calor busca-se a maior eficiência possível do sistema no campo térmico e hidrodinâmico.

### 1.2.1 Parâmetros dimensionais da aleta

É importante destacar que em vários trabalhos na literatura tem-se estudado os efeitos dos parâmetros dimensionais, tais como espessura, altura e espaçamento entre aletas (DIANI *et al.*, 2013); (CHEN *et al.*, 2013); (WU *et al.*, 2011); (DAUNER, 2014); (SAJEDI *et al.*, 2015). Estes autores estudaram os efeitos destes parâmetros, sendo verificado que o espaçamento entre aletas se apresenta como o parâmetro geométrico com maior efeito no campo térmico e hidrodinâmico.

Figura 1 - Dissipador de calor aletado

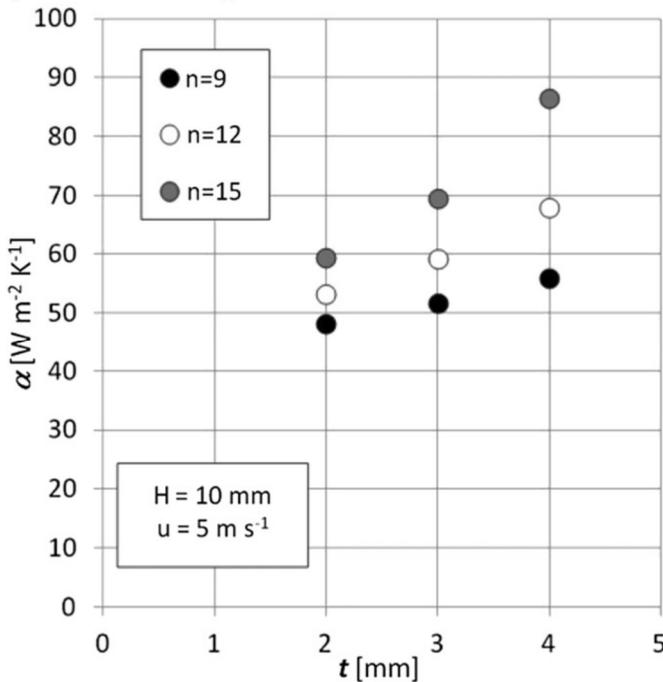


Fonte: Diani, et al., 2013

O trocador de calor da figura 1 apresenta aletas planas paralelas com seção uniforme estudado por DIANI *et al.*, (2013). Neste estudo foram avaliados os efeitos da variação da espessura ( $t$ ), do passo ( $p$ ) e da altura da aleta ( $h$ ) sobre a transferência de calor e a perda de carga do sistema.

Segundo os resultados de DIANI *et al.*, (2013), que investigaram aletas planas submetidas a escoamento turbulento, o aumento do número de aletas aumenta o coeficiente de convecção médio devido o aumento da turbulência do escoamento, conforme mostrado na figura 2.

Figura 2 – Variação do coeficiente de convecção médio para aletas planas devido espaçamento entre aletas

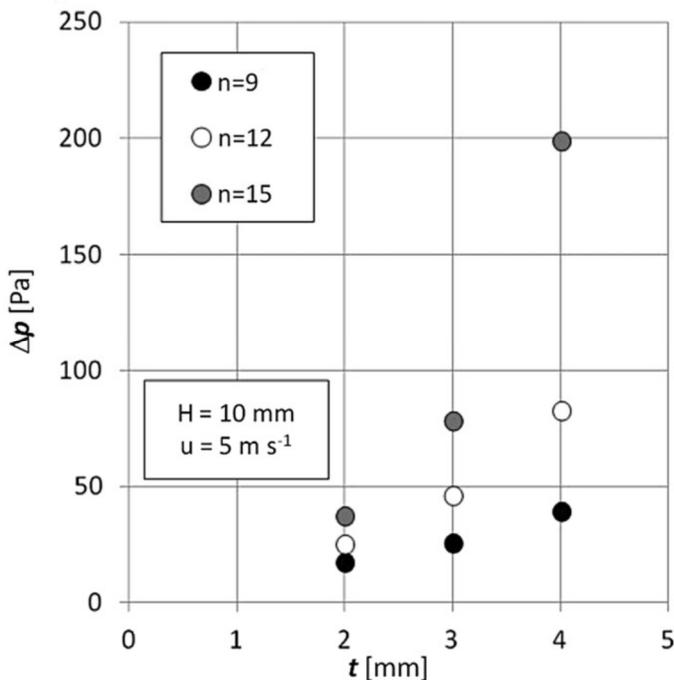


Fonte: Diani, *et al.*, 2013

Devido ao aumento da turbulência provocado pelo maior número de aletas, segundo os resultados de DIANI *et al.*, (2013), também ocorre o aumento da perda de carga (figura 3). Outra constatação observada nas figuras 2 e 3 deve-se ao acréscimo do coeficiente de convecção e da perda de carga com o aumento da espessura da aleta.

Finalmente, é importante destacar que para investigar o comportamento do coeficiente de convecção e a perda de carga em superfícies aletadas, DIANI *et al.*, (2013) empregaram uma solução numérica utilizando o software comercial *COMSOL Multiphysics* em conjunto com testes experimentais em um corpo de prova.

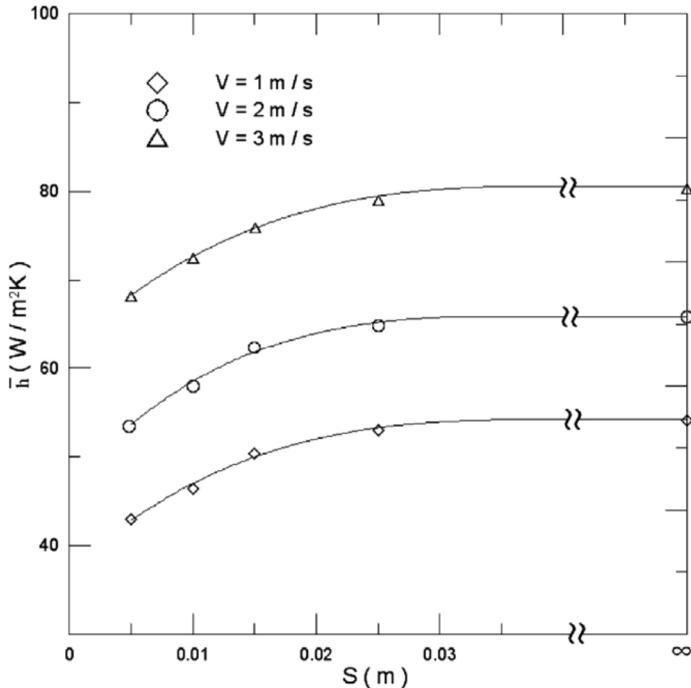
Figura 3 – Variação da perda de carga para aletas planas devido espaçamento entre aletas



Fonte: Diani, *et al.*, 2013

CHEN *et al.*, (2007) estudaram numérica e experimentalmente o comportamento térmico de aletas planas dispostas sobre um trocador de calor em função do espaçamento e velocidade. Foi constatado por estes autores que o coeficiente de convecção médio para este tipo de arranjo de aletas aplicado a trocadores de calor tubulares aumenta com o aumento do espaçamento até um valor limite conforme figura 4. O aumento da velocidade, conforme efeito físico esperado, produz um maior coeficiente de convecção.

Figura 4 – Coeficiente de convecção médio para aleta quadrada em trocador de calor tubular

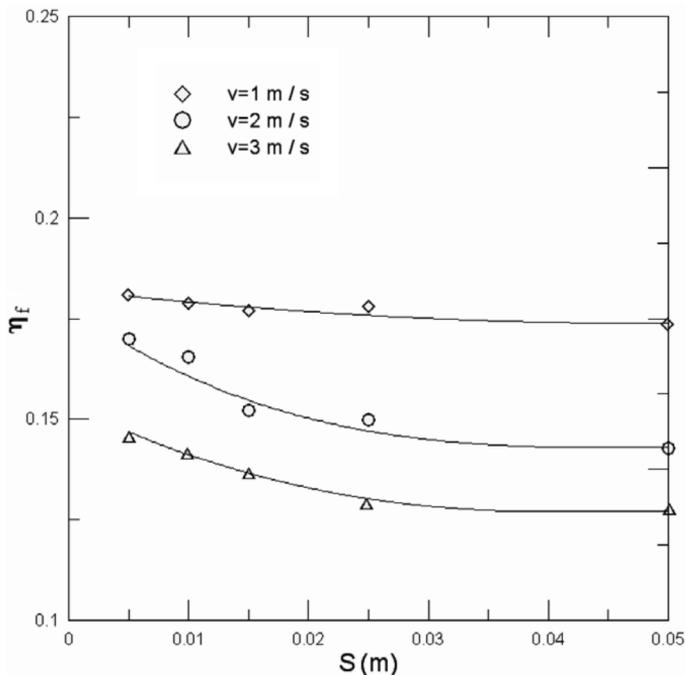


Fonte: Chen, *et al.*, 2007

Ainda segundo CHEN *et al.*, (2007), a eficiência térmica da aleta é afetada pelo espaçamento, indicando redução

da eficiência da aleta com o aumento do espaçamento. A figura 5 apresenta esse comportamento conforme resultados obtidos neste estudo.

Figura 5 – Eficiência térmica da aleta

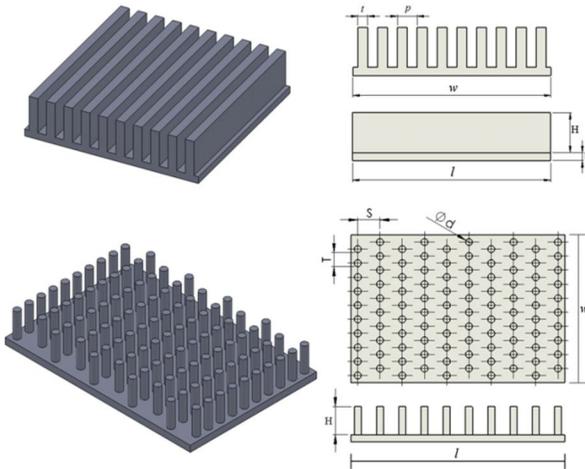


Fonte: Chen, *et al.*, 2007

## 1.2.2 Tipos de aletas e particularidades geométricas

O estudo de superfícies estendidas pode ainda abordar a pesquisa dos diversos fatores geométricos, a saber, diferentes perfis de aletas e alterações geométricas nos perfis. Dentro desta linha destaca-se novamente o trabalho de DIANI *et al.*, (2013) que apresentaram em seu estudo uma superfície composta por aletas planas paralelas e também aletas tipo pino cilíndricas conforme figura 6.

Figura 6 - Superfícies dispostas com aletas cilíndricas e retangulares

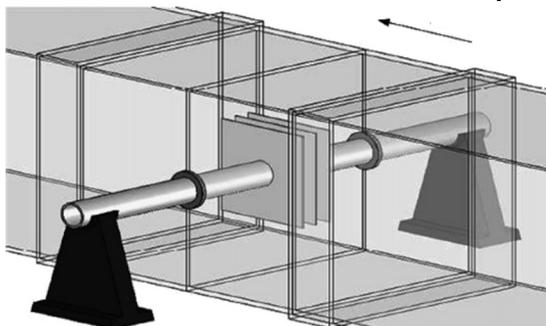


Fonte: Diani, *et al.*, 2013

Outros estudos avaliam a influência da variação da seção da aleta, principalmente em aletas planas paralelas, como aquelas com formato trapezoidal. Nesta linha, MOREGA e BEJAN (1994) avaliaram os efeitos deste perfil através de dois modelos numéricos, bidimensional e tridimensional, e constataram que o perfil trapezoidal tem maior eficiência térmica devido a uma maior uniformidade do perfil de temperatura quando comparado com aletas com seção uniforme.

CHEN *et al.* (2007) avaliaram aletas quadradas aplicadas radialmente em trocadores de calor tubulares, conforme figura 7. É importante destacar que os resultados obtidos por estes autores já foram discutidos na seção 1.2.1.

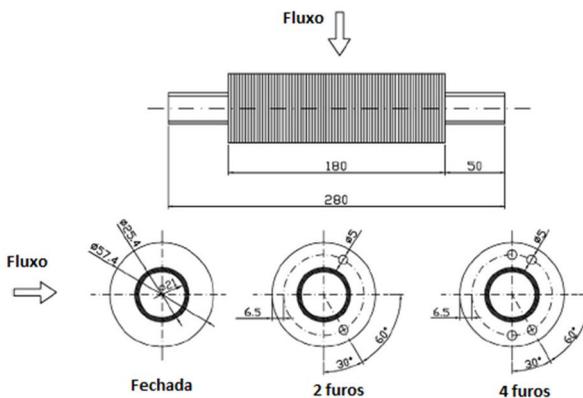
Figura 7 – Trocador de calor tubular com aletas quadradas



Fonte: Chen, *et al.*, 2007

Em outro estudo experimental, LEE *et al.* (2012) analisaram aspectos térmicos e hidrodinâmicos para aletas circulares dispostas em tubos aletados, com perfurações nas aletas, sendo testadas aletas com 2 e 4 furos, conforme figura 8.

Figura 8 – Tubo aletado com aletas circulares com furações

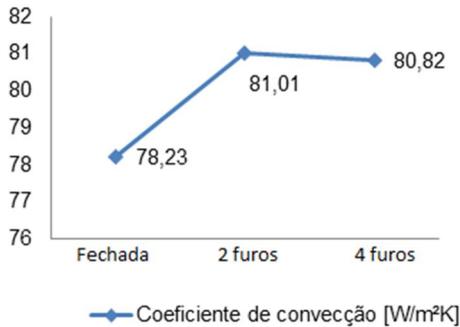


Fonte: Lee *et al.*, 2012

Os resultados obtidos com os ensaios de LEE *et al.* (2012) demonstram que ocorre um incremento do coeficiente

de convecção médio em 3,55% e 3,31%, para aletas com 2 e 4 furos respectivamente, conforme figura 9.

Figura 9 – Variação do coeficiente de convecção para aletas perfuradas



Fonte: Lee *et al.*, 2012

Por outro lado, segundo os mesmos autores, a queda de pressão, também para 2 e 4 furos, apresenta acréscimos de 0,68% e 2,08%, respectivamente, conforme mostra a figura 10.

Figura 10 – Variação da perda de carga para aletas perfuradas



Fonte: Lee *et al.*, 2012

### 1.2.3 Material de fabricação da aleta

O material da aleta tem grande influência na taxa de transferência de calor e, conseqüentemente, na eficiência da aleta. Os metais são amplamente utilizados para a confecção de aletas visto que são materiais providos de alta condutividade térmica. Quase todo metal pode ser usado para a fabricação de aletas, porém destaca-se a grande utilização do cobre, alumínio e ferro fundido.

A tabela 1 apresenta valores da condutividade térmica para os materiais metálicos mais utilizados na fabricação de aletas (GUESSER *et al.*, 2005); (ÇENGEL *et al.*, 2012).

Tabela 1 – Condutividade térmica de metais para fabricação de aletas

<b>Material</b>	<b>Ferro Fundido cinzento</b>	<b>Alumínio</b>	<b>Cobre</b>
<b>Coefficiente de condutividade térmica [W/m.K]</b>	47	236	401

Fonte: compilado de Guesser *et al.*, 2005 e Çengel *et al.*, 2012

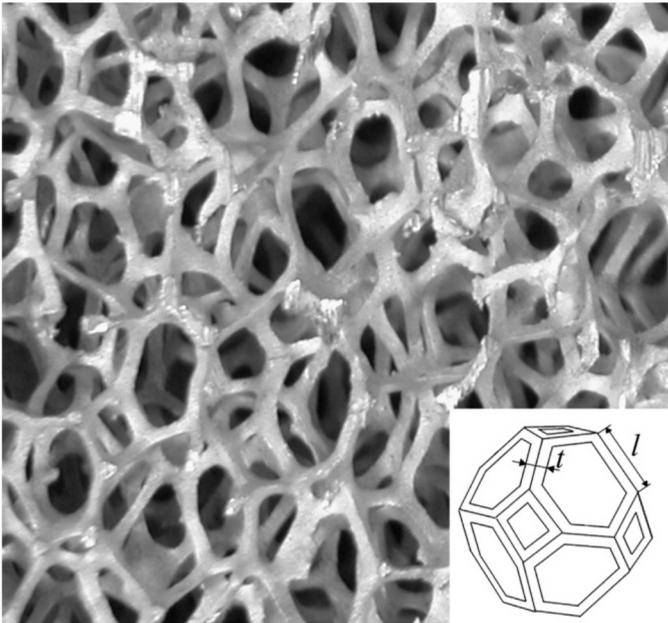
Industrialmente é sempre importante considerar a funcionalidade, eficiência e custo-benefício do elemento projetado. Cita-se como exemplo o cobre que tem coeficiente de condutividade térmica quase 10 vezes maior que o ferro fundido, porém com custo muito mais elevado. Outros itens como composição química, formação microestrutural e forma de obtenção da peça (processo produtivo) têm influência no coeficiente de condutividade térmica do material.

Conforme PIESKE *et al.* (1980), o coeficiente de condutividade térmica do ferro fundido cinzento (material que foi utilizado para o presente estudo) diminui na ordem de 2,5% com o aumento da temperatura em 100 K. Por outro lado, as

condições da microestrutura do material também contribuem para a variação do coeficiente de condutividade térmica (esta propriedade diminui com o aumento da quantidade de perlita e cementita e aumenta com a quantidade de ferrita e grafita).

MANCIN *et al.*, (2010) apresentaram uma análise dos efeitos da porosidade microestrutural do alumínio na taxa de transferência de calor em aletas. A figura 11 apresenta uma imagem da microestrutura porosa do alumínio avaliado por MANCIN *et al.*, (2010).

Figura 11 – Microestrutura do alumínio



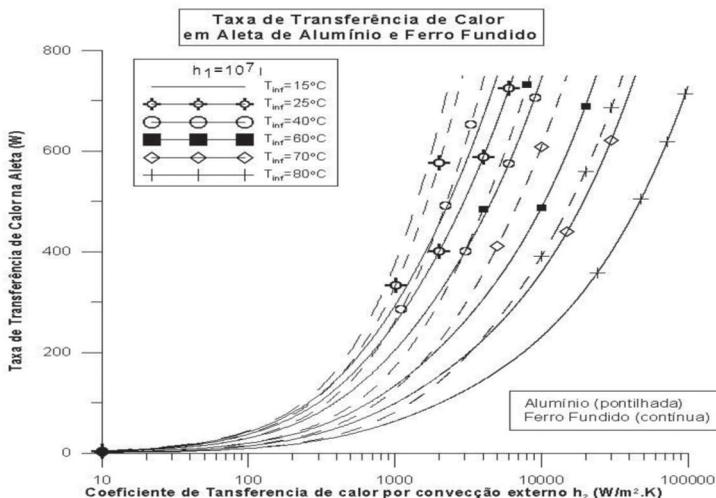
Fonte: Mancin *et al.*, 2010

O estudo desenvolvido por estes autores indica uma redução do coeficiente de condutividade térmica do material com o aumento da porosidade e, como consequência, uma redução da transferência de calor. Esse aumento da porosidade ocorre devido à presença de “bolsões” de ar no interior da

microestrutura do material, visto que o ar tem condutividade térmica baixa, a condutividade térmica média da amostra é reduzida.

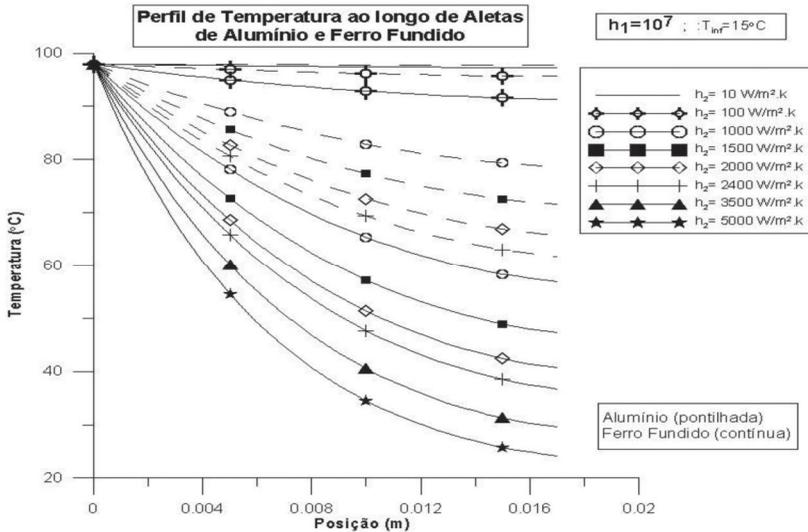
Em outro estudo, DUARTE *et al.* (2012) investigaram a taxa de calor transferido e o perfil de temperatura para aletas confeccionadas com alumínio e ferro fundido. A maior condutividade térmica do alumínio resulta em acréscimo de até 70% na taxa de calor transferido, conforme os resultados apresentados nas figuras 12 e 13.

Figura 12 – Taxa de transferência de calor para aletas de alumínio e ferro fundido



Fonte: Duarte *et al.*, 2012

Figura 13 – Perfil de temperatura para aletas de alumínio e ferro fundido

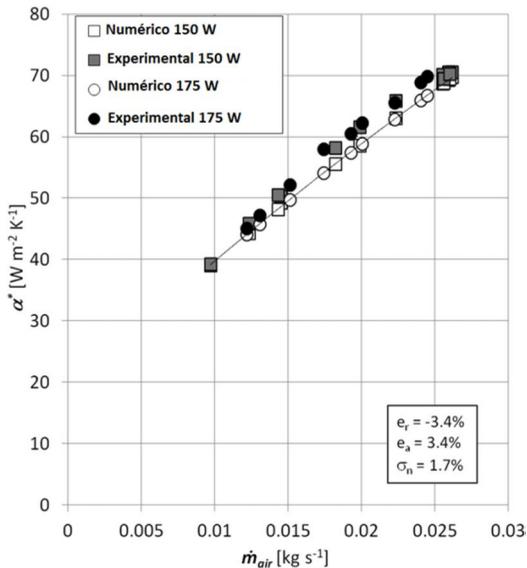


## 1.2.4 Velocidade do escoamento

A velocidade do escoamento também tem grande influência nos resultados globais de transferência de calor em aletas, em especial devido à contribuição sobre o coeficiente de convecção forçada.

Nesta linha de pesquisa destaca-se novamente o trabalho de DIANI *et al.* (2013), que investigaram em seu estudo numérico-experimental as relações entre velocidade e coeficiente de convecção. Conforme os resultados apresentados na figura 14, observa-se uma correlação praticamente linear entre a vazão mássica e o coeficiente de convecção forçada.

Figura 14 – Efeitos da velocidade no coeficiente de convecção

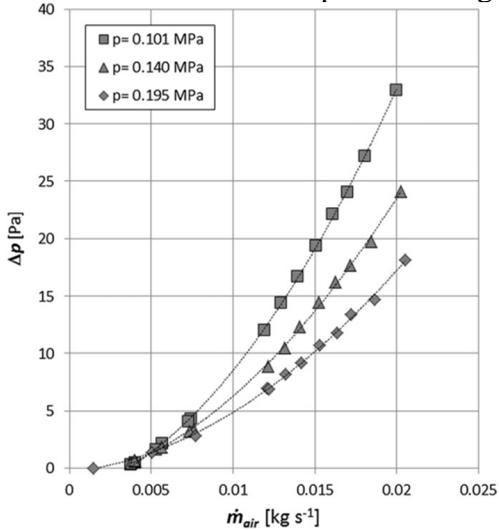


Fonte: Diani *et al.*, 2013

Neste mesmo estudo, DIANI *et al.*, (2013) também investigaram a perda de carga imposta ao sistema. A figura 15 apresenta os valores da perda de carga, que tem um crescimento exponencial em função da vazão.

Neste ponto vale salientar que, em paralelo à análise térmica, a perda de carga também foi objeto de muitos estudos (MANCIN *et al.*, 2010); (LEE *et al.*, 2012); (DIANI *et al.*, 2013); (DAUNER, 2014); (PAL *et al.*, 2015), pois além do interesse na determinação da maior eficiência térmica da aleta, também é desejável uma maior eficiência hidrodinâmica.

Figura 15 – Efeitos da velocidade na perda de carga.



Fonte: Diani *et al.*, 2013

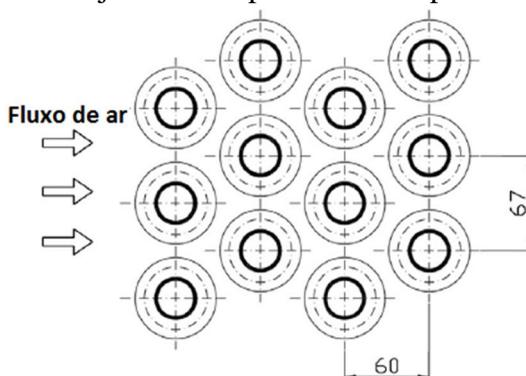
### 1.2.5 Metodologias experimentais utilizadas

No âmbito experimental, observa-se na literatura que os procedimentos e equipamentos utilizados nos ensaios são bastante similares, verificando-se o emprego de túnel de vento (projetado para proporcionar maior uniformidade do fluxo), sensores do tipo termopar para a medição das temperaturas e anemômetros para a medição das velocidades. Por outro lado, nos trabalhos em que são estudadas as perdas de carga no escoamento, também são empregados micro-manômetros diferenciais para a medição da queda de pressão.

Como exemplo de esquemas experimentais empregados nos trabalhos encontrados na literatura, cita-se LEE *et al.* (2012) que avaliaram em seu trabalho o coeficiente global médio de transferência de calor e a queda de pressão total em um sistema de trocadores de calor tubulares com arranjo de 12 tubos aletados (aletas circulares radiais), dispostos de forma alternada conforme apresenta a figura 16. Neste estudo foi

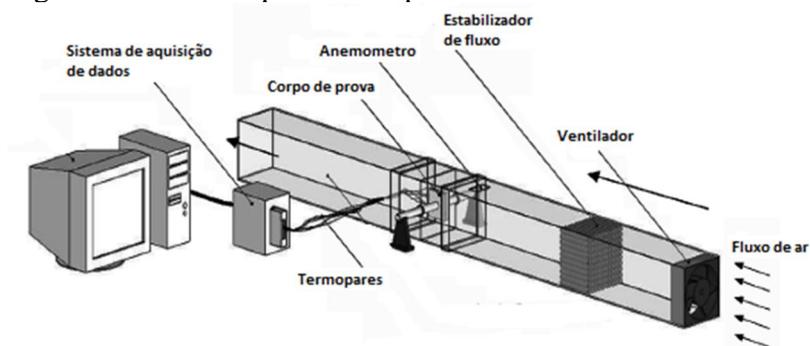
avaliado o efeito da inclusão de furos nas aletas, conforme já discutido anteriormente na figura 8. Os resultados obtidos por estes autores já foram discutidos nas seções anteriores deste documento.

Figura 16 – Arranjo de tubos para ensaio experimental



Fonte: Lee *et al.*, 2012

Figura 17 – Aletas quadradas aplicadas em tubo circular



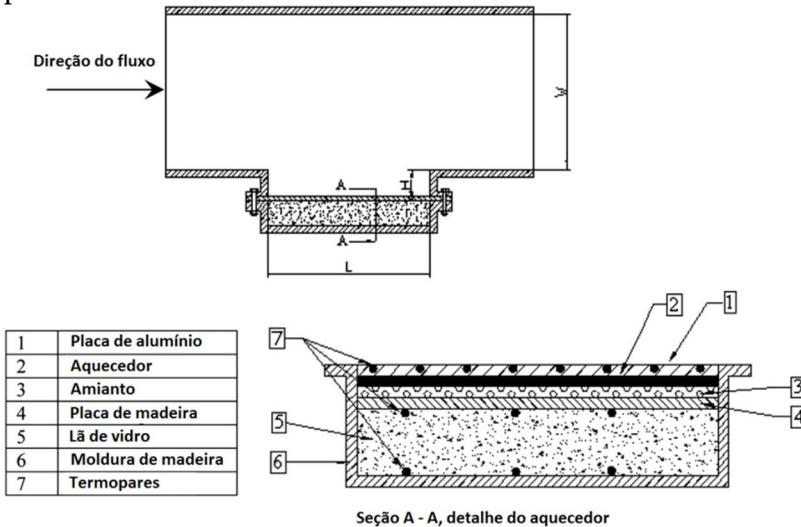
Fonte: Chen *et al.*, 2007

Outro exemplo de aparato experimental com aletas é apresentado por CHEN *et al.* (2007), que investigaram experimentalmente as características térmicas de aletas

quadradas disposta de forma radial em um trocador de calor tubular. Neste estudo foram mantidas constantes as dimensões da aleta e variando apenas o espaçamento entre aletas e a velocidade do escoamento. A figura 17 apresenta o aparato utilizado neste ensaio.

No estudo experimental desenvolvido por MESALHY *et al.* (2010) foi avaliada a troca de calor em cavidades, incluindo na análise a medição das perdas térmicas através do isolamento do aparato de testes, conforme mostra a figura 18.

Figura 18 – Conjunto experimental com medição de perdas pelo isolamento térmico.



Fonte: Mesalhy *et al.*, 2010

O procedimento utilizado por MESALHY *et al.*, (2010) permite aplicar os balanços de energia ao problema, pois conhecendo a taxa de calor fornecida e medindo as perdas pelo isolamento, é possível calcular a taxa efetivamente dissipada por convecção pelo corpo de prova.

Como conclusão desta seção, é importante destacar que no presente trabalho de dissertação foi utilizado um procedimento similar ao apresentado por MESALHY *et al.*, (2010) para quantificar as perdas térmicas ocorridas através do aparato (maiores detalhes são fornecidos no capítulo 5). Essas perdas podem comprometer os resultados ou dificultar interpretações físicas, de forma que conhecer as fontes e medidas é um artifício indispensável na análise dos resultados experimentais.

### **1.2.6 Métodos de otimização**

Conforme citado na introdução deste trabalho, a presente dissertação de mestrado aborda uma solução para o problema de transferência de calor em um dissipador composto por aletas retangulares dispostas paralelamente em um fluxo de ar. O problema é resolvido de forma a determinar o coeficiente de convecção através da implementação do método de otimização heurístico conhecido como Método do Enxame de Partículas – *PSO (Particle Swarm Optimization)*. Desta forma, nesta seção são apresentados alguns conceitos básicos sobre otimização.

Otimização consiste em encontrar uma solução ótima ou conjunto de soluções para uma determinada função ou conjunto de funções (SARAMAGO, S.P. e STEFFEN, V.J.A., 2009). A maioria dos problemas de engenharia é complexa, não-linear e descrita por funções nem sempre diferenciáveis, sendo nestes casos requerido a aplicação de métodos numéricos específicos para sua solução. Dentre os métodos numéricos de otimização aplicados para problemas de engenharia tem-se basicamente duas grandes “famílias”: os métodos determinísticos e os métodos heurísticos.

Os métodos determinísticos são baseados no cálculo ou aproximação das derivadas e produzem bons resultados quando as funções são contínuas, convexas e unimodais. No entanto,

estes métodos são ineficientes quando aplicados a problemas que apresentam não-diferenciabilidade ou descontinuidade, ou ainda não-convexos, (SARAMAGO, S.P. e STEFFEN, V.J.A, 2009). Dentre as principais dificuldades dos métodos determinísticos, segundo SARAMAGO e STEFFEN (2009), destacam-se:

- A convergência à solução ótima depende da escolha da solução inicial;
- Muitos algoritmos tendem a ficar “presos” em uma solução sub-ótima (mínimos locais);
- Um algoritmo eficiente na solução de um problema pode não ser eficiente na solução de outro;
- Não são eficientes em tratar problemas onde o espaço de busca é discreto;
- Não são adequados para serem usados em computação paralela.

Os métodos heurísticos, também conhecidos como métodos naturais por utilizarem conceitos encontrados na natureza para solucionar problemas, são mais adaptáveis a muitas das complexidades dos problemas de engenharia, sendo cada vez mais explorada a pesquisa destes métodos para estas aplicações. Os métodos heurísticos são iterativos e operam utilizando regras de probabilidade e com características de aleatoriedade orientada pela função de otimização implementada (SARAMAGO, S.P. e STEFFEN, V.J.A, 2009).

Dentre os métodos heurísticos conhecidos atualmente, o *PSO* tem se destacado pela simplicidade de programação (BEPLER Jr. *et al.*, 2013). Este método foi desenvolvido em 1995 pelo engenheiro eletricista RUSSEL EBERHART e o psicólogo JAMES KENNEDY, influenciados pelo trabalho anteriormente desenvolvido por HEPPNER e GRENANDER (HEPPNER, H. e GRENANDER, U., 1990) baseado no movimento de um bando de pássaros na busca por alimento.

EBERHART, R. e KENNEDY, J. (1995) perceberam que o método proposto inicialmente possuía um movimento sincronizado, pois o comportamento das partículas (neste caso pássaros) buscava a solução do problema baseado na sua melhor posição histórica e na melhor posição global do bando. O trabalho de desenvolvimento do *PSO* teve como fonte de inspiração o comportamento de enxames de abelhas na busca por pólen, por isso o nome traduzido da língua inglesa “otimização pelo enxame de partículas”. EBERHART e KENNEDY (1995) atribuíram um comportamento de aleatoriedade ao movimento das partículas, inspirado no movimento de abelhas, e tem como diferença a capacidade de manter uma memória sobre a melhor posição histórica individual de cada partícula (parâmetro cognitivo) e, também, manter conhecimento do comportamento histórico dos seus vizinhos (parâmetro social), possibilitando assim um aprendizado individual e social.

KENNEDY *et al.* (2001) utilizaram três princípios para resumir o processo de adaptação cultural proposto pelo *PSO*:

- Avaliar: Os indivíduos possuem a capacidade de sentir o ambiente de forma a estimar o próprio comportamento;
- Comparar: Os indivíduos usam um ao outro como referência comparativa;
- Imitar: A imitação é central em organizações sociais humanas e é importante para a aquisição e manutenção das habilidades mentais.

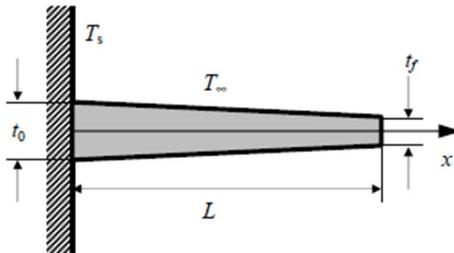
## 2 SOLUÇÃO NUMÉRICA DO PROBLEMA DIFUSIVO

O objetivo da aleta é a dissipação de calor que, pelo efeito da condução, chega até a superfície e é transferido para o ar ambiente através da convecção (INCROPERA *et al.* 2009). Uma avaliação térmica completa feita na engenharia para estes sistemas inclui: (i) taxa de calor trocado, (ii) perfil de temperatura sobre a superfície e (iii) eficiência térmica da aleta.

Nesta seção é apresentada a equação que governa o problema físico de condução de calor em aletas planas com seção constante ou variável, conforme mostra a figura 19. Na sequência é apresentado o problema da aleta e as considerações necessárias (hipóteses) para efetuar a discretização das equações:

- Condução de calor unidimensional;
- Condição de contorno no topo com convecção;
- Temperatura na base prescrita;
- Regime permanente;
- Condutividade térmica do material constante;
- Efeito da transferência de calor por radiação desprezível.

Figura 19 – Aleta trapezoidal



Fonte: cortesia Prof. Dr. Miguel Vaz Júnior – UDESC, 2014

## 2.1 DISCRETIZAÇÃO PELA TÉCNICA DE VOLUMES FINITOS

Para a solução das equações diferenciais que governam os problemas de engenharia são largamente aplicadas técnicas de discretização, tais como elementos finitos, diferenças finitas e volumes finitos. A tarefa de um método numérico é resolver de forma aproximada uma ou mais equações diferenciais, substituindo por expressões algébricas que envolvam a função incógnita.

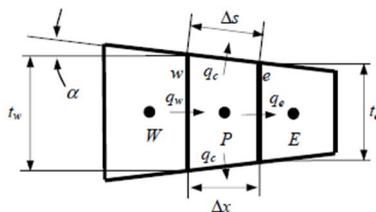
A discretização consiste em transformar uma equação diferencial em um conjunto de equações algébricas discretas que podem ser calculadas por um método numérico de solução de equações direto ou iterativo.

Para a discretização das equações de governo de problemas térmicos é amplamente utilizada a técnica de volumes finitos (MALISKA, 2004). Para o problema de difusão de calor em aletas, as equações que descrevem a transferência de calor no interior do sólido e na sua superfície são a lei de Fourier e a lei de resfriamento de Newton (INCROPERA *et al.* 2009)

$$q'_{cond} = -k_{mat} t \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

$$q'_{conv} = h\Delta s(T - T_{\infty}) \quad (2)$$

Figura 20 – Volume de controle para o balanço de energia



Procedendo com o balanço de energia no volume de controle da figura 20, tem-se de forma discreta:

$$q'_w - q'_e - 2q'_c = 0 \quad (3)$$

onde

$$q'_w = -k_{mat}t_w \frac{T_P - T_W}{\delta x_w}()$$

$$q'_e = -k_{mat}t_e \frac{T_E - T_P}{\delta x_e} \quad (4)$$

$$q'_c = h\Delta s(T_P - T_\infty)$$

Nas expressões anteriores tem-se as seguintes definições:

$q'$  = Fluxo de calor por unidade de comprimento [W/m],

$h$  = Coeficiente de convecção [W/m<sup>2</sup>.K],

$k_{mat}$  = Coeficiente de condutividade térmica do material [W/m.K],

$\Delta s = \Delta x / \cos\alpha$  = representa o comprimento da superfície inclinada exposta ao fluxo de ar [m],

$T_\infty$  = Temperatura do ar ambiente [K],

$T$  = Temperatura [K],

$t$  = Espessura da aleta [m],

com os sub-índices indicando

$E$  = Ponto leste (*East* do inglês),

$W$  = Ponto oeste (*West* do inglês),

$P$  = Ponto no centro do volume,

$c$  = Convecção.

As diferentes distâncias entre os pontos da malha são calculadas por

- $\delta x_w = x_p - x_w$  e  $\delta x_e = x_E - x_p$  que são as distâncias entre os pontos **P** e **W** e **E** e **P** respectivamente;

As definições da equação (4) podem ser substituídas em (3), conduzindo às seguintes expressões discretas,

$$-k_{mat}t_w \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} + k_{mat}t_e \frac{T_E - T_P}{\delta x_e} - 2h\Delta s(T_P - T_\infty) = 0, \quad (5)$$

$$-\left[ \frac{k_{mat}t_w}{\delta x_w} + \frac{k_{mat}t_e}{\delta x_e} + 2h\Delta s \right] T_P + \frac{k_{mat}t_w}{\delta x_w} T_W + \frac{k_{mat}t_e}{\delta x_e} T_E + 2h\Delta s T_\infty = 0 \quad (6)$$

Rearranjando a Equação (6) em termos dos coeficientes, obtém-se,

$$A_p T_P = A_w T_W + A_e T_E + B \quad (7)$$

onde,

$$A_p = A_w + A_e + 2h\Delta s$$

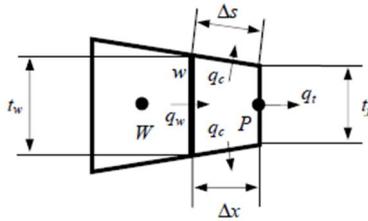
$$A_w = \frac{k_{mat}t_w}{\delta x_w} \quad (8)$$

$$A_e = \frac{k_{mat}t_e}{\delta x_e}$$

$$B = 2h\Delta s T_\infty$$

Por outro lado, para o volume de controle na extremidade ativa da aleta é considerado como condição de contorno de troca de calor convectiva, conforme ilustrado na figura 21.

Figura 21 – Condição de contorno na ponta da aleta



Fonte: cortesia Prof. Dr. Miguel Vaz Júnior, UDESC 2014

Aplicando o balanço de energia no volume de controle da figura 21 obtém-se

$$q_w - q_t - 2q_c = 0 \quad (9)$$

onde

$$\begin{aligned} q_w &= -k_{mat} t_w \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} \\ q_t &= h t_f (T_P - T_\infty) \\ q_c &= h \Delta s (T_P - T_\infty) \end{aligned} \quad (10)$$

Substituindo as definições da equação (10) em (9) obtém-se

$$-k_{mat} t_w \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} - h t_f (T_P - T_\infty) - 2h \Delta s (T_P - T_\infty) = 0 \quad (11)$$

$$\begin{aligned} - \left[ \frac{k_{mat} t_w}{\delta x_w} + (2\Delta s + t_f) h \right] T_P + \frac{k_{mat} t_w}{\delta x_w} T_W \\ + (2\Delta s + t_f) h T_\infty = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Rearranjando a equação (12) em termos dos coeficientes discretos tem-se:

$$A_p T_p = A_w T_w + B \quad (13)$$

onde

$$\begin{aligned} A_p &= A_w + (2\Delta s + t_f)h \\ A_w &= \frac{k_{mat} t_w}{\delta x_w} \\ B &= (2\Delta s + t_f)h T_\infty \end{aligned} \quad (14)$$

## 2.2 VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA DO PROBLEMA DIFUSIVO

A verificação da solução numérica para o problema difusivo foi realizada pela comparação com o resultado obtido pelo uso da solução analítica para aleta retangular com convecção na extremidade conforme encontrado em INCROPERA *et al.* (2008),

$$\frac{T_{(x)} - T_\infty}{T_s - T_\infty} = \frac{\cosh[m(L-x)] + \left(\frac{\bar{h}}{mk_{mat}}\right) \sinh[m(L-x)]}{\cosh[mL] + \left(\frac{\bar{h}}{mk_{mat}}\right) \sinh(mL)} \quad (15)$$

O grupo adimensional formado pelo termo  $(mL)$  é amplamente utilizado para projeto de aletas e tem o significado físico definido, conforme LIENHARD *et al.*, (2004), como a razão entre a resistência térmica externa à aleta e a resistência térmica interna da aleta, sendo após manipulação algébrica, expressa como:

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_{mat}t_0}} \quad (16)$$

Para o presente estudo foi avaliado o efeito da transferência de calor em uma aleta fabricada com ferro fundido cinzento. O coeficiente de condutividade térmica do material de estudo (ferro fundido cinzento) foi considerado constante e igual ao valor apresentado na tabela 2.

O algoritmo numérico para a solução do problema difusivo foi implementado com o uso do programa SCILAB 5.4.1. A distribuição de temperatura é obtida numericamente pela solução direta do sistema de equações em (8) e (14) pelo método de eliminação de GAUSS. Neste método é montada uma matriz  $[n \times n]$ , onde  $n$  é o número de pontos nodais, (matriz dos coeficientes  $A_p, A_w, A_e$ ), um vetor  $B$  contendo as condições de contorno e um vetor de incógnitas contendo a distribuição de temperatura.

Tabela 2 – Dados de entrada para cálculo da distribuição de temperatura na aleta

Descrição	Símbolo	Valor
Condutividade térmica	$k_{mat}$	47 W/m.K
Espessura da aleta	$t$	5 mm
Altura da aleta	$L$	40 mm
Temperatura da base	$T_s$	400 K
Temperatura ambiente	$T_\infty$	300 K
Coefficiente de convecção médio	$\bar{h}$	50 W/m <sup>2</sup> K
Número de pontos nodais	$n$	11; 21; 41; 81

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Partindo do problema delineado pelos dados da tabela 2, foi efetuada a avaliação das curvas de temperatura obtidas

pela solução analítica (equação 15) e pela solução numérica por volumes finitos. As curvas foram comparadas pelo desvio em módulo entre os pontos,

$$Des_i = |T_i^{num} - T_i^{anl}| \quad (17)$$

A tabela 3 mostra a distribuição de temperatura calculada para a aleta (analítica e numérica) considerando a utilização de 11 pontos nodais e também o desvio calculado conforme equação (17).

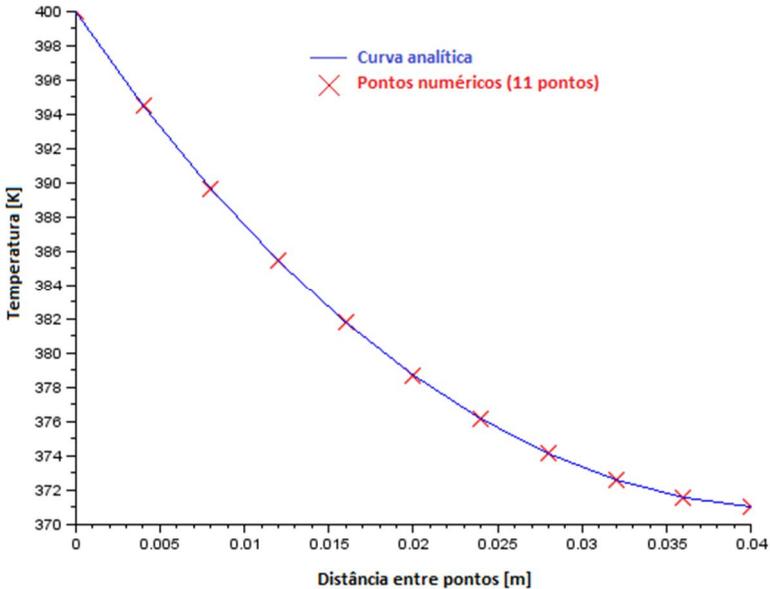
Tabela 3 – Distribuição de temperatura na aleta (soluções analítica e numérica)

<b>Pontos</b>	<b>Posição [mm]</b>	$T_i^{num}$ [K]	$T_i^{anl}$ [K]	$Des_i$ [K]
1	0	400,0000	400,0000	0,0000
2	4	394,5211	394,5185	0,0026
3	8	389,6858	389,6809	0,0048
4	12	385,4611	385,4543	0,0068
5	16	381,8183	381,8098	0,0085
6	20	378,7326	378,7227	0,0099
7	24	376,1829	376,1718	0,0111
8	28	374,1519	374,1398	0,0120
9	32	372,6258	372,6130	0,0128
10	36	371,5941	371,5807	0,0133
11	40	371,0499	371,0361	0,0137

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Os perfis de temperatura da tabela 3 estão apresentados graficamente na figura 22. Observa-se claramente que os pontos numéricos calculados estão dispostos sobre a curva analítica ficando difícil a distinção visual das mesmas.

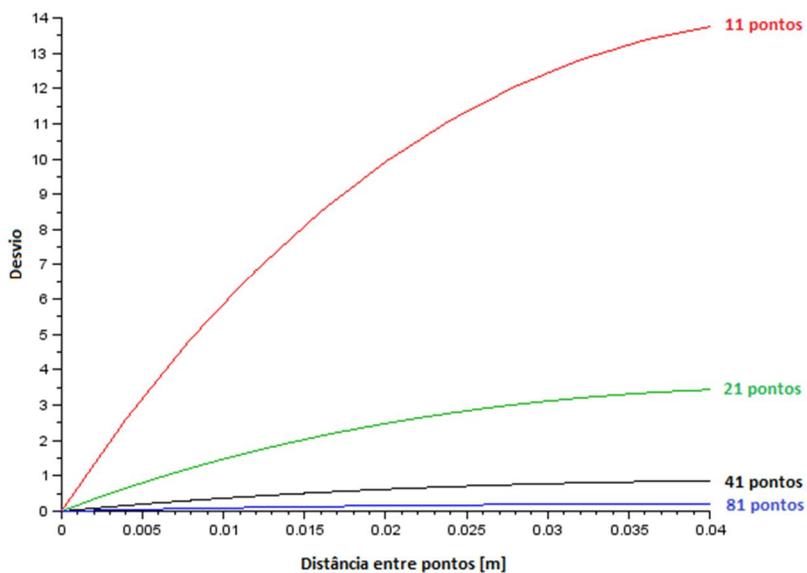
Figura 22 – Distribuição de temperatura analítica e numérica



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Na figura 23 são apresentadas curvas de desvio entre o perfil de temperatura numérico e analítico para os conjuntos de pontos nodais sugeridos na tabela 2. Analisando os resultados, constata-se que o erro reduz com o incremento do número de pontos da malha. Levando em consideração os resultados apresentados anteriormente, foi adotado o uso de 41 pontos nodais para os cálculos subsequentes deste trabalho.

Figura 23 – Curvas do desvio em função do aumento de pontos



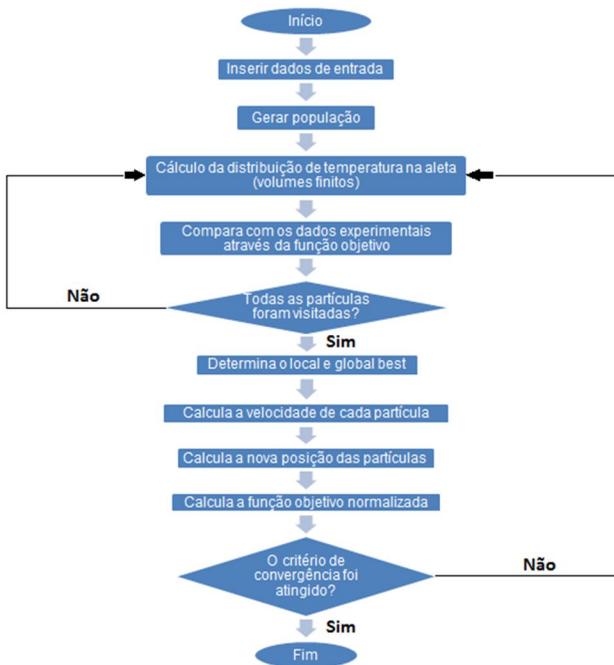
Fonte: produção do próprio autor, 2015

### 3 MÉTODO DE SOLUÇÃO DE PROBLEMA INVERSO

O método de solução de problemas inversos tem como objetivo determinar alguma causa desconhecida (neste caso o coeficiente de convecção) a partir de efeitos desejados ou observados, que neste estudo serão extraídos das análises experimentais. Neste trabalho é utilizado o método de otimização heurístico *PSO*.

O algoritmo segue uma formulação lógica de forma a utilizar a eficiência máxima do computador (SANTOS, 2014). O fluxograma do algoritmo é apresentado na figura 24.

Figura 24 – Fluxograma do algoritmo para a solução do problema inverso

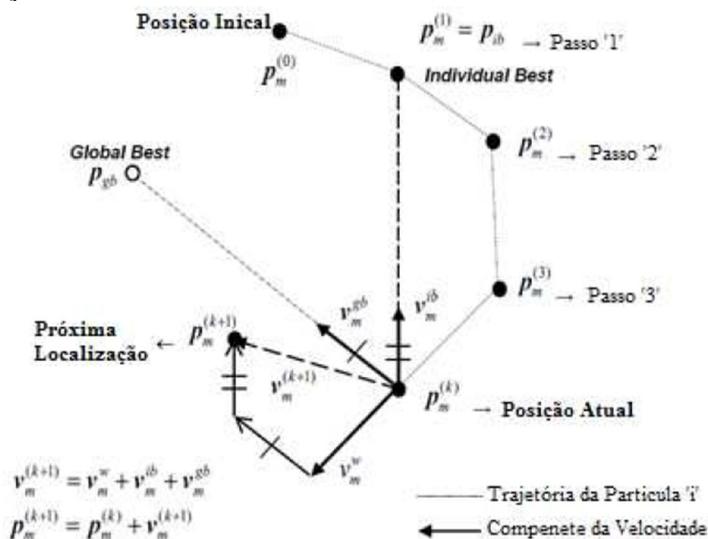


Fonte: produção do próprio autor, (2015), adaptado de SANTOS, 2014

### 3.1 IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO INVERSO

O funcionamento do algoritmo é regido pelo fluxograma mostrado na figura 24 de forma a evoluir para a solução do problema ao longo das iterações conforme ilustrado na figura 25 para o caso da determinação de 2 parâmetros.

Figura 25 – Evolução da posição da partícula ao longo das iterações



Fonte: SANTOS, 2014, adaptado de Vaz Jr. *et al.*, 2013.

O *PSO* baseia-se, como citado anteriormente, no deslocamento de um enxame, ou seja, o mesmo deve se comportar como uma comunidade interagindo para alcançar um objetivo comum e ter a capacidade de aprendizado de modo a evoluir na obtenção deste resultado. O resultado é alcançado quando a maioria das partículas do enxame alcança o objetivo, ou seja, o algoritmo permite o movimento individual de cada partícula e avalia o resultado do conjunto.

Os componentes fundamentais do *PSO* são:

- A avaliação da proximidade do alvo almejado pelo enxame é dada pela função objetivo,

$$g_0 = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \frac{R_i^P - R_i^{Exp}}{R_i^{Exp}} \right)^2} \quad (18)$$

que é definida como diferença quadrática relativa entre um dado experimental,  $R_i^{Exp}$ , e uma resposta numérica correspondente,  $R_i^P$ , onde  $N$  é o número de pontos experimentais conhecidos (para o presente trabalho são 03).

Para o caso ilustrado na figura 25, é verificado que a partícula se desloca em um espaço bidimensional, indicando que o movimento da partícula em cada um dos eixos representa a variação de um parâmetro que o *PSO* busca determinar.

Como se trata de um conjunto de partículas é necessário também definir a população, que no algoritmo é expressa como  $np$  (número de partículas). O tamanho da população depende do tipo de problema e alguns cuidados devem ser tomados: se o número de partículas for muito pequeno o algoritmo pode não convergir para o mínimo, e se  $np$  for excessivamente grande o algoritmo se torna lento. A cada passo iterativo, conforme mostra a figura 24, o algoritmo deve processar todas as partículas, armazenar suas posições e comparar cada posição com as informações conhecidas.

Depois de processadas todas as partículas, o indicador de convergência (função objetivo normalizada, equação 19) é avaliado. Se o critério de convergência foi atingido tem-se a solução, caso contrário o algoritmo retorna ao início do passo para recalculas as novas posições de cada partícula.

$$\varphi_g^k = \frac{g_0(p^k)^{pior} - g_0(p^k)^{melhor}}{g_0(p^0)^{pior} - g_0(p^0)^{melhor}} \quad (19)$$

Na equação anterior tem-se as seguintes definições:

- $g_0(p^0)^{pior}$  = Função objetivo da partícula com a pior estimativa da população na iteração inicial (0);
- $g_0(p^0)^{melhor}$  = Função objetivo da partícula com a melhor estimativa da população na iteração inicial (0);
- $g_0(p^k)^{pior}$  = Função objetivo da partícula com a pior estimativa da população na iteração atual (k);
- $g_0(p^k)^{melhor}$  = Função objetivo da partícula com a melhor estimativa da população na iteração atual (k).

É importante observar que o comportamento natural do algoritmo é reduzir a razão observada na equação (19) sendo que o valor do denominador fica constante ao longo de todas as iterações e o numerador diminui à medida que a partícula com a pior estimativa se aproxima do mínimo.

Conforme demonstrado na figura 25, a nova posição da partícula (equação 21) depende da sua velocidade (equação 20), que tende a movê-la na direção do ponto ótimo.

$$v_i^{k+1} = \omega v_i^k + Rand() \varphi_1 (p_{lb} - p_i^k) + Rand() \varphi_2 (p_{gb} - p_i^k) \quad (20)$$

$$p_i^{k+1} = p_i^k + v_i^{k+1} \quad (21)$$

Nas equações anteriores os símbolos tem as seguintes definições:

( $v$ ) Velocidade que deslocará a partícula para a posição seguinte;

( $k$ ) Representa o passo da iteração;

( $i$ ) Representa uma partícula;

( $\omega$ ) Coeficiente de inércia que determina a fração da energia do movimento da iteração anterior que é transferida para a partícula na iteração atual;

( $\varphi_1$ ) Coeficiente cognitivo que representa a intensidade com que a informação da melhor posição da própria partícula irá influenciar no seu movimento;

( $\varphi_2$ ) Coeficiente social que representa a intensidade com que a informação sobre a posição da partícula que obteve o melhor resultado do enxame irá influenciar o movimento de cada partícula;

( $Rand()$ ) Coeficiente randômico entre 0 e 1 que atribui aleatoriedade, característica do *PSO*;

( $p_{lb}$ ) *local best*, melhor resultado encontrado para o parâmetro em função da melhor posição de cada partícula;

( $p_{gb}$ ) *global best*, melhor resultado encontrado para o parâmetro em função da melhor posição de todas as partículas do enxame;

( $p$ ) Parâmetro avaliado.

Neste ponto é importante salientar que cada partícula tem seu movimento delineado pelo número de parâmetros a ser determinado (ou dimensões), sendo que para o exemplo da figura 25 existem 02 dimensões, ou seja, 02 parâmetros e a resultante deles calculada com as equações 20 e 21 fornecem a nova posição da partícula.

O movimento da partícula deve respeitar o domínio de busca pré-estabelecido para cada parâmetro conforme equação (22) a seguir:

$$p_i^{min} \leq p_i \leq p_i^{max} \quad (22)$$

Esses limites podem ser determinados com embasamento físico, ou seja, pelo conhecimento do comportamento das propriedades ou do fenômeno. Caso o critério de convergência não seja atendido, é necessário revisar as estratégias empregadas variando os limites de busca, número de partículas utilizadas e coeficientes utilizados no cálculo da velocidade.

### 3.2 VALIDAÇÃO DO MÉTODO INVERSO

A solução numérica do problema inverso utilizando o algoritmo implementado do método *PSO* é baseada no conhecimento prévio de algumas das respostas do fenômeno. No presente trabalho a solução do problema foi baseada na análise experimental da temperatura de uma aleta.

A validação do algoritmo foi realizada a partir do conhecimento da distribuição da temperatura em uma aleta calculada numericamente (solução numérica da equação discretizada por volumes finitos conforme capítulo 2) utilizando 02 hipóteses:

- Coeficiente de convecção médio para a superfície,  $\bar{h}$ ;
- Coeficiente de convecção local que varia linearmente com a temperatura da superfície da aleta,  $h_x = aT_x - b$ .

Após a determinação do campo de temperatura na aleta pelo cálculo direto para ambos os casos, foi utilizado o método *PSO* para recuperar os coeficientes de convecção médio e local de forma que o campo de temperaturas na aleta aproxime a solução direta.

O algoritmo foi executado conforme o fluxograma apresentado na figura 24, utilizando 03 pontos com valores de temperatura pré-determinados ( $N = 3$ ), com critério de convergência adotado para a função objetivo normalizada (equação 19) o valor de  $10^{-3}$ .

### 3.2.1 Coeficiente de convecção médio

Os dados de entrada utilizados para validar o método *PSO* aplicado ao problema de transferência de calor para a aleta considerando o coeficiente de convecção médio ao longo da superfície estão dispostos na tabela 4.

Tabela 4 – Dados iniciais do problema inverso para coeficiente de convecção médio

Descrição	Símbolo	Valor
Condutividade térmica	$k_{mat}$	47 W/m.K
Espessura da aleta	$t$	5 mm
Altura da aleta	$L$	40 mm
Temperatura da base	$T_s$	400 K
Temperatura ambiente	$T_{\infty}$	300 K
Coeficiente de convecção médio	$\bar{h}$	50 W/m <sup>2</sup> K
Número de pontos nodais	$n$	41
Pontos nodais utilizados no <i>PSO</i>	-	6; 19; 36
Posição dos pontos nodais	$x_i$	5; 18 e 35 mm
Temperaturas de referência	T	393,25; 380,20; 371,79
Número de partículas utilizadas	$np$	20;50;100;1000
Limites (equação 22)	$\bar{h}$	$30 \leq \bar{h} \leq 80$
Parâmetro de inércia do <i>PSO</i>	$\omega$	0,5
Parâmetro cognitivo do <i>PSO</i>	$\varphi_1$	0,5
Parâmetro social do <i>PSO</i>	$\varphi_2$	0,5
Função objetivo normalizada	$\varphi_g^k$	$10^{-3}$
Número máximo de chamadas	-	40000

Fonte: produção do próprio autor, 2015

O equipamento utilizado para executar o algoritmo foi um computador pessoal HP Pro 3130 MT, com processador INTEL Core i3 3,2 GHz, memória RAM de 4 GB e sistema operacional de 64 Bits. Para a compilação dos dados da tabela 5 foram realizadas 03 repetições de cálculos e inseridas na tabela o melhor resultado.

Tabela 5 – Resultados com o método inverso para coeficiente de convecção médio

<b>População</b>	$\bar{h}$ (PSO)	<b>Nº de chamadas</b>	<b>Tempo [s]</b>	<b>Erro RMS</b>
20	50,0051	400	4,05	$3 * 10^{-4}$
50	50,0019	900	9,17	$2 * 10^{-6}$
100	49,9988	2500	25,35	$2 * 10^{-4}$
1000	49,9924	22000	222,53	$8 * 10^{-5}$

Fonte: produção do próprio autor 2015

Percebe-se que o coeficiente de convecção médio (50 W/m<sup>2</sup>.K) é recuperado de forma bastante aproximada para todas as populações testadas. O menor erro RMS é observado para a população de 50 partículas, sendo que o tempo computacional requerido é bastante inferior às populações maiores.

Essa validação tem basicamente duas finalidades, a saber: (i) demonstrar que o algoritmo pode recuperar o coeficiente de convecção médio e (ii) possibilitar a otimização dos recursos computacionais utilizando uma população que forneça resultados satisfatórios com a menor exigência possível. Como conclusão deste estudo, tem-se que para o caso do problema com o coeficiente de convecção médio será adotada uma população de 50 partículas.

### 3.2.2 Coeficiente de convecção local

Para a validação do método foi assumido que o coeficiente de convecção local na superfície da aleta varia linearmente com a temperatura, ou seja, varia ao longo do eixo “x” (ver figura 19) conforme equação (23) a seguir:

$$h(T) = aT - b \quad (23)$$

Tabela 6 – Dados para validação do problema inverso com coeficiente de convecção local em função da temperatura

Descrição	Símbolo	Valor
Condutividade térmica	$k_{mat}$	47 W/m.K
Espessura da aleta	$t$	5 mm
Altura da aleta	$L$	40 mm
Temperatura da base	$T_s$	400 K
Temperatura ambiente	$T_\infty$	300 K
Parâmetro “a”	$a$	0,27
Parâmetro “b”	$b$	43
Número de pontos nodais	$n$	41
Pontos nodais utilizados	-	6; 19; 36
Posição dos pontos nodais	$x_i$	5; 18 e 35 mm
Temperaturas de referência	T	392,29; 377,73; 368,60
Número de partículas	$np$	20;50;100;1000
Limites (equação 22)	$a$	$0 \leq a \leq 1$
Limites (equação 22)	$b$	$40 \leq b \leq 50$
Parâmetro de inércia	$\omega$	0,5
Parâmetro cognitivo	$\varphi_1$	0,5
Parâmetro social	$\varphi_2$	0,5
Função objetivo normalizada	$\varphi_g^k$	$10^{-3}$
Máximo de chamadas	-	40000

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Foi avaliada a convergência para o método *PSO* para parâmetros *a* e *b* dados na tabela 6 para 04 populações diferentes (número de partículas).

Na tabela 7 são apresentados os resultados obtidos através da solução do problema inverso, estabelecendo o coeficiente de convecção local variável com a temperatura ao longo da superfície conforme equação (23). Da mesma forma que na análise do caso anterior (ver tabela 5), obteve-se o melhor resultado para uma população de 50 partículas.

Tabela 7 – Resultados com a solução inversa para coeficiente de convecção local

População	Coeficientes		N° de chamadas	Tempo [s]	Erro RMS
	<i>a</i>	<i>b</i>			
20	0,273	44,13	380	46,6	$4 * 10^{-4}$
50	0,269	42,85	1.000	110,8	$5 * 10^{-5}$
100	0,277	45,59	1.700	188,3	$9 * 10^{-4}$
1.000	0,272	43,72	18.000	1987,7	$2 * 10^{-4}$

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Finalmente, a figura 26 apresenta a evolução da posição de uma população de 50 partículas (conforme dados da tabela 6) para a iteração inicial, 5° iteração, 10° iteração e iteração final quando o critério de convergência foi satisfeito. É importante salientar que o eixo horizontal representa o campo de busca para o coeficiente “*a*”, seguindo os limites pré-determinados na tabela 6, enquanto o coeficiente “*b*” ocupa o eixo vertical. O procedimento de otimização segue as etapas descritas na sequência:

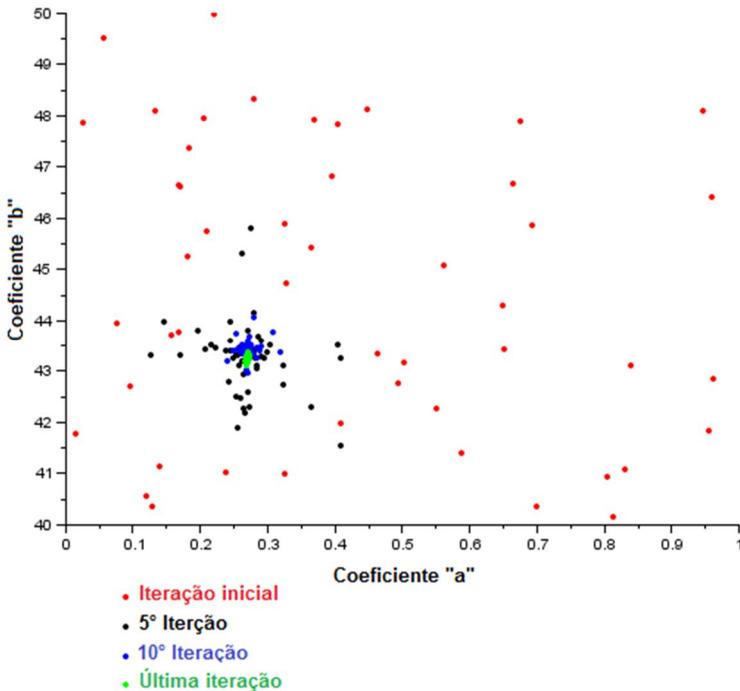
(i) Uma população de 50 partículas é gerada aleatoriamente no espaço de busca; O algoritmo, seguindo o fluxograma apresentado na figura 24, inicia a verificação do resultado obtido com cada partícula.

(ii) Novas posições são calculadas para cada partícula utilizando o conceito apresentado na figura 25, fazendo com

que cada partícula se desloque em direção ao ponto “ótimo” do espaço de busca.

(iii) A cada nova iteração, o indicador de convergência (equação 19) é avaliado e comparado com o critério de convergência estabelecido; Se o critério não for satisfeito uma nova posição será calculada para cada partícula, caso contrário o programa é encerrado.

Figura 26 – Posição da população de partículas com a evolução das iterações



Fonte: produção do próprio autor, 2015

## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A análise experimental foi conduzida com o objetivo de fornecer dados da distribuição de temperatura em um conjunto finito de pontos na superfície da aleta. A distribuição de temperatura obtida experimentalmente foi utilizada na solução do problema inverso com o uso do método de otimização *PSO*, que por sua vez, calcula o coeficiente de convecção para cada caso.

Foram medidos 04 pontos de temperatura ao longo do eixo “x” da aleta (figura 19), sendo um ponto na base que, conforme critério utilizado na discretização das equações, é uma das condições de contorno, e mais 03 pontos utilizados como dados de entrada do algoritmo.

Esse conjunto de dados fornece parâmetros físicos para análise das correlações hidrodinâmicas e térmicas existentes neste tipo de mecanismo de troca de calor, além de possibilitar o uso da ferramenta numérica *PSO* ao estudo de transferência de calor.

### 4.1 MATERIAIS

Os ensaios foram conduzidos em um túnel de vento de sucção no laboratório de sistemas termo fluidos da UDESC Joinville. Foi analisada uma superfície aletada (elemento aquecido) com espaçamento entre aletas variável submetida à convecção forçada com variação de velocidade. Todos os materiais utilizados neste trabalho são apresentados na tabela 8.

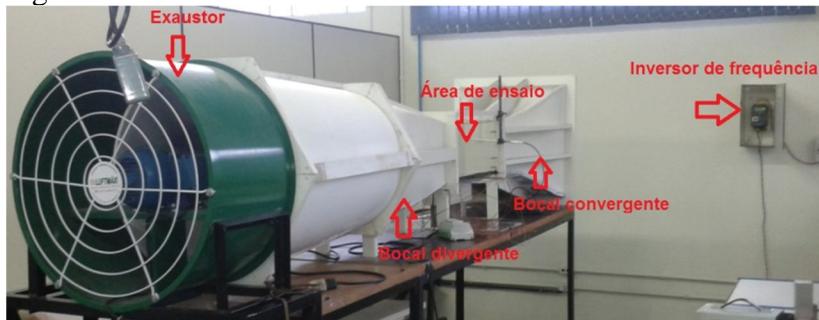
Tabela 8 – Características dos equipamentos e materiais

<b>Materiais</b>	<b>Características</b>
Túnel de vento (figura 27)	- Tipo succionador com exaustor acionado por motor elétrico trifásico com controle de rotação.
Anemômetro (figura 28)	- Sensor com sonda do tipo fio quente para medição da velocidade média do escoamento e temperatura de referência. Marca Kimo. Modelo: VT 100. Precisão para velocidade: $\pm 0,2$ m/s Precisão para temperatura $\pm 0,3$ K
Termopares (figura 29)	- Tipo T. Precisão $\pm 1$ K
Coletor de dados (figura 30)	- Correção de junta fria incorporada. Marca: Novus. Modelo: FieldLogger.
Fonte elétrica (figura 31)	- Fonte de corrente contínua variável com tensão de 0 à 30V e corrente de 0 à 3A Marca: GW. Modelo: GPS3030D. Precisão: $\pm 0,5\%$ da leitura.
Corpo de prova	- Aleta fabricada em ferro fundido cinzento, base em porcelanato e aletas móveis em acrílico.

Fonte: produção do próprio autor, 2015

O túnel de vento (figura 27) foi projetado e construído com bocais convergente e divergente de forma a garantir a uniformidade do fluxo na área de ensaios. O sistema de ventilação é composto por um exaustor axial e um inversor de frequência para controle da rotação. A seção de testes (área de ensaio) é composta por placas de acrílico transparente que permitem a visualização do ensaio.

Figura 27 – Túnel de vento



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura 28 – Anemômetro de fio quente



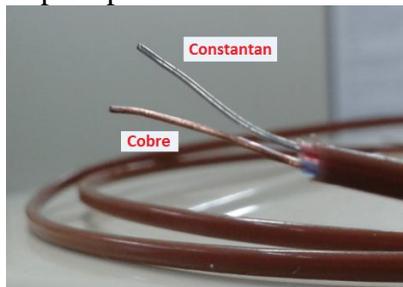
Fonte: produção do próprio autor, 2015

O anemômetro utilizado (figura 28) possui medição de temperatura através de um sensor do tipo pt100 que mede a temperatura de forma indireta através da variação da resistência elétrica de um condutor metálico. A medição de velocidade também é realizada de forma indireta, sendo que o anemômetro possui um eletrodo (fio quente) que é inserido no escoamento

estando sujeito à dissipação térmica. Essa dissipação, por sua vez, exige da fonte do equipamento mais potência que é medida e convertida na unidade de velocidade de interesse.

Os termopares (par termoelétrico) medem a temperatura de forma indireta através do efeito termoelétrico conhecido como “efeito *seebeck*”, que produz um diferencial de tensão entre as duas extremidades dos fios quando submetidas a uma variação de temperatura. O termopar utilizado para a medição de temperatura da aleta, vizinhança e ambiente foi do tipo T (figura 29), que é composto por um fio de cobre puro e outro de constantan, uma liga metálica composta por 55% de cobre e 45% de níquel. Esse tipo de termopar pode ser utilizado até uma temperatura de 673 K e tem boa precisão, com tolerância padrão de  $\pm 1$  K ou 0,75% (ROHSENOW *et al* 1998).

Figura 29 – Termopar tipo T



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Para o registro das medições de temperatura foi utilizado um coletor de dados (figura 30) provido de compensação de junta fria para uso de termopar, filtros para controle dos sinais e com precisão indicada para medição com o termopar tipo T de  $\pm 1$  K.

Figura 30 – Coletor de dados

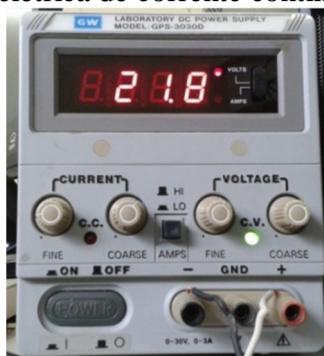


Fonte: produção do próprio autor, 2015

O aquecimento do corpo de prova ocorre através do uso de uma resistência elétrica instalada na base da aleta (ver capítulo 4.1.1), a qual é submetida a uma tensão elétrica. Desta forma, em função da passagem de corrente elétrica, tem-se o aquecimento da aleta através do efeito Joule.

A fonte de corrente contínua apresentada na figura 31 foi empregada para controlar a potência fornecida à aleta através do ajuste da tensão aplicada à resistência.

Figura 31 – Fonte elétrica de corrente contínua

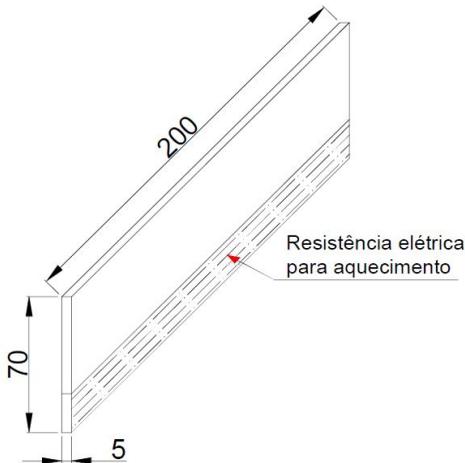


Fonte: produção do próprio autor, 2015

### 4.1.1 Aleta

A aleta ensaiada neste trabalho foi fabricada em ferro fundido cinzento. Destaca-se a ampla aplicação deste material na fabricação de aletas, pois tem menor custo quando comparado a outros materiais mais nobres como o alumínio e o cobre. Este material também possibilita a formação de um gradiente de temperatura entre os pontos medidos suficientemente grande de modo a ser capturado pelo sistema de medição empregado.

Figura 32 – Dimensões da aleta



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme a ilustração da figura 32, a aleta foi projetada para a realização dos ensaios e suas dimensões foram determinadas de forma similar à escolha do material, a saber: (i) verificando dimensões tipicamente utilizadas em aletas de motores elétricos, compressores e motores à combustão, (ii) respeitando as limitações dimensionais do túnel de vento, (iii) bem como efetuando também a análise do gradiente de

temperatura produzido através da solução numérica do problema de troca de calor da aleta implementada no capítulo 2.

Figura 33 – Montagem da aleta com resistência na base



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme a figura 33, a aleta depois de usinada recebeu a montagem da resistência elétrica, uma camada de resina epóxi como isolamento dielétrico e um termopar fixado à superfície para monitoramento da temperatura da resistência, evitando o superaquecimento do isolamento que tem limite de operação de 420 K.

#### 4.1.2 Resistência de aquecimento

O material utilizado para fabricação da resistência foi uma liga de cromo e níquel conhecido industrialmente como nicromo. O fio empregado foi de 0,64 mm de diâmetro com resistividade conhecida de 3,5  $\Omega$ /m.

A aplicação de aquecimento resistivo facilita a medição da taxa de calor transferido, visto que é possível medir as variáveis elétricas (tensão e corrente) e calcular a potência

através da lei de Ohm. Para este tipo de resistência foi considerado que a potência elétrica é igual à taxa de calor transferido ao aparato (dissipado pela aleta e perdas pelo isolamento).

O dimensionamento da resistência foi realizado pela aplicação da lei de Ohm, que relaciona as propriedades elétricas de um circuito (tensão, corrente e potência) com as propriedades físicas do material condutor (resistividade, dimensões e resistência) (SEARS *et al.*, 1994). Todo o dimensionamento foi baseado nas variáveis e limitações do processo conforme tabela 9.

Tabela 9 – Dados de entrada para dimensionamento da resistência

<b>Dados</b>	<b>Valores</b>
Corrente máxima da fonte CC	3 A
Tensão máxima da fonte CC	30 V
Potência máxima requerida para aquecimento da aleta	70 W

Fonte: produção do próprio autor, 2015

A tabela 10 apresenta as propriedades elétricas para o fio comercial de nicromo, selecionado para a fabricação da resistência.

Tabela 10 – Características elétricas do fio de nicromo

<b>Bitola</b>	<b>Diâmetro [mm]</b>	<b>Corrente máxima à 473 K [A]</b>	<b>Resistividade [Ω/m]</b>
22	0,64	2,55	3,50

Fonte: <http://www.edufer.com.br/tabela-fio-niquel-cromo/>

As equações (24) apresentam as relações propostas por Ohm.

$$R = C * \rho$$

$$I = \frac{V}{R} \quad (24)$$

$$P = I * V$$

Aplicando as relações definidas pela lei de Ohm é possível determinar as características da resistência (tabela 11), considerando as condições de contorno apresentadas na tabela 9 e as limitações de processo, conforme tabela 10.

Tabela 11 – Características da resistência utilizada no ensaio

<b>Comprimento da resistência</b> [m]	<b>Resistência</b> [Ω]	<b>Corrente máxima</b> [A]	<b>Potência máxima</b> [W]
3,46	12,10	2,48	74,40

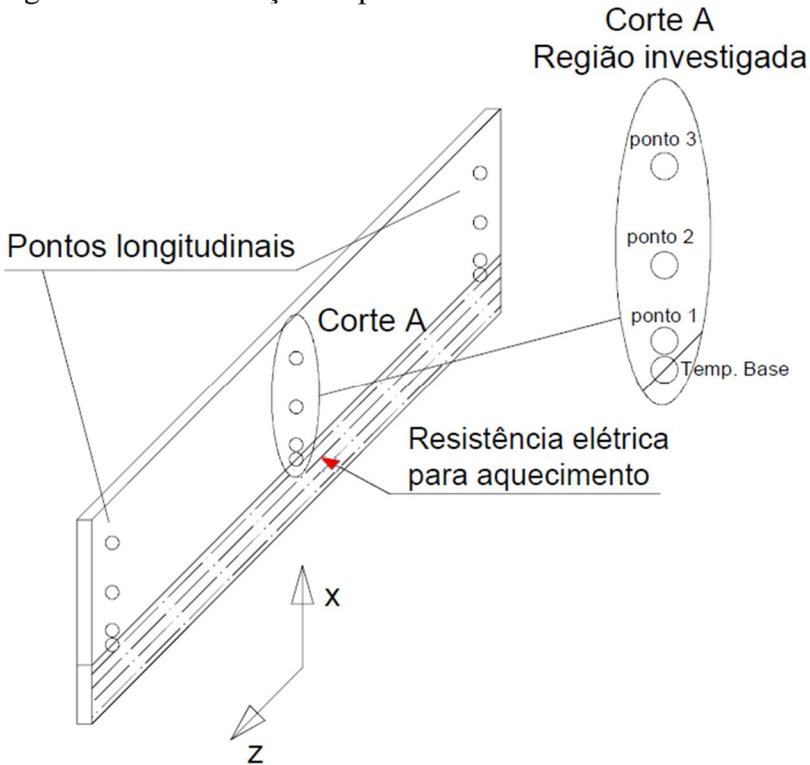
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme tabela 11, a resistência montada com o fio de nicromo de 0,64 mm de diâmetro e comprimento de 3,46m quando submetida a tensão máxima da fonte (30 V), estará sujeita a passagem de 2,48 A, que está abaixo da corrente máxima tolerada pelo fio que é de 2,55 A. Sendo assim, a resistência não sofrerá a queima por sobrecarga de corrente. A potência máxima obtida nesta condição foi de 74,4 W, ou seja, atende à solicitação de potência descrita na tabela 9.

## 4.2 MÉTODOS

A proposta da análise experimental visa obter a medição de temperatura ao longo de uma aleta plana partindo da base até o topo mais afastado da fonte de calor (figura 34).

Figura 34 – Distribuição de pontos medidos



Fonte: produção do próprio autor, (2015)

Conforme mostra a figura 34, foram medidos 03 pontos de temperatura distribuídos ao longo do eixo “ $x$ ” da aleta, que proporcionam a investigação do perfil de temperatura ao longo da mesma. O ponto indicado na base é utilizado como condição

de contorno na solução das equações de governo conforme apresentado no capítulo 2.

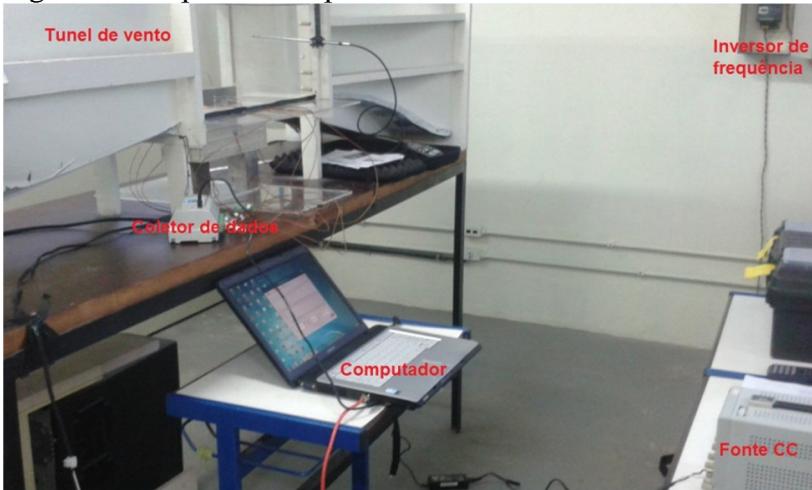
O estudo unidimensional proposto visa avaliar a interação geométrica e hidrodinâmica da aleta com o comportamento térmico na região central da aleta (eixo “x”). Entretanto, a temperatura é medida também nas duas extremidades da aleta (eixo “z”) para averiguar eventuais gradientes na direção do escoamento.

Os ensaios experimentais constituem uma etapa fundamental para a aplicação do método de solução de problema inverso *PSO* proposto para cálculo dos coeficientes de convecção. As etapas realizadas para determinar os parâmetros experimentais constituíram:

- Definição dos objetivos;
- Definição dos dados necessários para a determinação das variáveis;
- Definição dos equipamentos e materiais necessários;
- Projeto da aleta e acessórios para ensaio;
- Construção da aleta;
- Preparação dos equipamentos e materiais para o ensaio;
- Calibração do sistema de medição por comparação;
- Medição das temperaturas nos pontos pré-definidos da aleta (figura 34) (1° ponto à 5 mm da base, 2° ponto à 18 mm e 3° ponto à 35 mm);
- Variação das velocidades (5, 6, 7 e 8 m/s);
- Variação dos espaçamentos (6 mm, 12 mm, 24 mm, e espaçamento infinito, ou seja, sem aletas nas laterais do corpo de prova);
- Verificação da temperatura em 03 regiões no eixo “z” da aleta, conforme figura 34;
- Análise dos erros de medição combinados.

A aleta foi montada na seção de ensaio do túnel de vento do laboratório de sistemas térmicos da UDESC, conforme figura 35.

Figura 35 – Aparato completo utilizado



Fonte: produção do próprio autor, (2015)

Conforme ilustração da figura 35, a aleta é instalada no interior do túnel de vento, de modo que a base com o isolamento térmico fica fora da seção de teste. Os termopares são instalados nos pontos de medição da aleta e ligados ao coletor de dados mantido fora do túnel de vento que, por sua vez, é conectado ao computador.

O anemômetro de fio quente é instalado no centro da seção de testes, capturando a velocidade do escoamento sem interferência da aleta. A velocidade é controlada pelo inversor de frequência.

Figura 36 – Aleta montada no interior do túnel de vento

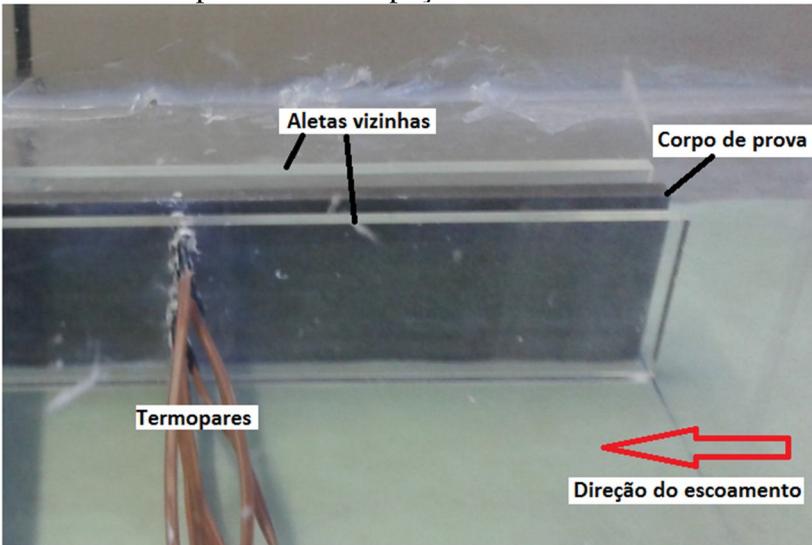


Fonte: produção do próprio autor, (2015)

Conforme apresentado na figura 36, a aleta é montada de forma longitudinal ao escoamento no interior do túnel de vento. Os termopares são fixados em furações na superfície da aleta, sendo posteriormente preenchido (os furos) com pasta térmica para eliminar a resistência térmica ao fluxo de calor.

O anemômetro é montado acima da aleta para não gerar turbulência no escoamento incidente. A base de porcelanato contendo a resistência e o isolamento térmico fica fora da região de ensaio abaixo da chapa inferior de acrílico do túnel de vento. A chapa inferior do túnel foi cortada conforme as dimensões da base de porcelanato e após a montagem foi vedada com o uso de silicone.

Figura 37 – Aleta montada no interior do túnel de vento com aletas vizinhas para simular espaçamento



Fonte: produção do próprio autor, (2015)

A figura 37 apresenta a condição de montagem onde aletas de acrílico são instaladas na vizinhança da aleta instrumentada (aleta de ferro fundido aquecida). As aletas em acrílico são utilizadas para simular as condições de contorno impostas a esse tipo de elemento quando se tem a variação do espaçamento, porém para o caso estudado apenas a aleta central sofre aquecimento.

A cada novo espaçamento testado, o aparato foi desmontado e remontado para a condição de espaçamento seguinte. O uso de aletas fabricadas em acrílico permite a furação para a passagem dos termopares e também fácil montagem.

Figura 38 – Isolamento térmico utilizado na base do aparato



Fonte: produção do próprio autor, (2015)

Na figura 38 é apresentada uma imagem do interior da base à qual foi fixada a aleta. Essa base foi fabricada com porcelanato, tendo seu interior preenchido com lã de vidro de forma a reduzir a dissipação térmica através do aparato. Esta estratégia garante que a maior parte do calor produzido na resistência seja de fato conduzido pela aleta até o escoamento em sua vizinhança.

Os ensaios foram conduzidos mantendo constante o fornecimento de potência à resistência elétrica, que pode ter as variáveis independentes medidas (tensão e corrente), e com isso calculada a potência elétrica que é igual à taxa de calor fornecida.

### 4.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nos ensaios realizados a aleta foi montada com diferentes espaçamentos e submetidas a diferentes velocidades de escoamento, conforme tabela 12.

Tabela 12 – Variações de ensaios para geometria e escoamento

<b>Espaçamento</b>	6 mm	12 mm	24 mm	Infinito
<b>Velocidade</b>	5 m/s	6 m/s	7 m/s	8 m/s

Fonte: produção do próprio autor, 2015

A potência fornecida pela fonte elétrica de corrente contínua à resistência de aquecimento foi mantida constante em 39,02 W, sendo a potência calculada pela multiplicação entre a tensão e a corrente medida na fonte.

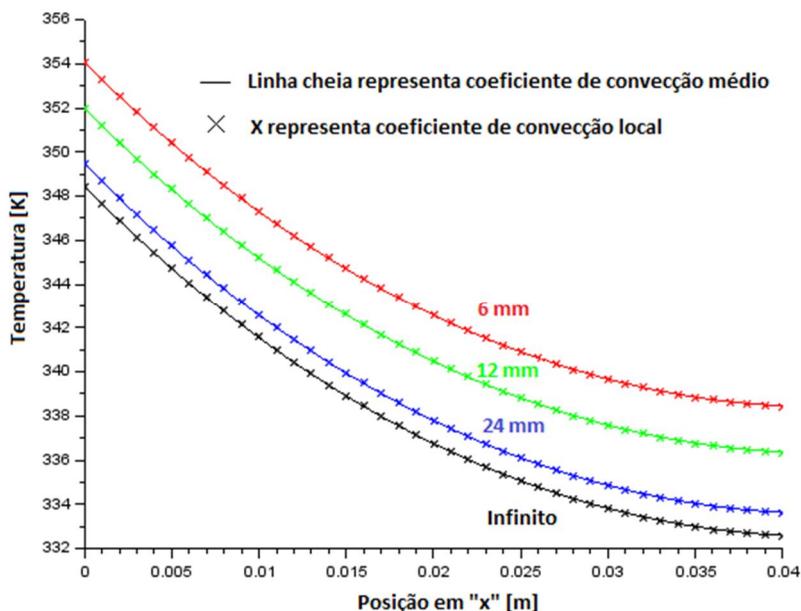
As temperaturas foram medidas apenas após estabelecido o regime permanente, que ocorria aproximadamente após 20 minutos do início de cada ensaio.

Devido às variações geométricas e hidrodinâmicas impostas no experimento, conforme esperado, foram obtidas variações nos perfis de temperatura, coeficientes de convecção e eficiência da aleta. Neste capítulo são apresentados apenas os perfis de temperatura obtidos através do método de solução de problema inverso para as variações investigadas.

A figura 41 apresenta os perfis de temperatura para a velocidade de escoamento de 5 m/s considerando as 04 condições de espaçamento ensaiadas, sendo estes perfis recuperados a partir das duas abordagens propostas:

- Coeficiente de convecção médio para toda a superfície;
- Coeficiente de convecção local variável em função da temperatura da superfície, conforme equação (23).

Figura 39 – Perfis de temperatura para coeficiente de convecção médio e local



Fonte: produção do próprio autor, 2015

A figura 39 visa demonstrar que o resultado para ambas as abordagens, coeficiente de convecção médio (linha cheia) e local (pontos com marcador X), resultam em perfis de temperatura praticamente coincidentes. Portanto, para as análises dos perfis de temperatura a seguir serão apresentados os resultados sem a distinção entre a abordagem utilizada (coeficientes de convecção médio ou local). Estes resultados indicam fisicamente que a variação do coeficiente convectivo ao longo da superfície da aleta é pequena (o sistema de medição utilizado não capturou variações), sendo necessária apenas a determinação do coeficiente médio.

Neste ponto é importante salientar que as análises dos coeficientes de convecção médio, eficiência das aletas, número de Reynolds e número de Nusselt serão apresentadas no

capítulo 5. Nesta seção apenas é discutido os perfis de temperatura obtidos pela utilização do *PSO* em relação aos parâmetros testados experimentalmente.

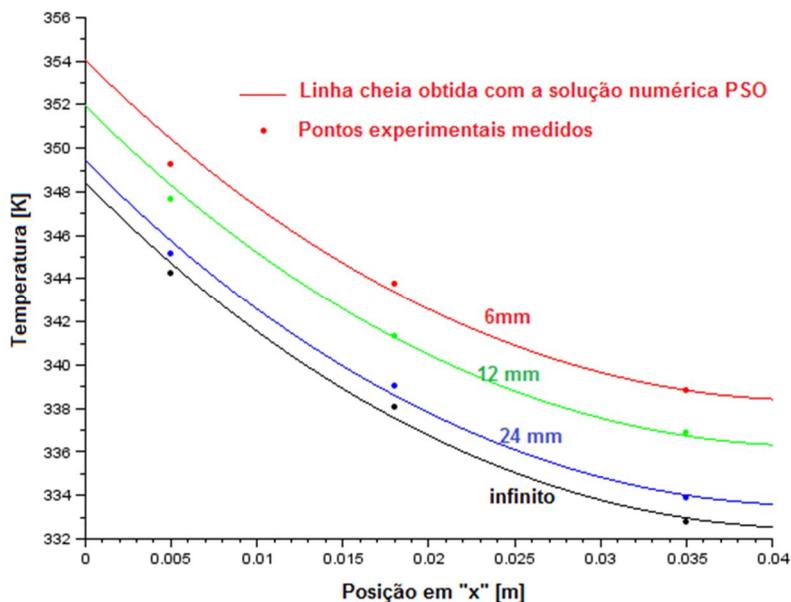
Finalmente, ressalta-se que o Apêndice A disponibiliza uma tabela com os resultados finais de todas as medições de temperatura realizadas experimentalmente.

### **4.3.1 Análise do perfil de temperatura em função do espaçamento**

Para avaliar o efeito do espaçamento na formação do perfil de temperatura sobre a superfície da aleta foram montadas 04 configurações de espaçamento entre aletas conforme mostra a tabela 12. Para cada condição de espaçamento foi obtida uma curva do perfil de temperatura na superfície da aleta aplicando o algoritmo *PSO* descrito no capítulo 3.

A figura 40 Apresenta as curvas para cada espaçamento ensaiado, sendo que a velocidade aplicada ao escoamento para avaliação destas curvas foi mantida constante e igual à 5 m/s.

Figura 40 – Perfil de temperatura para velocidade de 5 m/s



Fonte: produção do próprio autor, 2015

As temperaturas medidas experimentalmente estão indicadas por pontos na figura 40 e a curva cheia foi obtida numericamente pela solução com uso do PSO.

Tabela 13 – Temperaturas medidas para 04 espaçamentos com velocidade de 5 m/s

$T[K]$		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	296,15	297,35	295,55	296,55
	Base	354,05	351,95	349,45	348,45
	1° ponto	349,25	347,65	345,15	344,25
	2° ponto	343,75	341,35	339,05	338,05
	3° ponto	338,85	336,85	333,85	332,75

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Na figura 40 é observado que aumentando os espaçamentos são reduzidas as temperaturas, indicando que com espaçamentos maiores obtém-se um aumento do “resfriamento da peça”, ou seja, aumento do coeficiente de convecção.

No Apêndice B estão dispostas as 03 figuras contendo os perfis de temperatura para as demais velocidades ensaiadas de 6, 7 e 8 m/s conforme apresentado na figura 40 para a velocidade de 5 m/s.

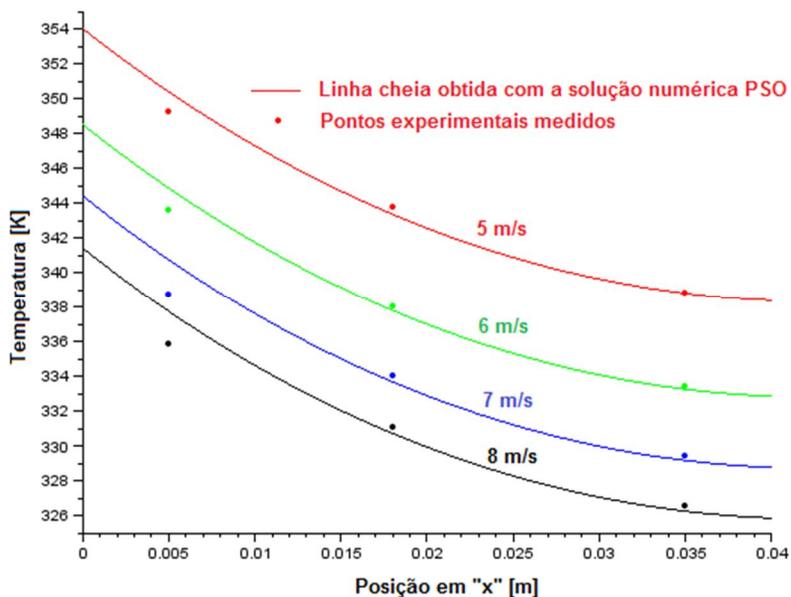
#### **4.3.2 Análise do perfil de temperatura em função da velocidade**

Da mesma forma que na análise do espaçamento, foi variada a velocidade do escoamento no túnel de vento, sendo aplicadas 04 velocidades sobre a aleta, conforme tabela 12.

A figura 41 apresenta os perfis de temperatura obtidos para o espaçamento de 6 mm nas 04 velocidades testadas, sendo que para os demais espaçamentos foram geradas também figuras tendo os perfis relacionados da mesma forma que para a figura 41 e constam no Apêndice C.

As temperaturas medidas experimentalmente para a obtenção das curvas apresentadas na figura 41 estão listadas na tabela 14.

Figura 41 – Perfil de temperatura para espaçamento de 6 mm



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela 14 – Temperaturas medidas para 04 velocidades com espaçamento de 6 mm

$T[K]$		Velocidade [m/s]			
		5	6	7	8
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	296,15	296,55	296,85	297,35
	Base	354,05	348,55	344,45	341,45
	1° ponto	349,25	343,65	338,75	335,85
	2° ponto	343,75	338,05	334,05	331,05
	3° ponto	338,85	333,45	329,45	326,55

Fonte: produção do próprio autor, 2015

A figura 41 apresenta o menor espaçamento ensaiado de 6 mm, e conforme esperado, observa-se a redução das temperaturas com o aumento da velocidade no túnel de vento, sendo que para todos os espaçamentos ensaiados observa-se o mesmo comportamento (Apêndice C).

É possível justificar o incremento do coeficiente de convecção utilizando o conceito da equação da convecção (equação 2), visto que a redução das temperaturas superficiais exigem o aumento do coeficiente de convecção para manter a mesma taxa de calor transferida.

Finalizando esta seção, vale salientar que o comportamento da temperatura da aleta reflete o efeito físico esperado, conforme observado em outras geometrias estudadas na literatura (CHEN *et. al.*, 2013); (DAUNER *et. al.*, 2014); (DUARTE *et. al.*, 2012); (MANCIN *et. al.*, 2010), que mostraram o coeficiente de convecção como uma função da velocidade e da geometria das aletas destacando-se o espaçamento entre as mesmas.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme exposto por ÇENGEL *et al.*, (2012), a transferência de calor por convecção depende fortemente das propriedades do fluido, velocidade do escoamento e da rugosidade e geometria da superfície sólida, além do regime de escoamento (laminar ou turbulento). Perante tantas variáveis é visto que é de grande dificuldade a determinação do coeficiente de convecção, uma vez que se trata de um mecanismo complexo da transferência de calor.

A solução prática de muitos problemas de engenharia utiliza o coeficiente de convecção médio (baseado em valores da literatura), possibilitando a aplicação da lei de resfriamento de Newton com relativa facilidade. Porém, é conhecido que a física envolvida compreende variações das propriedades do fluido, podendo também ocorrer variações geométricas ou hidrodinâmicas que podem alterar as características do escoamento como, por exemplo, aumentar seu nível de turbulência.

Dentro deste contexto, neste capítulo é apresentada uma análise do coeficiente de convecção médio obtido numericamente, incluindo a eficiência da aleta, aplicação do balanço de energia e estimativa dos erros envolvidos. Os efeitos do espaçamento entre aletas e da velocidade do escoamento são os parâmetros influentes investigados.

## 5.1 COEFICIENTE DE CONVECÇÃO MÉDIO

O conjunto de ensaios realizados possibilitou a determinação de 16 coeficientes de convecção médios através da solução numérica com o método *PSO*. Os coeficientes de convecção médios recuperados são apresentados tabela 15 a seguir.

Tabela 15 – Coeficientes de convecção médios

$\bar{h}$ [W/m <sup>2</sup> .K]		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Velocidade [m/s]	5	45,59	49,20	51,00	53,86
	6	52,65	56,96	58,67	59,91
	7	59,44	62,08	63,97	64,64
	8	65,60	68,90	69,19	69,96

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Avaliando o comportamento do coeficiente de convecção, foi possível observar a dependência deste com o espaçamento e velocidade, sendo que o  $\bar{h}$  tem uma variação crescente com espaçamento e velocidade descrevendo respectivamente funções logarítmica e linear.

Após a análise dos resultados obtidos com a solução numérico-experimental e aplicação do método de mínimos quadrados, foi ajustada uma equação analítica para aproximar o coeficiente convectivo, conforme equação (25) a seguir.

$$\bar{h} = cv.v + cl.ln(e/c_e) + ch \quad (25)$$

Na obtenção da equação (25) foi feita a consideração:  $e = 0,06m \rightarrow e_{\infty}$ ,

onde:

$cv$  = constante para velocidade = 6,0985;  
 $v$  = velocidade do escoamento [m/s];  
 $cl$  = constante da função logarítmica = 2,751703;  
 $ln$  = logaritmo natural;  
 $e$  = espaçamento entre aletas [m];  
 $ce$  = constante para espaçamento =  $2,87 \cdot 10^{-10}$ ;  
 $ch$  = constante para  $\bar{h} = -30,0765$ .

Na tabela 16 são apresentados os coeficientes de convecção calculados pela equação analítica proposta (equação 25) e a variação percentual entre esse resultado e aquele obtido pelo método numérico-experimental conforme tabela 15.

Tabela 16 – Coeficiente de convecção médio para equação analítica proposta

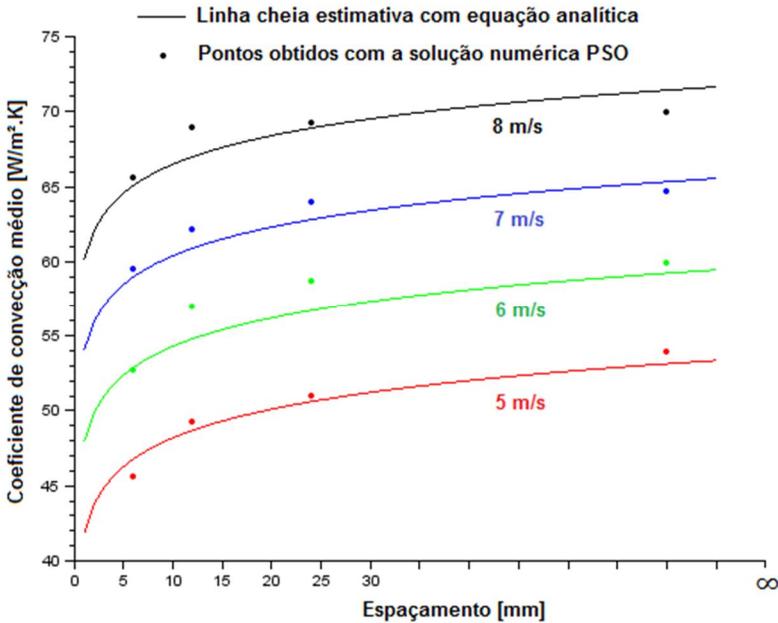
		Espaçamento [mm]							
		6		12		24		$\infty \geq 60$	
		$\bar{h}$	%	$\bar{h}$	%	$\bar{h}$	%	$\bar{h}$	%
Velocidade [m/s]	5	46,8	2,6	48,7	-1,0	50,6	-0,8	53,1	-1,4
	6	52,9	0,5	54,8	-3,8	56,7	-3,3	59,2	-1,1
	7	59,0	-0,8	60,9	-1,9	62,8	-1,8	65,3	1,1
	8	65,1	-0,8	67,0	-2,8	68,9	-0,4	71,4	2,1

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Verifica-se que a variação percentual entre a solução analítica proposta e a solução numérica-experimental ficou entre -3,8% e 2,6% para as piores estimativas, mostrando de forma geral uma boa aproximação.

A figura 42 apresenta os pontos obtidos pelo método numérico-experimental e as curvas cheias representam os resultados obtidos com a equação analítica (25).

Figura 42 – Variação do coeficiente de convecção médio para cada velocidade em função do espaçamento



Fonte: produção do próprio autor, 2015

A incerteza de medição do coeficiente de convecção foi determinada mediante a análise da propagação de erros e está descrita no apêndice F. Como a incerteza de medição encontrada ficou abaixo de 1% do valor medido, não é viável representar o intervalo na figura 42, pois os máximos e mínimos ficam muito próximos e são apresentados apenas em forma de tabela no apêndice F.

### 5.1.1 Parâmetros adimensionais para o coeficiente de convecção médio

Em estudos envolvendo o escoamento de fluidos é prática comum adimensionalizar as equações de forma a obter grupos adimensionais com maior generalidade (ÇENGEL *et al.*, 2012). No caso da convecção forçada, o número de Nusselt, em homenagem ao engenheiro alemão Wilhelm Nusselt (1882-1957), que desenvolveu estudos avançados no campo das ciências térmicas é o parâmetro normalmente utilizado.

O significado físico do número de Nusselt é descrito por ÇENGEL *et al.*, (2012) como sendo a razão entre (i) a transferência de calor através da camada de fluido pelo efeito da convecção devido o movimento macroscópico do escoamento e (ii) o efeito da transferência de calor por condução através da camada do mesmo fluido. Desta forma tem-se que:

$$q''_{conv} = \bar{h}\Delta T \quad (26)$$

$$q''_{cond} = k_{ar} \frac{\Delta T}{dh} \quad (27)$$

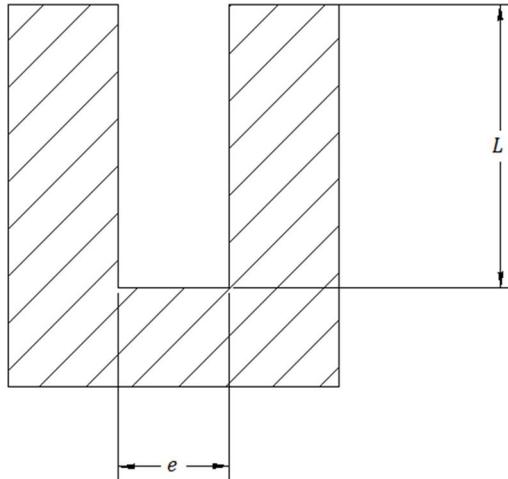
$$\frac{q''_{conv}}{q''_{cond}} = \frac{\bar{h}\Delta T}{k_{ar}\Delta T/dh} \quad (28)$$

$$Nu = \frac{\bar{h} dh}{k_{ar}} \quad (29)$$

O termo do diâmetro hidráulico  $dh$  na equação (29) é utilizado para escoamentos confinados. Este termo pode aparecer nomeado para escoamento não confinado como placa plana, por exemplo, como comprimento característico.

Segundo FOX e McDONALD (1981) é possível relacionar dutos não circulares (figura 43) de forma a determinar seu diâmetro hidráulico, desde que o duto em questão tenha forma quadrada ou retangular e a razão entre a altura e a largura esteja contida no intervalo de  $1 < L/e < 4$ .

Figura 43 – Duto não circular



Fonte: produção do próprio autor, 2015

A determinação do diâmetro hidráulico é feita relacionando a área do duto e o perímetro da superfície molhada, ou seja, a superfície em contato com o fluido, que para o caso da aleta assume a forma da equação (30):

$$dh = \frac{4A}{p} = \frac{4 \cdot e \cdot L}{e + 2L} \quad (30)$$

É importante salientar que o uso do diâmetro hidráulico para o estudo de aletas, conforme a equação (30), também é observado nos trabalhos de JOUHARA *et al.*, (2009), WU *et al.*, (2011) e DAUNER, (2014).

Aplicando a definição da equação 30 ao presente trabalho, verifica-se que duas dimensões testadas não atendem a razão sugerida por FOX e McDONALD (1981), a saber: caso dos espaçamentos de 6 mm e infinito, considerando uma altura da aleta de 40 mm. Desta forma, os parâmetros adimensionais foram determinados apenas para os espaçamentos de 12 e 24mm.

Tabela 17 – Número de Nusselt

<i>Nu</i>		Espaçamento [mm]	
		12	24
Velocidade [m/s]	5	37,74	69,64
	6	43,99	80,79
	7	48,17	88,47
	8	53,71	96,14

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Para efetuar os cálculos dos números de Nusselt da tabela 17, foram utilizados os coeficientes de convecção médios obtidos pela solução inversa com os dados experimentais conforme tabela 15.

Conforme ÇENGEL *et al.*, (2012) a transferência de calor por convecção é fortemente influenciada pelas propriedades do fluido, neste caso o ar. Estas propriedades, por sua vez, são afetadas pela temperatura do fluido que é determinada pela temperatura de mistura ou temperatura de filme (ÇENGEL *et al.*, 2012, INCROPERA *et al.*, 2008). No caso dos valores de Nusselt apresentados na tabela 17 foi empregada a definição da temperatura de filme (ver equação 31) para a determinação das propriedades do fluido.

$$T_f = (T_i + T_\infty)/2 \quad (31)$$

Além do número de Nusselt, é mandatória em uma análise do escoamento de fluidos a avaliação do número de Reynolds. O número de Reynolds recebe esse nome em homenagem ao engenheiro e físico irlandês Osborne Reynolds (1842-1912), que atuou no estudo da hidráulica e hidrodinâmica e também desenvolveu importantes estudos na transferência de calor por convecção (ÇENGEL *et al.*, 2012).

Reynolds descobriu, após exaustivas experiências na década de 1880, que o regime do escoamento depende principalmente da razão entre as forças de inércia e as forças viscosas do escoamento (ÇENGEL *et al.*, 2012). Essa relação dá origem a um número adimensional descrito pela equação (32):

$$Re = \frac{v dh}{\nu} \quad (32)$$

O regime do escoamento normalmente tratado como laminar ou turbulento é relacionado ao número de Reynolds. Quando ocorre o aumento do número de Reynolds significa uma maior proporção das forças de inércia indicando uma tendência de escoamento turbulento. Por outro lado, quando têm-se números de Reynolds baixos significa um aumento proporcional das forças viscosas que amortecem as oscilações do escoamento tendendo a torná-lo laminar.

Para calcular o número de Reynolds nos casos ensaiados neste trabalho foi utilizado o mesmo critério de uso do diâmetro hidráulico (equação 30), sendo calculados os números de Reynolds para as condições de espaçamento válidas.

A viscosidade cinemática do ar foi determinada utilizando a mesma metodologia adotada para o cálculo do coeficiente de condutividade térmica do ar, ou seja, avaliada na temperatura de filme (ÇENGEL *et al.*, 2012, e INCROPERA *et al.*, 2008). É importante destacar que as equações utilizadas

para a determinação destas propriedades em função da temperatura estão apresentadas no apêndice E.

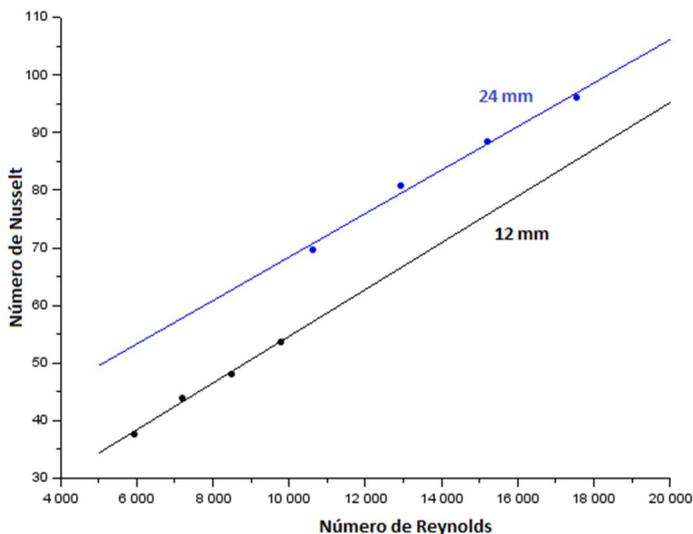
Tabela 18 – Número de Reynolds

<i>Re</i>		Espaçamento [mm]	
		12	24
Velocidade [m/s]	5	5920,32	10602,80
	6	7200,56	12932,97
	7	8478,65	15214,65
	8	9776,29	17545,84

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Finalmente, na tabela 18 são apresentados os números de Reynolds calculados para este trabalho.

Figura 44 – Valores para os números de Nusselt e Reynolds



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Avaliando as curvas formadas pelos pontos calculados para o número de Nusselt e número de Reynolds na figura 44, tem-se que o crescimento do número de Reynolds influencia linearmente o incremento do número de Nusselt (para um mesmo espaçamento entre aletas). Este comportamento era esperado visto que o acréscimo de velocidade e aumento das forças de inércia (equação 32) provoca também um aumento da transferência de calor por convecção (equação 26).

Outro dado característico observado nesta relação é que para um mesmo número de Reynolds tem-se, para o caso de espaçamentos maiores, um maior número de Nusselt. Por definição, o número de Nusselt representa a efetividade da transferência de calor por convecção sendo maior quanto maior for  $Nu$ , logo tem-se que a transferência de calor por convecção é mais efetiva para espaçamentos maiores.

## 5.2 EFICIÊNCIA TÉRMICA DA ALETA

A eficiência térmica da aleta é definida pela relação entre a taxa de calor realmente trocada devida ao perfil de temperatura formado, e a taxa máxima teórica de troca de calor por uma aleta que estivesse com toda a superfície submetida à mesma temperatura da base. No caso limite, a condutividade térmica do material é infinita, sendo assim não existe gradiente de temperatura e a taxa de calor trocada é máxima (ÇENGEL *et al.*, 2012).

Assim, a eficiência térmica da aleta pode ser obtida aplicando o conceito descrito anteriormente, ou seja:

$$\eta = \frac{q'_{real}}{q'_{m\acute{a}ximo}} \quad (33)$$

sendo,

$$q'_{real} = \sum_{i=1}^n \bar{h} \Delta s (T_i - T_{\infty}) \quad (34)$$

$$q'_{m\acute{a}ximo} = \bar{h} (L / \cos \alpha) (T_b - T_{\infty}).$$

A efici\ecncia t\ermica da aleta depende diretamente da resist\encia t\ermica total da mesma, sendo influenciada pelo coeficiente de condutividade t\ermica do material, caracteristicas geom\etricas (largura e altura da aleta) e, por fim, o coeficiente de convec\c\c3o m\edio.

Aplicando a defini\c3o da equa\c3o (33) foi calculada a efici\ecncia t\ermica da aleta para os 16 ensaios realizados (tabela 19) a partir dos coeficientes de convec\c\c3o m\edios obtidos pelo m\etodo *PSO*.

Tabela 19 – Efici\ecncia t\ermica da aleta

$\eta$ [%]		Espa\c3amento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Velocidade [m/s]	5	82,39	81,32	80,80	79,99
	6	80,33	79,13	78,67	78,34
	7	78,47	77,77	77,28	77,11
	8	76,87	76,05	75,97	75,78

Fonte: produ\c3o do pr\oprio autor, 2015

Analogamente ao procedimento adotado para o coeficiente de convec\c\c3o, foi avaliada a correla\c3o entre a velocidade e espa\c3amento sobre o rendimento t\ermico da aleta e ap\os an\alise foi recuperada uma equa\c3o analitica para aproximar a determina\c3o do  $\eta$  conforme equa\c3o (35).

$$\eta = cv.v + cl.ln(e/c_e) + c\eta \quad (35)$$

Na obtenção da equação (25) foi feita a consideração:  $e = 0,08m \rightarrow e_{\infty}$

onde:

$cv$  = constante para velocidade = -1,63325;

$v$  = velocidade do escoamento [m/s];

$cl$  = constante da função logarítmica = -0,74683;

$ln$  = logaritmo natural;

$e$  = espaçamento entre aletas [m];

$ce$  = constante para espaçamento =  $3,445 \cdot 10^{45}$ ;

$c\eta$  = constante para  $\eta = 8,008$ .

Na tabela 20 são apresentados as eficiências térmicas calculadas pela equação analítica proposta (equação 35) e a variação percentual entre esse resultado e aquele obtido pelo método numérico conforme tabela 19.

Tabela 20 – Eficiência térmica conforme equação analítica e desvio da solução numérica

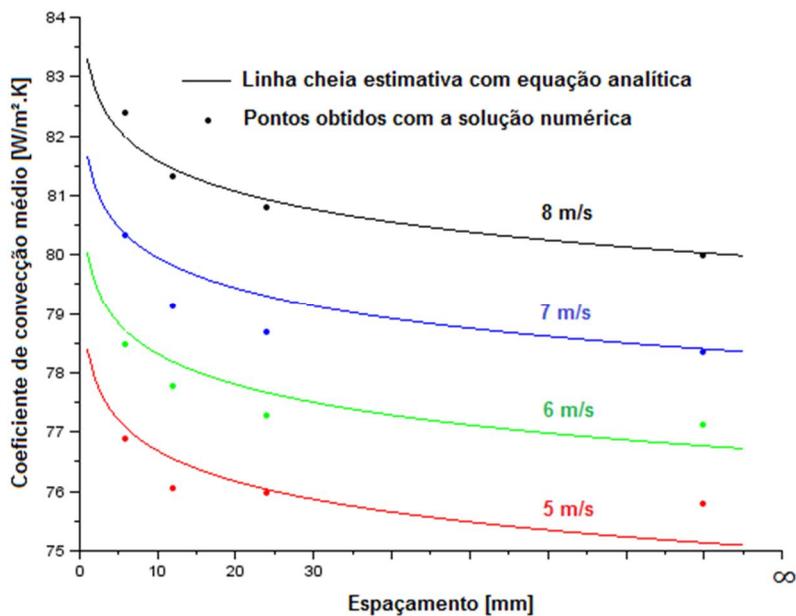
		Espaçamento [mm]							
		6		12		24		$\infty \geq 80$	
		$\eta$	%	$\eta$	%	$\eta$	%	$\eta$	%
Velocidade [m/s]	5	81,9	-0,50%	81,4	0,16%	80,9	0,16%	80,0	0,05%
	6	80,3	0,01%	79,8	0,87%	79,3	0,80%	78,4	0,08%
	7	78,7	0,29%	78,1	0,54%	77,6	0,50%	76,7	-0,44%
	8	77,0	0,26%	76,5	0,66%	76,0	0,08%	75,1	-0,84%

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Verifica-se que a variação percentual entre a solução analítica aproximada e a solução obtida pela metodologia numérico-experimental para a eficiência térmica da aleta ficou entre -0,84% e 0,87% para as piores estimativas, mostrando uma ótima aproximação para a equação (35).

A figura 45 apresenta os pontos obtidos pelo método numérico-experimental e as curvas cheias representam os resultados obtidos com a equação (35).

Figura 45 – Eficiência térmica da aleta para cada velocidade em função do espaçamento



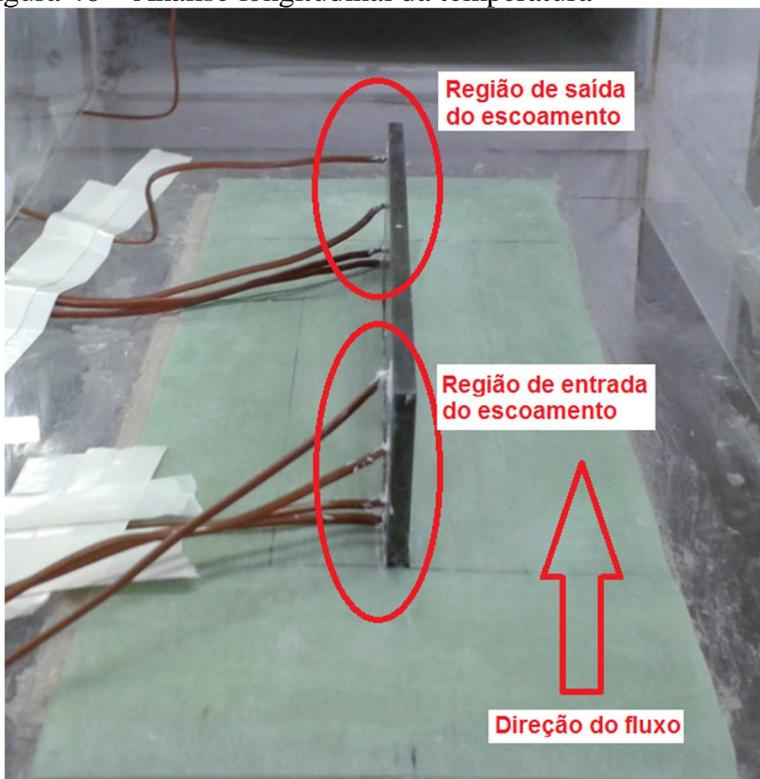
Fonte: produção do próprio autor, 2015

### 5.3 BALANÇO DE ENERGIA

Conforme proposto, a discretização das equações foi realizada no campo unidimensional, ou seja, lembrando a figura 19, na direção “x”. Porém é de conhecimento que os gradientes de temperatura podem ser observados também na direção longitudinal da aleta (na figura 34 é representada pelo eixo “z”).

Para avaliar o efeito térmico ao longo da aleta enquanto ocorre o desenvolvimento da camada limite, foram realizadas medições em diferentes regiões da aleta conforme figura 46.

Figura 46 – Análise longitudinal da temperatura

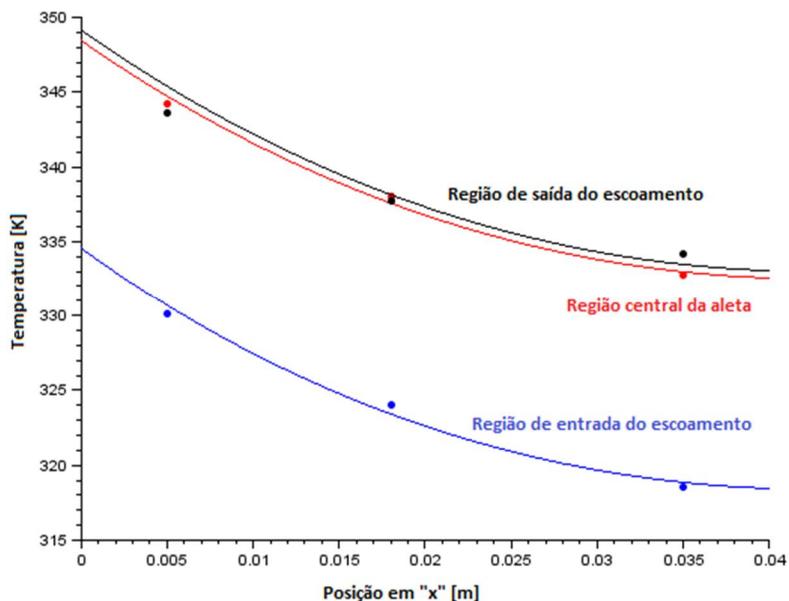


Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme a figura 46 os termopares foram inseridos, em um dos ensaios, em pontos na região de entrada do escoamento e na região de saída, sendo cada “linha” de termopares fixada à 10 mm de cada face. Este ensaio foi executado apenas para a condição de espaçamento infinito (conforme figura 46), porém repetido para as 4 velocidades testadas.

A figura 47 apresenta os perfis de temperatura obtidos para as três regiões da aleta à velocidade de 5 m/s.

Figura 47 – Perfil de temperatura com 5 m/s (eixo longitudinal)



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Os pontos indicam as temperaturas medidas experimentalmente e as linhas cheias a curva do perfil de temperatura calculada através do *PSO*.

Por outro lado, a tabela 21 apresenta os pontos experimentais utilizados para gerar a figura 47, sendo que as figuras para as demais velocidades estão apresentadas no Apêndice D.

Tabela 21 – Temperaturas medidas longitudinalmente

$T$ [K]		Medição longitudinal		
		Entrada	Central	Saída
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	294,95	296,55	294,95
	Base	334,55	348,45	349,15
	1° ponto	330,15	344,25	343,65
	2° ponto	324,05	338,05	337,75
	3° ponto	318,55	332,75	334,15

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme os resultados obtidos, foi identificada a existência de um gradiente de temperatura também no eixo longitudinal da aleta, sendo mais intenso na região de entrada do escoamento. Para cada região o *PSO* determinou os coeficientes médios de convecção que são apresentados na tabela 22.

Tabela 22 – Coeficientes de convecção médio por região

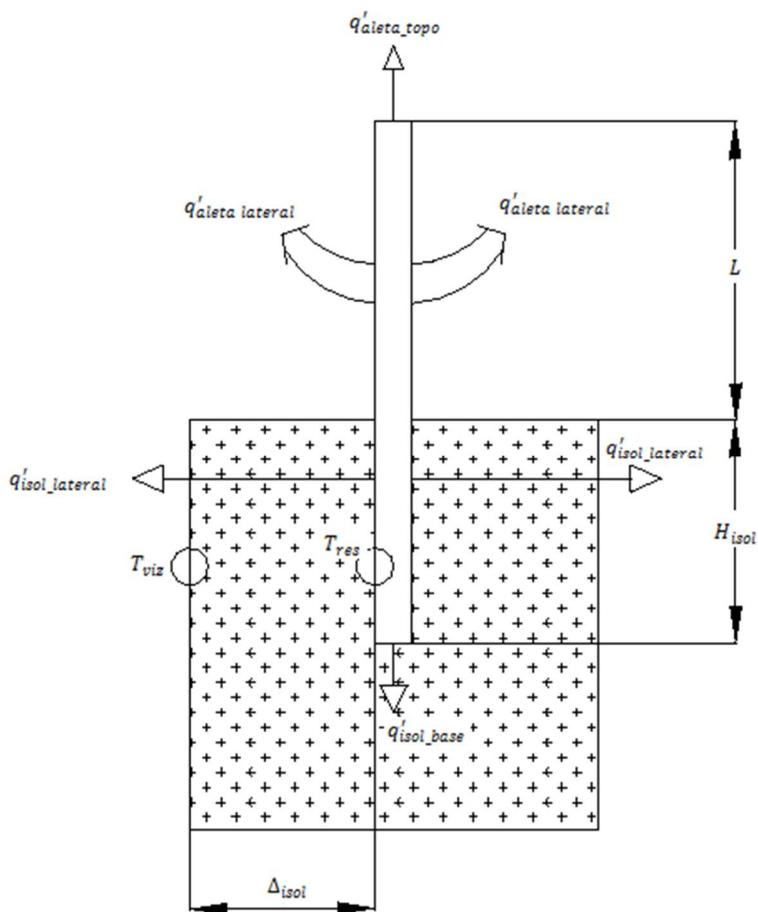
[W/m <sup>2</sup> .K]	5 m/s	6 m/s	7 m/s	8 m/s
<b>Entrada</b>	80,80	90,89	99,07	112,02
<b>Centro</b>	53,72	59,90	64,64	69,96
<b>Saída</b>	51,79	56,81	63,19	69,10

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Conforme resultados da tabela 22, tem-se que o coeficiente de convecção é bastante elevado na região de entrada do escoamento estabilizando ao longo da aleta.

Após avaliados os gradientes de temperatura na direção do escoamento, aplicou-se um balanço de energia com a finalidade de validar o aparato experimental desenvolvido. A figura 48 apresenta o esquema de montagem da aleta com as indicações de fluxos de calor avaliados no balanço de energia.

Figura 48 – Esquema da aleta para balanço de energia



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Aplicando o balanço de energia tem-se que:

$$q'_{total} = q'_{aleta\_topo} + 2 q'_{aleta\_lateral} + q'_{isol\_base} + 2 q'_{isol\_lateral} \quad (36)$$

$$q'_{aleta\_topo} = \bar{h} \cdot t \cdot (T_n - T_\infty) \quad (37)$$

$$q'_{aleta\_lateral} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n \bar{h} \cdot \Delta x \cdot (T_i - T_\infty) \quad (38)$$

$$q'_{isol\_base} = k_{isol} \cdot t \cdot \frac{T_{res} - T_{viz}}{\Delta_{isol}} \quad (39)$$

$$q'_{isol\_lateral} = 2 \cdot k_{isol} \cdot H_{isol} \cdot \frac{T_{res} - T_{viz}}{\Delta_{isol}} \quad (40)$$

$$Desvio = q'_{fornecido} - q'_{total} \quad (41)$$

onde:

$L$  = Altura da superfície da aleta: 40 mm;

$t$  = Espessura da aleta: 5 mm;

$\Delta x = L/n$  = Comprimento de cada seguimento da aleta  
sendo  $n$  o número de nós;

$q'_{aleta\_topo}$  = Fluxo de calor dissipado pelo topo da aleta  
[W/m];

$q'_{aleta\_lateral}$  = Fluxo de calor dissipado pela lateral da  
aleta [W/m];

$k_{isol}$  = Condutividade térmica do isolamento:  
0,046W/m.K [lã de vidro];

$\Delta_{isol}$  = Espessura da camada de isolamento: 25 mm;

$H_{isol}$  = Altura da superfície sob o isolamento: 30 mm;

$T_{res}$  = Temperatura na superfície da resistência [K];

$T_{viz}$  = Temperatura na vizinhança da resistência [K];

$q'_{isol\_base}$  = Fluxo de calor perdido pela base do  
isolamento [W/m];

$q'_{isol\_lateral}$  = Fluxo de calor perdido pela lateral do isolamento [W/m];

$q'_{total}$  = Fluxo de calor total [W/m];

$q'_{fornecido}$  = Fluxo de calor fornecido pela fonte à aleta [195,11W/m];

*desvio* = Desvio entre o fluxo fornecido e o fluxo total dissipado [W/m].

Realizando o balanço de energia para as 4 velocidades e avaliando individualmente cada segmento da aleta foram obtidos os fluxos de calor e calculados os desvios entre o valor medido e o valor calculado, expressos na tabela 23.

Tabela 23 – Balanço de energia

[W/m]	$q'_{aleta}$	$q'_{isol}$	$q'_{total}$	<i>Desvio</i> [W/m]	<i>Desvio</i> [%]
<b>5 m/s</b>					
<b>Entrada</b>	196,6	9,2	205,8	10,69	5,5
<b>Centro</b>	188,4	8,8	197,2	2,09	1,1
<b>Saída</b>	190,5	9,1	199,6	4,49	2,3
<b>6 m/s</b>					
<b>Entrada</b>	191,1	8,6	199,7	4,59	2,4
<b>Centro</b>	188,4	8,3	196,7	1,59	0,8
<b>Saída</b>	188,8	8,6	197,4	2,29	1,2
<b>7 m/s</b>					
<b>Entrada</b>	187	8,2	195,2	0,09	0,05
<b>Centro</b>	187,3	7,9	195,2	0,09	0,05
<b>Saída</b>	190,3	8,2	198,5	3,39	1,7
<b>8 m/s</b>					
<b>Entrada</b>	186,3	7,9	194,2	-0,91	-0,5
<b>Centro</b>	187,1	7,7	194,8	-0,31	-0,2
<b>Saída</b>	189,5	7,9	197,4	2,29	1,2

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Do balanço de energia realizado pode-se concluir que:

- (i) A análise unidimensional reflete a projeção média para a aleta visto que tem-se variação desprezível do fluxo de calor em relação ao eixo “z”, pois quando ocorre aumento do coeficiente de convecção tem-se redução do gradiente de temperatura.
- (ii) As perdas de calor pelo isolamento do aparato foram bem controladas, demonstrando 5,5% de perdas pelo aparato para o pior caso.

## 6 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo principal a determinação dos coeficientes de troca de calor por convecção em aletas de ferro fundido cinzento a partir da medição de temperaturas ao longo da aleta e da aplicação de técnicas de solução de problemas inversos baseada no método de enxame de partículas (*PSO*).

A determinação do coeficiente de convecção através da aplicação do método inverso *PSO* foi possível para todas as condições ensaiadas, sendo que a resposta numérica do algoritmo foi excelente devido ao baixo erro aleatório encontrado.

Avaliando a complexidade do algoritmo pode-se afirmar, conforme também o fazem BEPPLER *et al.*, (2013) e SANTOS, W.R., (2014), que a implementação é bastante simples, o método possui boa convergência e não requer grandes recursos computacionais.

Conforme exigências do método são necessárias informações previamente conhecidas do fenômeno, sendo que a correta obtenção destes dados é fundamental para a convergência do método para o valor verdadeiro. O aparato de estudo desenvolvido foi estabelecido de forma a garantir a dissipação térmica através da aleta, não sendo necessário efetuar medições nas superfícies entre as aletas, possibilitando a redução das medições e facilitando a montagem dos espaçamentos.

Após avaliações com a expectativa de investigar o comportamento do coeficiente de convecção local, concluiu-se que a variação local tem efeito desprezível sobre os resultados térmicos médios da aleta. Deste modo, as análises numéricas foram conduzidas de forma a aprofundar o estudo do efeito médio que, como apresentado através do balanço de energia, permite determinar as propriedades térmicas do sistema.

Pode-se citar ainda 03 importantes observações acerca dos resultados desta pesquisa:

- i) O coeficiente de convecção médio sofre forte influência da velocidade do escoamento (principal agente);
- ii) O espaçamento tem sua contribuição sobre o coeficiente de convecção médio reduzida quando a velocidade é elevada;
- iii) O comportamento do coeficiente de convecção médio e da eficiência da aleta é função da velocidade e do espaçamento, descrevendo claramente uma tendência e possibilitando a determinação de equações de correlação.

A natureza do método estudado *PSO*, permite sua aplicação com sucesso em todo problema típico de engenharia visto que, tais problemas têm sua variância e tendência regidas por fenômenos físicos que podem ser determinados por equações ou aproximações experimentais.

A investigação dos demais parâmetros dimensionais apontados na literatura como influentes ao coeficiente de convecção pode vir a agregar mais robustez às equações de correlação, cita-se aqui a altura da aleta, comprimento longitudinal, espessura e variação da seção da aleta.

Foi verificado o efeito da região de entrada do escoamento sobre a distribuição de temperatura da aleta e do coeficiente de troca por convecção, recomendando uma futura investigação deste efeito.

A contribuição da temperatura sobre o coeficiente de convecção também pode ser avaliada através de ensaios similares àqueles realizados neste estudo, porém conduzindo testes mantendo constantes o espaçamento e velocidade e variando a taxa de calor fornecida à aleta.

Por fim, o enriquecimento deste estudo pode auxiliar no desenvolvimento de equações de correlação mais completas

que auxiliem com uma boa margem de aproximação na determinação do coeficiente de convecção médio e da eficiência da aleta ainda na fase de projeto dos trocadores de calor, permitindo a economia de recursos computacionais, humanos e materiais.

## REFERÊNCIAS

- [1] Albertazzi A.G.Jr, Sousa, A.R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Barueri, SP, Editora Manole, 2008.
- [2] Beppler Jr, A.M., Vaz Jr, M., Cardoso, E.L., Muñoz-Rojas, P. **A benchmark study on parameter identification of anisotropic heat transfer problems using heuristic optimization strategies: CILAMCE 2013**. Proceedings of the XXXIV Iberian-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering Z.J.G.N Del Prado (Editor), ABMEC, Pirenópolis, GO, Brazil, November 10-13 2013.
- [3] Çengel, Y.A., Ghajar, A.J.; adaptado por Kanoglu, M.; tradução: Lino, F.A.M.; revisão técnica: Ismail, K. A.R. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4th edição. Porto Alegre, AMGH 2012.
- [4] Chen, H.T., Chou, J.C., Wang, H.C. **Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2007. Pp. 45-57.
- [5] Chen, H.T., Lai, S.T., Haung, L.Y. **Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink**. Applied Thermal Engineering, Vol. 49, 2013. Pp. 514-521.

- [6] Dauner, F.A.L. **Simulação numérica da troca de calor conjugada condução/ convecção em superfícies aletadas.** TCC, UDESC, Joinville 2014.
- [7] Diani, A., Mancin, S., Zilio, C., Rossetto, L. **An assessment on air forced convection on extended surfaces: Experimental results and numerical modeling.** International Journal of Thermal Sciences, Vol. 07, 2013. Pp. 3121-3130.
- [8] Downing, D., Clark, J. **Estatística aplicada.** Editora Saraiva, Guarulhos, SP, 1998.
- [9] Duarte, D.F., Novaes, A., Nogueira, E. **Solução analítica em aleta de perfil retangular: comparação de desempenho térmico entre alumínio e ferro fundido em motores elétricos.** UniFOA, n.20, 2012.
- [10] Eberhart, R., Kennedy, J. **A new optimizer using particle swarm theory.** 6<sup>th</sup> International Symposium on Micro Machine and Human Science, Nagoya, Proceedings, IEEE, 1995. Pp. 39-43.
- [11] Fox, R.W., McDonald, A.T. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 2th edição. Rio de Janeiro, Editora Guanabara dois S.A., 1981.
- [12] Guesser, W.L., Cabezas, C., Melleras, E., Masiero, I. **Thermal conductivity of gray iron and compacted graphite iron used for cylinder heads.** Matéria, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, Vol. 10, n°2, 2005.

- [13] Heppner, H. e Grenander U. **A stochastic non-linear model for coordinated bird flocks**. In S. Krasner (Ed.), *The ubiquity of chaos* Washington: AAAS, 1990. Pp. 233-238.
- [14] Incropera, F.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., Dewitt, D.P.; tradução: Queiroz, E. M., Pessoa, F. L. P.; **Fundamentos da transferência de calor e de massa**. 6th edição. Rio de Janeiro , LTC, 2008.
- [15] Jouhara, H., Axcell, B.P., **Modelling and simulation techniques for forced convection heat transfer in heat sink with rectangular fins**. *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 17, 2009. Pp. 871-882.
- [16] Kennedy, J. Eberhart, R., Shi, Y. **Swarm intelligence**. San Francisco, Morgan Kaufman/Academic Press, 1990.
- [17] Kline, S. J., McClintock, F. A., **Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments**. *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, January 1953.
- [18] Lee, D.H., Jung, J.M., Ha, J.H., Cho, Y.I. **Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes o fair-cooled heat exchanger**. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, 2012. Pp. 161-166.
- [19] Lienhard, J.H.IV, Lienhard, J.H.V. **A heat transfer textbook**. 3th edition. Cambridge, MA, Phlogiston Press, 2004.

- [20] Maliska, C.R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2th edição. Rio de Janeiro, LTC, 2004.
- [21] Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., Rossetto, L. **Heat transfer during air flow in aluminum foams**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2010. Pp. 4976-4984.
- [22] Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., Rossetto, L., **Pressure drop during air flow in aluminum foams**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, 2010. Pp. 3121-3130.
- [23] Mesalhy, O.M., Salem S.A.A, Mostafa, M.E. **Flow and heat transfer over shallow cavities**. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 49, 2010. Pp. 514-521.
- [24] Morega, M., Bejan, A. **Plate fins with variable thickness and height for air cooled electronic modules**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37 1994. Pp. 433-445.
- [25] Pal, S., Saha, S. K., **Laminar fluid flow and heat transfer through a circular tube having spiral ribs and twisted tapes**. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 60, 2015. Pp. 173-181.
- [26] Patankar, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. USA, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [27] Piacentini, J.J., Grandi, B.C.S., Hofmann, M.P., Lima, F.R.R., Zimmermann, E. **Introdução ao laboratório de física**. 2th edição, Florianópolis, SC, Editora da UFSC, 2001.

- [28] Pieske, A., Chaves, L.M., Reimer, J.F. **Ferros fundidos cinzentos de alta qualidade**. 3th edição. Joinville, SOCIESC, 1980.
- [29] Poli, R., Kennedy, J., Blackwell, T. **Particle Swarm optimization**. Springer Science, Vol. 01, 2007. pp. 33-57.
- [30] Rohsenow, Hartnett, J.P., E.M, Cho, Y.I. **Handbook of Heat Transfer**. 3th edition. New York, MacGraw-Hill, 1998.
- [31] Santos, W. R. **Identificação de parâmetros em problemas difusivos dominantes: Aplicação do PSO a problemas de condução de calor em regime transiente utilizando o método de volumes finitos**. TCC, Joinville, UDESC, 2014.
- [32] Saramago, S.P. e Steffen, V.J. **Introdução às técnicas de otimização em engenharia**. UFU, Vol. 1, n.9, 2009.
- [33] Sajedi, R., Taghilou, M., Jafari, M. **Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger**. Applied Thermal Engineering, Vol. 83, 2015. pp. 139-146.
- [34] Sears, F., Zemansky, M.W., Young, H.D. **Física 3 Eletricidade e Magnetismo**. 2th edição. Rio de Janeiro, LTC, 1994.

- [35] Videira, L.C.P. **Estudo experimental de um modelo de ônibus com ênfase no escoamento da esteira.** Tese de Doutorado, São José dos Campos, ITA, 2001.
- [36] Wu, H.H., Hsiao, Y. Y., Huang, H.S., Tang, P.H., Chen, S.L. **A practical plate-fin heat sink model.** Applied Thermal Engineering, Vol. 31, 2011. pp. 984-992
- [37] Yuan, W. Hsiao, Y. Y., Huang, H.S. **Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat.** Applied Thermal Engineering, Vol. 48, 2012. pp. 81-88.
- [38] Zdanski, P.S.B., Dauner, F.A.L., Pauli, D., Silva, M.J. **Análise numérica do escoamento turbulento em matrizes tubulares com afinamento.** São Leopoldo, Anais da EPTT: ABCM, 2014. pp. 7-15

## APÊNDICE A – Resultados das medições de temperaturas

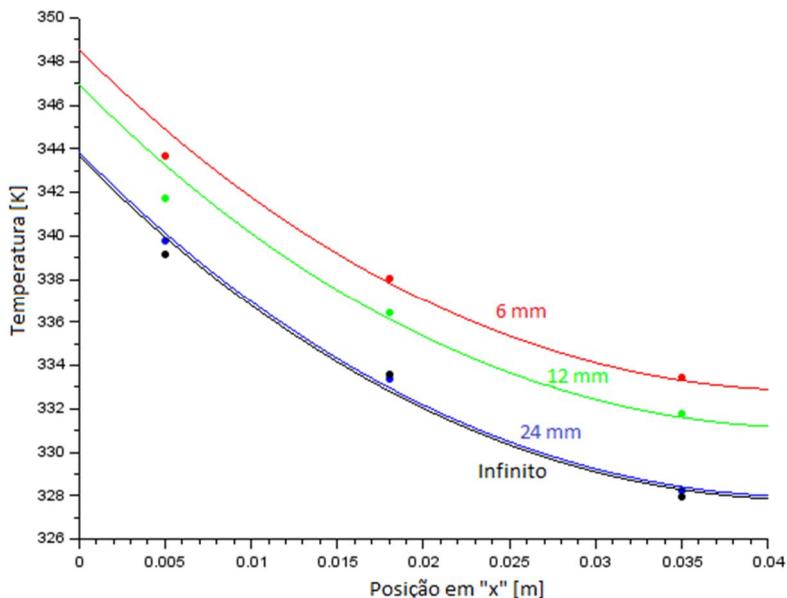
Tabela A1 – Temperaturas medidas

$v$ [m/s]	$T$ [K]	Espaçamento [mm]					
		6	12	24	Infinito		
					Entrada	Centro	Saída
<b>5</b>	$T_{\infty}$	296,15	297,35	295,55	294,95	296,55	294,95
	Base	354,05	351,95	349,45	334,55	348,45	349,15
	1° ponto	349,25	347,65	345,15	330,15	344,25	343,65
	2° ponto	343,75	341,35	339,05	324,05	338,05	337,75
	3° ponto	338,85	336,85	333,85	318,55	332,75	334,15
	$T_{res}$	383,65	380,25	376,45	376,75	377,45	376,75
	$T_{viz}$	307,45	309,85	307,25	305,65	308,85	305,65
<b>6</b>	$T_{\infty}$	296,55	297,55	295,25	295,15	295,95	295,15
	Base	348,55	346,95	343,85	330,45	343,65	344,85
	1° ponto	343,65	341,75	339,75	326,45	339,15	339,55
	2° ponto	338,05	336,45	333,35	320,25	333,55	333,75
	3° ponto	333,45	331,75	328,25	315,05	327,95	329,95
	$T_{res}$	377,45	375,75	370,75	372,55	372,45	372,55
	$T_{viz}$	307,55	309,75	306,05	305,35	307,75	305,35
<b>7</b>	$T_{\infty}$	296,85	297,65	295,25	295,05	295,85	295,05
	Base	344,45	343,35	340,85	327,55	340,55	341,15
	1° ponto	338,75	338,15	335,45	323,45	335,45	336,05
	2° ponto	334,05	332,65	330,55	318,05	331,15	330,05
	3° ponto	329,45	328,65	325,45	312,35	324,75	326,15
	$T_{res}$	372,85	371,15	366,85	368,55	367,75	368,55
	$T_{viz}$	307,25	309,05	305,15	304,65	306,25	304,65
<b>8</b>	$T_{\infty}$	297,35	297,85	295,15	295,25	295,75	295,25
	Base	341,45	339,85	337,55	325,05	337,75	338,25
	1° ponto	335,85	334,95	332,55	320,15	332,65	333,55
	2° ponto	331,05	329,25	327,55	315,35	327,85	327,85
	3° ponto	326,55	325,25	322,25	310,55	322,45	322,85
	$T_{res}$	368,95	366,95	362,85	365,05	365,45	365,05
	$T_{viz}$	306,75	308,15	303,95	303,95	305,75	303,95

Fonte: produção do próprio autor, 2015

## APÊNDICE B – Perfis de temperatura em função do espaçamento

Figura B1 – Perfil de temperatura para velocidade de 6 m/s



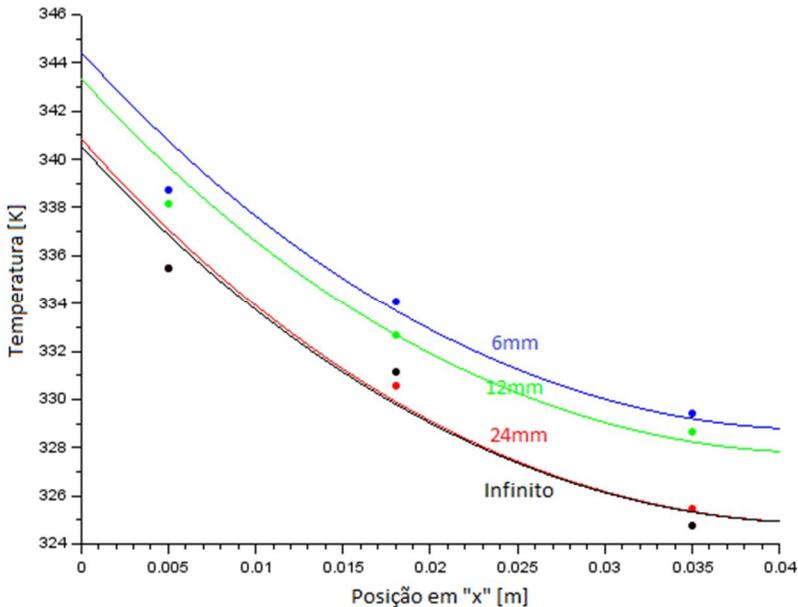
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela B1 – Temperaturas medidas para 04 espaçamentos com velocidade de 6 m/s

$T$ [K]		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	296,55	297,55	295,25	295,95
	Base	348,55	346,95	343,85	343,65
	1° ponto	343,65	341,75	339,75	339,15
	2° ponto	338,05	336,45	333,35	333,55
	3° ponto	333,45	331,75	328,25	327,95

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura B2 – Perfil de temperatura para velocidade de 7 m/s



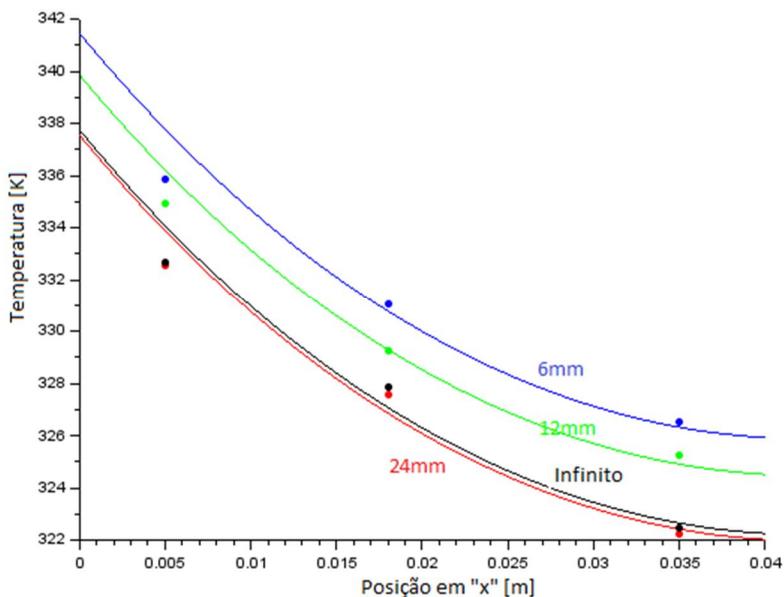
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela B2 – Temperaturas medidas para 04 espaçamentos com velocidade de 7 m/s

$T$ [K]		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	296,85	297,65	295,25	295,85
	Base	344,45	343,35	340,85	340,55
	1° ponto	338,75	338,15	335,45	335,45
	2° ponto	334,05	332,65	330,55	331,15
	3° ponto	329,45	328,65	325,45	324,75

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura B3 – Perfil de temperatura para velocidade de 8 m/s



Fonte: produção do próprio autor, 2015

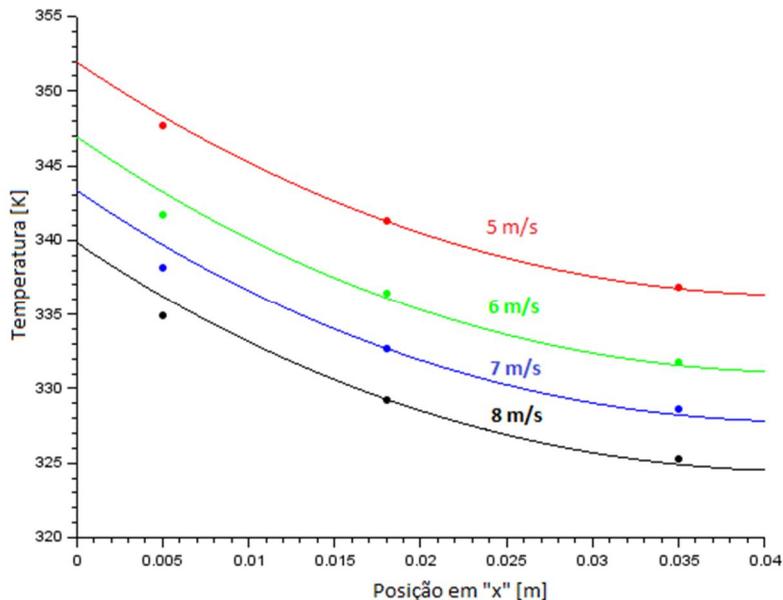
Tabela B3 – Temperaturas medidas para 04 espaçamentos com velocidade de 8 m/s

$T$ [K]		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	$\infty$
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	297,35	297,85	295,15	295,75
	Base	341,45	339,85	337,55	337,75
	1° ponto	335,85	334,95	332,55	332,65
	2° ponto	331,05	329,25	327,55	327,85
	3° ponto	326,55	325,25	322,25	322,45

Fonte: produção do próprio autor, 2015

## APÊNDICE C – Perfis de temperatura em função da velocidade

Figura C1 – Perfil de temperatura para espaçamento de 12 mm



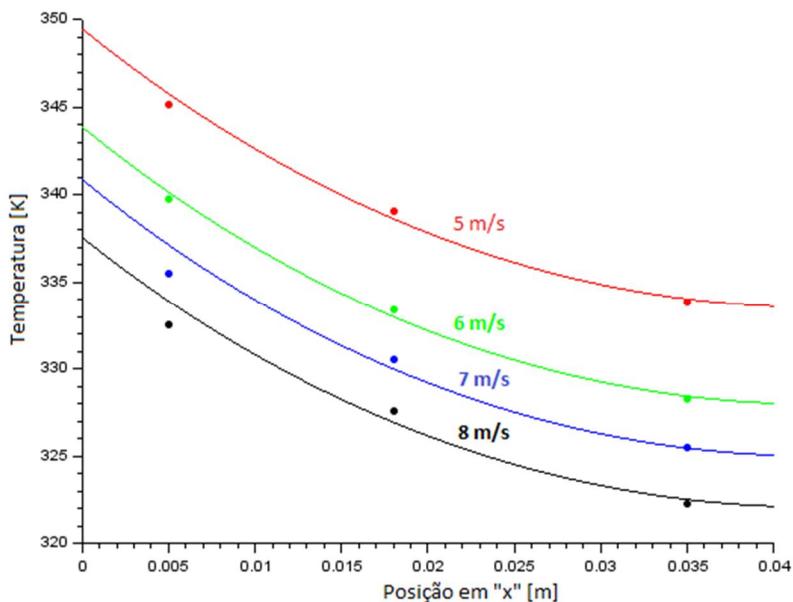
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela C1 – Temperaturas medidas para 04 velocidades com espaçamento de 12 mm

$T$ [K]		Velocidade [m/s]			
		5	6	7	8
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	297,35	297,55	297,65	297,85
	Base	351,95	346,95	343,35	339,85
	1° ponto	347,65	341,75	338,15	334,95
	2° ponto	341,35	336,45	332,65	329,25
	3° ponto	336,85	331,75	328,65	325,25

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura C2 – Perfil de temperatura para espaçamento de 24 mm



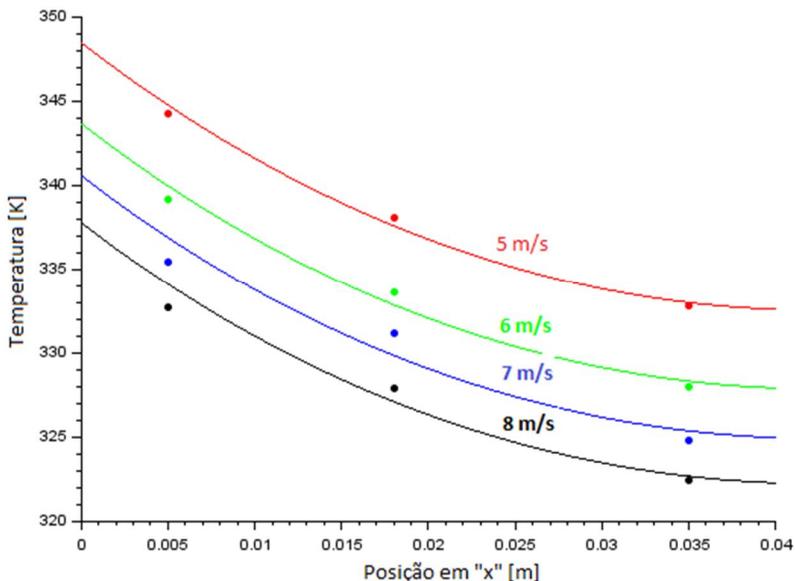
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela C2 – Temperaturas medidas para 04 velocidades com espaçamento de 24 mm

$T$ [K]		Velocidade [m/s]			
		5	6	7	8
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	295,55	295,25	295,25	295,15
	Base	349,45	343,85	340,85	337,55
	1° ponto	345,15	339,75	335,45	332,55
	2° ponto	339,05	333,35	330,55	327,55
	3° ponto	333,85	328,25	325,45	322,25

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura C3 – Perfil de temperatura para espaçamento infinito



Fonte: produção do próprio autor, 2015

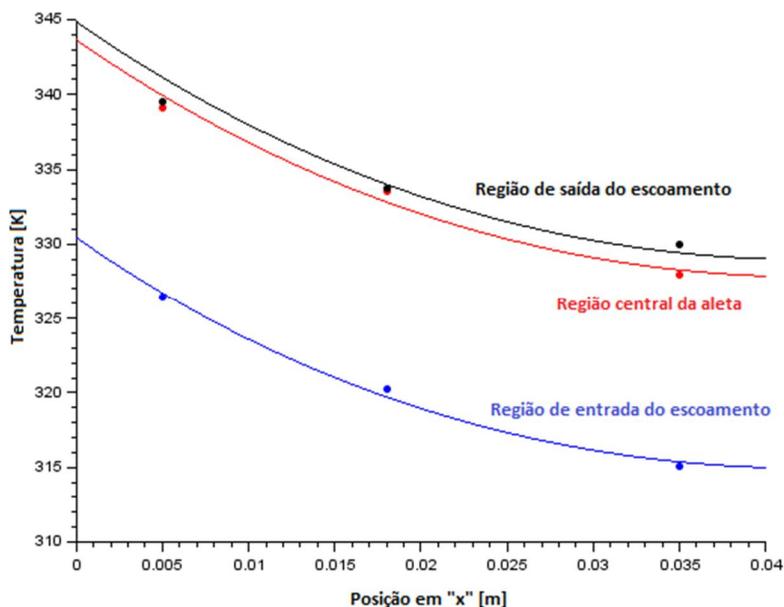
Tabela C3 – Temperaturas medidas para 04 velocidades com espaçamento infinito

$T$ [K]		Velocidade [m/s]			
		5	6	7	8
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	296,55	295,95	295,85	295,75
	Base	348,45	343,65	340,55	337,75
	1° ponto	344,25	339,15	335,45	332,65
	2° ponto	338,05	333,55	331,15	327,85
	3° ponto	332,75	327,95	324,75	322,45

Fonte: produção do próprio autor, 2015

## APÊNDICE D – Perfis de temperatura análise longitudinal da aleta

Figura D1 – Perfil de temperatura para velocidade de 6 m/s



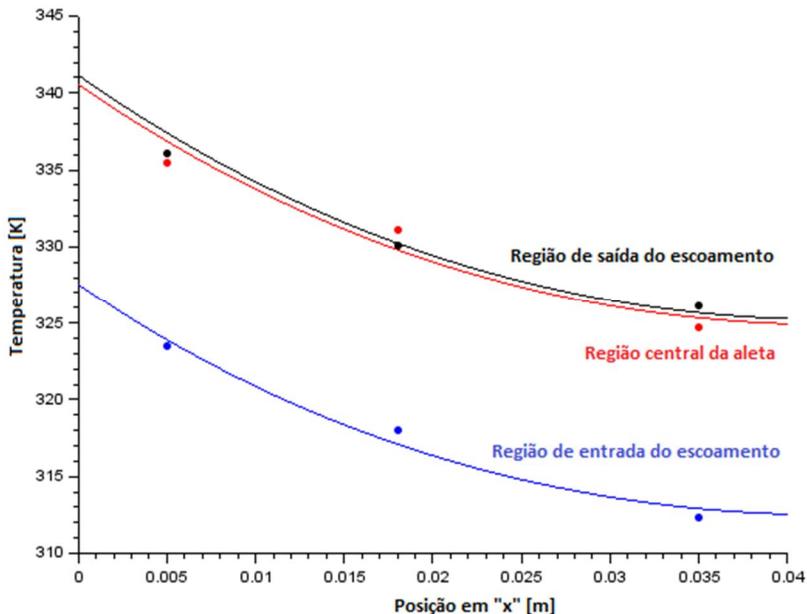
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela D1 – Temperaturas medidas para nas 03 regiões da aleta com velocidade de 6 m/s

$T$ [K]		Medição longitudinal		
		Entrada	Central	Saída
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	295,15	295,95	295,15
	Base	330,45	343,65	344,85
	1° ponto	326,45	339,15	339,55
	2° ponto	320,25	333,55	333,75
	3° ponto	315,05	327,95	329,95

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura D2 – Perfil de temperatura para velocidade de 7 m/s



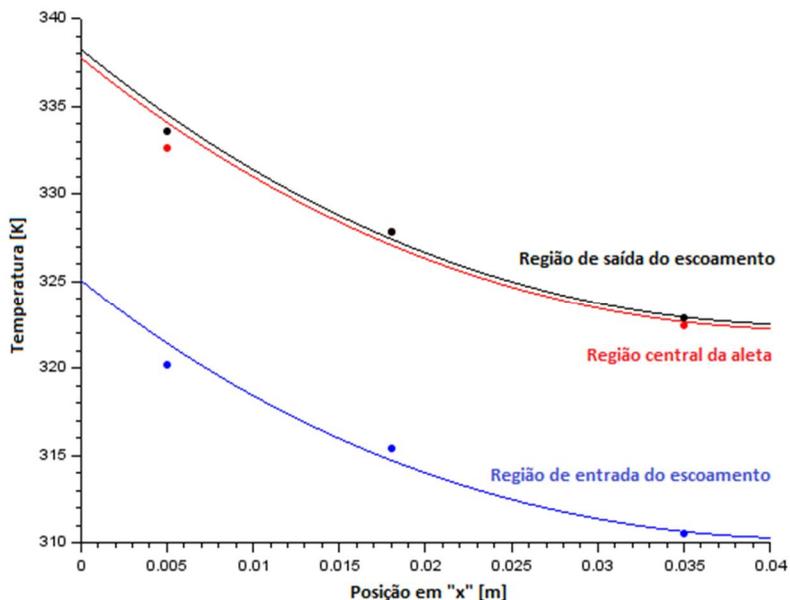
Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela D2 – Temperaturas medidas para nas 03 regiões da aleta com velocidade de 7 m/s

$T$ [K]		Medição longitudinal		
		Entrada	Central	Saída
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	295,05	295,85	295,05
	Base	327,55	340,55	341,15
	1° ponto	323,45	335,45	336,05
	2° ponto	318,05	331,15	330,05
	3° ponto	312,35	324,75	326,15

Fonte: produção do próprio autor, 2015

Figura D3 – Perfil de temperatura para velocidade de 8 m/s



Fonte: produção do próprio autor, 2015

Tabela D3 – Temperaturas medidas para nas 03 regiões da aleta com velocidade de 8 m/s

$T[K]$		Medição longitudinal		
		Entrada	Central	Saída
Temperaturas [K]	$T_{\infty}$	295,25	295,75	295,25
	Base	325,05	337,75	338,25
	1° ponto	320,15	332,65	333,55
	2° ponto	315,35	327,85	327,85
	3° ponto	310,55	322,45	322,85

Fonte: produção do próprio autor, 2015

## APÊNDICE E – Funções para determinação das propriedades do fluido

Viscosidade cinemática do ar:

$$v = \left( \frac{-3,6 \cdot 10^{-6} T^3 + 0,0131166 \cdot T^2 + 2,3485399 \cdot T}{-208,24948} \right) \cdot 10^{-8} \quad (\text{E1})$$

Coefficiente de condutividade térmica do ar:

$$k_{ar} = \left( \frac{4,253 \cdot 10^{-9} T^4 - 5,8 \cdot 10^{-6} T^3 + 5,413 \cdot 10^{-4} T^2}{+8,2090044 \cdot T + 175,58293} \right) \cdot 10^{-5} \quad (\text{E2})$$

Nas expressões anteriores as temperaturas são dadas em Kelvin.

## APÊNDICE F – Cálculo de erros

### F1 – ANÁLISE DE ERROS

É comum e obrigatório em todo estudo experimental realizar o tratamento matemático-estatístico da medida efetuada para quantificar o valor médio, os erros envolvidos e a incerteza de medição. A determinação do erro cometido em uma medição ou análise numérica não é simples, pois muitas vezes existem combinações de muitos fatores que podem influenciar no seu resultado (PIACENTINI *et al.*, 2001).

Devido à natureza de qualquer fenômeno em estudo, assim como nos próprios processos que acompanham a medida, as variações são inevitáveis e os dados experimentais aproximados (PIACENTINI *et al.*, 2001). Conforme PIACENTINI *et al.*, (2001), na ciência experimental é necessário estabelecer um valor aproximado para a medida e através do estudo estatístico verificar a confiabilidade do resultado.

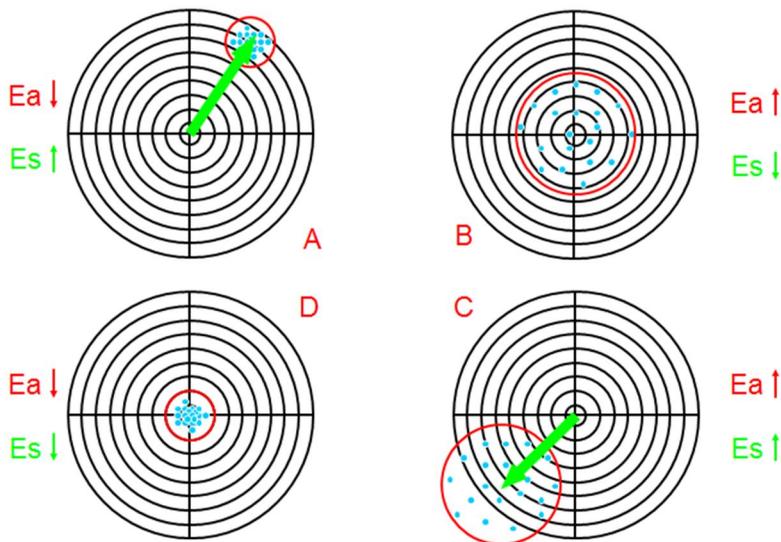
DOWNING, D. e CLARK, J., (1998) descrevem o nível de confiabilidade para a medida como sendo a probabilidade percentual de o intervalo de confiança conter o valor verdadeiro do parâmetro. O intervalo de confiança, por sua vez, é calculado após uma série de medições por ferramentas estatísticas.

ALBERTAZZI e SOUSA, (2008), apresentam o erro máximo de uma medição sendo a somatória dos erros sistemáticos e aleatórios conforme equação (F1).

$$E_{m\acute{a}x} = E_{sistem\acute{a}tico} + E_{aleat\acute{o}rio} \quad (F1)$$

A figura F1 apresenta os erros aleatório e sistemático em forma de um alvo indicando sua influência sobre a precisão no alcance do objetivo almejado.

Figura F1 – Características dos erros



Fonte: Albertazzi e Sousa, 2008

Conforme figura F1, tem-se 4 situações indicando diferentes dispersões dos “disparos” em relação ao alvo, ou analogamente das medições em relação ao valor real do mensurando. Verifica-se que o erro sistemático leva a medida para um ponto mais distante do valor real do mensurando, assim conhecendo esse comportamento pode-se fazer a correção calculando a sua tendência, conforme sugere ALBERTAZZI e SOUSA, (2008).

O erro aleatório, por sua vez, não possui um comportamento ordenado e previsível, de modo que para estimá-lo é necessário empregar técnicas estatísticas, que são apresentadas na sequência.

## F2 – ERRO NUMÉRICO

O algoritmo utilizado para determinar o coeficiente de convecção opera de forma iterativa com estimativas do valor da propriedade e tem um comportamento que gera resultados com variação aleatória.

Conforme PIACENTINI *et al.*, (2001), pode-se calcular o erro aleatório de uma coleção de valores, partindo de sua média aritmética que indica o valor mais representativo do conjunto.

Calcula-se então o desvio padrão da amostra que é um parâmetro utilizado em estatística para avaliar como ocorre a distribuição do erro aleatório em torno da média (PIACENTINI *et al.*, 2001, ALBERTAZZI e SOUSA, 2008), conforme equação (F2).

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{I} - I_i)^2}{n - 1}} \quad (F2)$$

sendo:

$\bar{I}$  = Média aritmética de  $n$  indicações

$I_i$  =  $i$ -ésima indicação

$n$  = Número de repetições.

Conhecendo o desvio padrão é possível calcular a repetitividade que é definida como a faixa simétrica em torno do valor médio, dentro da qual o erro aleatório de um sistema de medição é esperado com certa probabilidade (ALBERTAZZI e SOUSA, 2008).

A repetitividade deve ser determinada com a melhor probabilidade possível, porém precisa ser suficientemente pequena para oferecer uma boa interpretação da medição.

A repetitividade é calculada pela equação (F3).

$$RE = \pm \sigma \cdot t_{student} \quad (F3)$$

onde  $t_{student}$  representa o coeficiente que determina qual a probabilidade do intervalo definido pela repetitividade conter o valor correto do mensurando.

- Se for avaliado uma medida com  $t_{student} = \infty$ , ter-se-á 100% de probabilidade do valor real do mensurando ser encontrado, porém interpretar tal valor não é prático;
- O comportamento do erro aleatório pode ser bem representado por uma distribuição *normal* ou *gaussiana* (ALBERTAZZI e SOUSA, 2008). Na prática são aplicados valores tabelados para  $t_{student} < \infty$  que estão relacionados com o número de repetições da medição e o grau de confiança esperado.

No presente trabalho foi utilizado um grau de confiabilidade de 95% para *graus de liberdade*  $> 150$  que corresponde à  $t_{student} = 1,976$ , conforme encontrado em ALBERTAZZI e SOUSA, (2008).

Para estimar o valor do erro aleatório embutido no coeficiente de convecção calculado pelo método *PSO*, foi implementada uma rotina paralela ao algoritmo descrito na figura 24.

Essa rotina tem como finalidade repetir o cálculo do coeficiente de convecção  $n = 151$  vezes gerando assim uma coleção de dados em que foi calculada a média aritmética dos valores obtidos (tabela 15), e então a repetitividade conforme equação (F3), sendo apresentados na tabela F1.

Tabela F1 – Análise do erro numérico

[W/m <sup>2</sup> .K]		Espaçamento [mm]			
		6	12	24	∞
		<i>RE</i>	<i>RE</i>	<i>RE</i>	<i>RE</i>
Velocidade [m/s]	5	± 0,04	± 0,03	± 0,02	± 0,03
	6	± 0,03	± 0,04	± 0,02	± 0,03
	7	± 0,04	± 0,04	± 0,05	± 0,05
	8	± 0,04	± 0,04	± 0,03	± 0,04

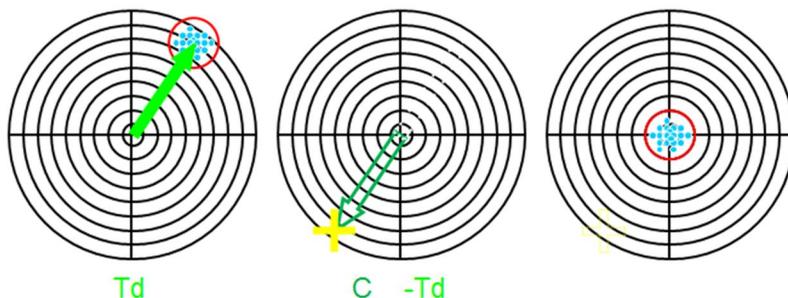
Fonte: produção do próprio autor, 2015

### F3 – ERRO EXPERIMENTAL

#### a) Erro sistemático:

Conforme descrito anteriormente o erro sistemático é aquele que tem uma orientação característica devido a alguma interferência ou característica da medição. Quando é conhecida a causa deve-se eliminá-la, e quando isso não é possível utiliza-se uma correção (calibração por comparação) de acordo com a tendência da medição conforme figura F2.

Figura F2 – Erro sistemático



Fonte: Albertazzi, e Sousa., 2008

Na figura F2,  $Td$  representa a tendência das medições e  $C$  corresponde ao valor da correção que tem igual amplitude e sinal contrário, de forma a permitir que as medições sejam compensadas para o valor verdadeiro da medição. Conforme ALBERTAZZI e SOUSA (2008), quando devidamente compensadas as componentes sistemáticas não trazem incertezas consideráveis para o resultado da medição.

A unidade de interesse para o ensaio experimental realizado foi a temperatura, que é o dado utilizado no cálculo da solução inversa do coeficiente de convecção. As demais medições como velocidade e dimensão são referências do experimento e estão representadas apenas com o erro de escala, então o erro sistemático foi verificado e corrigido apenas para as medições de temperatura.

Foi feita a correção durante o experimento mediante o método de comparação entre o valor de referência medido por um instrumento com maior precisão que o instrumento à corrigir. O instrumento de referência utilizado foi o pt100 do anemômetro de fio quente sendo feitas as medições também com os termopares utilizados na medição de temperatura da superfície.

O erro sistemático foi quantificado e corrigido para cada termopar conforme equações F4, F5 e F6 a seguir:

$$Td = VM_t - VR \quad (F4)$$

$$E_{sistemático} = Td \quad (F5)$$

$$VVC = VM_t - E_{sistemático} \quad (F6)$$

onde:

$Td$  = Tendência da medição;

$VM$  = Valor medido por termopar, sendo o sub-índice  $t$  indicador de cada termopar;

$VR$  = Valor de referência (anemômetro de fio quente);  
 $VVC$  = Valor verdadeiro convencional que é uma estimativa do valor verdadeiro.

A correção do erro sistemático conforme procedimento descrito anteriormente foi adotada. Para as análises térmicas e cálculos apresentados neste estudo foi utilizado o valor de  $VVC$ , sendo o erro sistemático então desconsiderado na análise da incerteza de medição.

b) Erro aleatório:

A avaliação do erro aleatório para as medições de temperatura foi realizada com a mesma metodologia empregada para a análise numérica. Foi calculada a repetitividade conforme equação (F3) com o mesmo embasamento estatístico e grau de confiabilidade adotado para a análise numérica.

Desta forma foram realizados os cálculos de repetitividade para 7 termopares nos 16 ensaios realizados. Devido ao grande número de dados, os mesmos não são apresentados em forma de tabela, sendo utilizado o valor máximo calculado para a repetitividade na análise da incerteza da medição. Tem-se que o maior desvio padrão encontrado entre todas as medições foi de 0,23 K, logo a repetitividade pode ser calculada, sendo:

$$RE_{m\acute{a}xima} = \pm \sigma \cdot t_{student} = \pm 0,23 \cdot 1,976 = \pm 0,45 \text{ K}$$

## F4 – INCERTEZA DE MEDIÇÃO

*Erro de medição* é a diferença entre o valor indicado por um sistema de medição e o valor verdadeiro do mensurando, enquanto *incerteza de medição* é o parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão de valores que podem fundamentalmente ser atribuídos ao mensurando (ALBERTAZZI e SOUSA, 2008).

A palavra *incerteza* representa a dúvida, neste caso, no resultado da medição. Como não é possível conhecer e corrigir totalmente os erros de medição é fundamental determinar a incerteza de medição.

A incerteza de medição total foi determinada somando a parcela de contribuição do erro de escala de cada instrumento ao erro aleatório encontrado.

$$RM = Ind \pm (\Delta x_i)$$

$$\Delta x_i = E_{escala} + RE_{máxima}$$

em que:

$RM$  = Resultado da medição;

$Ind$  = Indicação do sistema de medição;

$\Delta x_i$  = Incerteza de medição;

$E_{escala}$  = Erro de escala do instrumento.

Tabela F2 – Incerteza de medição

Medição	$E_{escala}$	$RE_{máxima}$	$\Delta x_i$
<b>Dimensão</b>	0,10	-	$\pm 0,10$ mm
<b>Velocidade</b>	0,20	-	$\pm 0,20$ m/s
<b>Corrente</b>	0,01	-	$\pm 0,01$ A
<b>Tensão</b>	0,11	-	$\pm 0,11$ V
<b>Temperatura</b>	1,00	0,45	$\pm 1,45$ K

Fonte: produção do próprio autor, 2015, compilado dos manuais

## F5 – PROPAGAÇÃO DE ERROS

A propagação de erros se deve a realização de operações matemáticas para determinar uma propriedade baseado na medição de outras, ou seja o erro de medição de cada propriedade isolada refletirá na incerteza da propriedade calculada.

No presente trabalho foram avaliadas duas propriedades que tem sua determinação pela medição de outras que são:

- a) Fluxo térmico por unidade de comprimento;
- b) Coeficiente de convecção médio.

Segundo KLINE e McCLINTOCK, (1953) para determinar a propagação dos erros deverá obter-se a solução das equações diferenciais parciais para a função que define a propriedade conforme relação dada em F7:

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n\right)^2} \quad (F7)$$

- a) Fluxo térmico por unidade de comprimento;

O cálculo para a propagação de erro para o fluxo térmico fornecido à aleta é realizado mediante a aplicação da equação (24) em função do comprimento da aleta, na equação (F7).

Dados:

- $q'$  = Fluxo térmico [190W/m];
- $l$  = Comprimento da aleta [0,2m];
- $V$  = Tensão medida na fonte [21,8V];
- $I$  = Corrente medida na fonte [1,79A];
- $\Delta V$  = Incerteza para tensão [0,11V];

$\Delta I$  = Incerteza para corrente [0,009A];

$\Delta l$  = Incerteza para comprimento [0,0001m];

$$q' = V \cdot I / l$$

$$\Delta q' = \sqrt{\left(\frac{\partial(V \cdot I / l)}{\partial V} \cdot \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial(V \cdot I / l)}{\partial I} \cdot \Delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial(V \cdot I / l)}{\partial l} \cdot \Delta l\right)^2}$$

$$\Delta q' = \sqrt{\left(\frac{I \Delta V}{l}\right)^2 + \left(\frac{V \Delta I}{l}\right)^2 + \left(-\frac{V I \Delta l}{l^2}\right)^2}$$

$$\Delta q' = \pm 1,39 \text{ W/m}$$

b) Coeficiente de convecção médio;

Para avaliar o efeito da propagação de erros sobre o cálculo do coeficiente de convecção médio foi adotado a equação da convecção (lei de resfriamento de Newton) como função à derivar.

$$\bar{h} = \frac{q'}{pr \cdot (T_m - T_\infty)} \quad (\text{F8})$$

Dados:

$T_m$  = Temperatura média dos 04 termopares utilizados;

$\Delta T_m$  = Incerteza para temperatura [1,45K];

$T_\infty$  = Temperatura ambiente;

$\Delta T_\infty$  = Incerteza para temperatura [1,45K];

$pr$  = Perímetro da aleta [0,085m];

$\Delta pr$  = Incerteza para perímetro da aleta [0,0001m];

$q'$  = Fluxo térmico [190W/m];

$\Delta q'$  = Incerteza para fluxo de calor [1,39W/m];

Aplicando a diferenciação (F7) em (F8) tem-se:

$$\Delta \bar{h} = \sqrt{\left(\frac{1}{pr \cdot (T_m - T_\infty)} \Delta q'\right)^2 + \left(\frac{q'}{pr^2 \cdot (T_m - T_\infty)} \Delta pr\right)^2 + \left(\frac{q'}{pr \cdot T_m^2} \Delta T_m\right)^2 + \left(\frac{q'}{pr \cdot T_\infty^2} \Delta T_\infty\right)^2}$$

O cálculo da incerteza de medição total para o coeficiente de convecção então é determinado somando a parcela do erro propagado com a parcela do erro numérico conforme equação (F9):

$$IM = RE_{numérico} + \Delta \bar{h} \quad (F9)$$

Na tabela F3 são compilados os coeficientes de convecção médios determinados pelo método inverso conforme apresentado no capítulo 5.1, com os respectivos intervalos de confiança determinados conforme equação (F9).

Tabela F3 – Coeficiente de convecção médio com intervalo de confiança

		W/m <sup>2</sup> .K	Espaçamento [mm]					
			6	12	24	∞		
						entrada	centro	Final
Velocidade [m/s]	5	$\bar{h}$	45,59	49,20	51,00	80,80	53,86	51,79
		$\pm IM$	0,11	0,10	0,09	0,13	0,11	0,10
	6	$\bar{h}$	52,65	56,96	58,67	90,89	59,91	56,81
		$\pm IM$	0,11	0,12	0,10	0,14	0,11	0,11
	7	$\bar{h}$	59,44	62,08	63,97	99,07	64,64	63,19
		$\pm IM$	0,12	0,12	0,13	0,16	0,14	0,13
	8	$\bar{h}$	65,60	68,90	69,19	112,02	69,96	69,10
		$\pm IM$	0,13	0,13	0,12	0,17	0,13	0,09

Fonte: produção do próprio autor, 2015