

MON
536.2
L732c
TES/INEA

LUIZ CORREIA DE LIMA

COEFICIENTES DE TRANSPORTE EM TROCADORES DE CALOR BI-TUBU-
LARES LISO E COM ALETAS TIPO PLACA PERFURADA

Dissertação de Mestrado apresentada a
Universidade Federal de Uberlândia co
mo parte dos requisitos para obtenção
do título de Mestre em Engenharia Me-
cânica.

Orientador:

Prof. Oscar Saul ~~Hernandez~~ Mendonça

Co-Orientador:

Prof. Lutero Carmo de Lima

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

UBERLÂNDIA, OUTUBRO DE 1989

DIRBI/UFU

536.2 L732c /TES/EU
01112/90



1000017152

Agradecimentos

Ao professor Oscar Saul H.Mendonça pela sua orientação neste trabalho e apoio durante a realização do curso.

Ao professor Lutero Carmo de Lima que participou deste trabalho como co-orientador.

Ao colega Roberto Curado de Carvalho que sempre deu sua contribuição durante o curso.

Ao Cláudio Gomes do Nascimento pelo trabalho realizado tanto na construção do equipamento como no seu funcionamento.

Ao José Luiz e todo pessoal da oficina que de alguma maneira deu sua contribuição na construção do equipamento.

A Elmo Antônio de Medeiros pelo trabalho fotográfico.

A Júlio César R.Ferreira pela execução dos desenhos.

A Isabel Maluf Wutke pelos serviços datilográficos.

A todos professores, técnicos e funcionários que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

À CAPES pelo suporte financeiro durante o curso.

LIMA, L.C., Coefficientes de transporte em trocadores de calor bi-tubulares liso e com aletas tipo placa perfurada. (Uberlândia), 1989, 171 p.

RESUMO

Coefficientes de transporte em trocadores de calor bi-tubulares liso e com aletas tipo placa perfurada.

Os coeficientes de transporte, tanto de transferência de calor como de perda de carga foram determinados experimentalmente em trocadores de calor bi-tubulares liso e aletados. Três diferentes trocadores de calor com aletas tipo placa perfurada foram testados, sendo que para todos os casos a área livre de furos nas aletas era a mesma, variando-se apenas o diâmetro dos mesmos. Testou-se um trocador de calor com aletas de furos de diâmetro igual a 5mm, outro com furos de diâmetro igual a 3mm e o terceiro com furos de diâmetro igual a 8mm. Os fluidos de trabalho foram o ar em condições ambientais como fluido frio e água previamente aquecida como fluido quente, onde a água escoava pelo tubo interno e o ar pela região anular em contra-corrente. Ambos os escoamentos eram turbulentos. As condições de contorno empregadas foram: de temperatura uniforme ao longo da superfície externa do tubo interno e parede adiabática na superfície interna do tubo externo. Foi também realizada uma análise de transferência de calor nas aletas para se obter o rendimento destas e da região anular. Os coeficientes de transporte são apresentados

sob forma adimensional como função do número de Reynolds através de relações que foram obtidas pelo método dos mínimos quadrados. Finalmente, é realizada uma comparação entre o desempenho dos trocadores de calor aletados entre si e destes com o liso.

COEFICIENTES DE TRANSPORTE. TROCADORES DE CALOR. ALETA PLACA PERFURADA.

LIMA, L.C., Transport coefficients in smooth tube and double-pipe heat exchangers with fins of hollid plates type. (Uberândia), 1989, 171 p.

ABSTRACT

Transport coefficients in smooth tube and double-pipe heat exchangers with fins of hollid plates type.

The heat transfer coefficients and friction factors were determined experimentally in smooth and finned double-pipe heat exchangers. Experiments were performed in three heat exchangers with fins of hollid plates. At all cases the free area of holes was the same and the diameters of the holes changing. The used heat exchangers were: holes with diameters of 3mm, 5mm and 8mm. The fluids were air in enviromental conditions like cold fluid and hot water like hot fluid. The air-flow was through the annular region while the water-flow was through the inner pipe, in counter flow. Both flows were turbulents. The thermal boundary conditions consisted of uniform temperature on the inner surface and the outer surface being insulated. Was performed a heat transfer analisys in order to obtain the fin efficiency and annular region officiency. The heat transfer coefficients and friction factors are presented in dimensioless forms, as functions of the Reynolds number of the flow for the relations attained by the least squares fitting. Finally, it's realized a comparison among the results of the finned heat exchangers and of the finned heat exchangers with the smouth tube.

TRANSPORT COEFJCIENTS. HEAT EXCHANGERS. FJNS HOLLED PLATES.

Coeficientes de transporte em trocadores de calor
bi-tubulares liso e com aletas tipo placa perfurada

SUMÁRIO

	pág.
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Revisão bibliográfica	5
1.1.1. Trocadores de calor lisos.....	5
1.1.2. Trocadores de calor aletados	6
2. ANÁLISE TEÓRICA	9
2.1. Coeficiente de transferência de calor	9
2.1.1. Cálculo da efetividade ϵ_o	11
2.1.2. Cálculo do coeficiente convectivo da água h_{in}	11
2.1.3. Eficiência da região aletada	12
2.2. Coeficientes de perda de carga	16
3. MÉTODO EXPERIMENTAL E SISTEMA DE MEDIDAS	19
3.1. Trocadores de calor	19
3.2. Construção do trocador de calor	23
3.3. Aparelhagem utilizada	29
3.4. Medidores de vazão de ar	32
3.5. Medidores de vazão de água	34
3.6. Medidores de temperatura	34

3.7. Medição de pressões	38
3.8. Medição de umidade	39
3.9. Procedimento experimental	40
4. REDUÇÃO DE DADOS	42
4.1. Introdução	42
4.2. Obtenção das temperaturas	43
4.3. Obtenção das propriedades dos fluidos	44
4.4. Vazão de ar	45
4.5. Vazão de água	45
4.6. Número de Nusselt	47
4.7. Coeficientes de perda de carga	48
5. RESULTADOS E COMENTÁRIOS	49
5.1. Cálculo da eficiência das aletas	49
5.2. Coeficientes de transporte	51
5.2.1. Trocador de calor com tubo liso	53
5.2.2. Trocador de calor com aletas de furos de 3mm	56
5.2.3. Trocador de calor com aletas de furos de 5mm	57
5.2.4. Trocador de calor com aletas de furos de 8mm	58

5.3. Perda de carga	60
5.4. Comparação entre os trocadores de calor	66
6. CONCLUSÕES.....	71
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
8. APÊNDICES	79
8.1. APÊNDICE A - DEDUÇÃO DA TEORIA RELATIVA A TROCADORES DE CALOR	80
8.2. APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS	89
8.3. APÊNDICE C - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS	96
C.1. Aleta de furos de 5mm de diâmetro	97
C.2. Aleta de furos de 3 e 8mm de diâmetro	101
8.4. APÊNDICE D - PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS	103
D.1. Água	104
D.2. Mercúrio	104
D.3. Ar	105
D.4. Cobre	109
D.5. Dimensões	109
8.5. APÊNDICE E - MEDIDA DE TEMPERATURA	110
E.1. Incerteza na medida de temperatura	113

8.6. APÊNDICE F - MEDIDA DE VAZÃO DE AR	115
F.1. Incerteza na medida de vazão de ar	119
8.7. APÊNDICE G - MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA	121
G.1. Incerteza na medida de vazão de água	124
8.8. APÊNDICE H - RESULTADOS DA REDUÇÃO DE DADOS ...	126

LISTA DE FIGURAS

	pág.
FIG.1.1. Vista de um trocador de calor com aleta tipo placa perfurada	4
FIG.2.1a. Aleta de furos de 5mm de diâmetro	13
FIG.2.1b. Aleta de furos de 8mm de diâmetro	14
FIG.2.1c. Aleta de furos de 3mm de diâmetro	14
FIG.3.1. Trocador de calor com aletas tipo placa perfurada	21
FIG.3.2. Seção transversal do trocador aletado	22
FIG.3.3. Disposição das aletas	22
FIG.3.4. Placas colocadas no mandril	24
FIG.3.5. Seção transversal da placas, sem os furos	24
FIG.3.6a. Placa perfurada com furos de 5mm de diâmetro	25
FIG.3.6b. Placa perfurada com furos de 3mm de diâmetro	25
FIG.3.6c. Placa perfurada com furos de 8mm de diâmetro	26
FIG.3.7a. Disco rosqueado de alumínio	28
FIG.3.7b. Anel cônico de borracha	28
FIG.3.7c. Anel de alumínio	28

FIG.3.8.	Esquema da seção de entrada de ar do trocador de calor	29
FIG.3.9.	Sistema experimental	30
FIG.3.10.	Esquema da termopilha utilizada	33
FIG.3.11.	Posicionamento dos termopares na seção de testes	33
FIG.3.12.	Posicionamento dos sensores de temperatura e tomada de pressão	36
FIG.3.13.	Esquema de colocação dos termopares	37
FIG.3.14.	Posicionamento das tomadas de pressão	39
FIG.5.1.	Rendimento das aletas na em função de C	50
FIG.5.2.	Nusselt do ar x Reynolds para o tubo liso	55
FIG.5.3.	Nusselt do ar x Reynolds para todos os trocadores de calor	59
FIG.5.4.	Coefficiente de atrito do ar x Reynolds para o tubo liso	61
FIG.5.5.	Fator de atrito do ar x Reynolds para trocadores aletados	63
FIG.5.6.	Rendimento das aletas em função do número de Reynolds	66

FIG.5.7.	Relação entre os números de Nusselt do ar dos trocadores de calor liso e aletados para a mesma área de troca de calor e mesma potência de bombeamento.....	70
FIG.A.1.	Esquema de operação de trocadores de calor	80
FIG.A.2.	Seção transversal do trocador	85
FIG.C.1.	Esquema da malha adotada para aleta de furos de 5mm	98
FIG.C.2.	Discretização dos pontos situados em regiões com contornos curvos	100
FIG.C.3a.	Esquema da malha adotada para aleta de furos de 3mm	101
FIG.C.3b.	Esquema da malha adotada para aleta de furos de 8mm	101
FIG.E.1.	Curva de calibração dos termopares	112
FIG.F.1.	Posições do tubo de Pitot numa seção transversal do tubo por onde escoava o ar	117

LISTA DE TABELAS

	pág.
TAB.1. Taxa de calor trocado nos testes preliminares	52

NOMENCLATURA

- A - área de troca de calor
- A_a - área de troca de calor das aletas
- A_b - área da seção transversal do tubo interno
- A_{ex} - área externa total de troca de calor
- A_g - área da seção transversal na garganta da placa de orifício
- A_{in} - área do tubo interno
- A_1 - área da seção transversal na posição do tubo de Pitot
- c_p - calor específico
- C - parâmetro adimensional definido em (2.10)
- C_1 - coeficiente de calibração (F.1)
- C_f - capacidade térmica do ar
- C_q - capacidade térmica da água
- D - diâmetro
- D_h - diâmetro hidráulico
- d_f - diâmetro dos furos das aletas
- d_g - diâmetro da seção transversal na garganta da placa de orifício
- E - Sinal captado pelo termopar em milivolts
- f - fator de atrito
- f_a - coeficiente de atrito para regiões anulares lisas
- f_t - coeficientes de atrito para região aletada
- g - aceleração da gravidade
- h_{in} - coeficiente convectivo da água
- h_{ex} - coeficiente convectivo do ar
- H - altura de coluna d'água no manômetro

- k - condutividade térmica
 K_a - coeficiente de atrito por aleta
 K_1 - coeficiente de descarga (4.9)
 K_o - parâmetro definido em (G.5)
 L - comprimento do trocador de calor
 \dot{m} - vazão em massa
 M - massa molecular
 n - expoente do número de Prandtl em (2.4)
 N_a - número de aletas
 N_f - número de furos das aletas
 Nu - número de Nusselt
 P - pressão total no trocador de calor
 P_{atm} - pressão atmosférica
 P_b - potência de bombeamento
 P_{man} - pressão manométrica
 Pr - número de Prandtl
 $|P$ - potência de bombeamento adimensional
 \dot{Q} - calor trocado entre os fluidos
 \dot{Q}_a - calor trocado entre o ar e as aletas
 \dot{Q}_w - calor trocado entre o ar e a parede do tubo interno
 r - raio
 R - raio adimensional
 R_{ar} - constante do ar
 Re - número de Reynolds
 R_t - resistência térmica da parede do tubo
 R_v - constante do vapor d'água
 s - espaço entre aletas
 t - espessura das aletas

- T - temperatura
 T_{amb} - temperatura ambiente
 T_b - temperatura média do fluido externo (ar)
 T_f - temperatura do fluido frio
 T_q - temperatura do fluido quente
 T_w - temperatura da parede do tubo interno
 U - coeficiente global de troca de calor
 \bar{V} - velocidade média
 W - umidade absoluta
 X - fração molar

LETRAS GREGAS

- β - razão de diâmetros na placa de orifício
 Δh - coluna de fluido manométrico
 ΔP - queda de pressão
 ΔP_a - queda de pressão na região anular sem as aletas
 ΔP_t - queda de pressão devido às aletas
 ΔP_{tot} - queda de pressão total
 ΔP_1 - queda de pressão no tubo de Pitot
 ΔP_2 - queda de pressão na placa de orifício
 ΔT - diferença de temperatura
 $\overline{\Delta T}$ - diferença média logarítmica de temperaturas
 ΔT_e - diferença de temperatura entre os fluidos na região de entrada
 ΔT_s - diferença de temperatura entre os fluidos na seção de saída
 ΔT_w - diferença de temperatura da parede do tubo interno entre as seções de entrada e saída

- ϵ - efetividade do trocador de calor
- ϵ_o - efetividade do trocador de calor operando em contra-correntes
- ϵ_p - efetividade do trocador de calor operando em correntes paralelas
- η - eficiência da região aletada
- η_a - eficiência de uma aleta
- θ - temperatura adimensional da aleta
- λ - parâmetro adimensional definido em (G.3)
- μ - viscosidade dinâmica
- μ_{ag} - viscosidade dinâmica da água
- μ_{ar} - viscosidade dinâmica do ar
- ρ - densidade
- ρ_{ag} - densidade da água
- ρ_{ar} - densidade do ar
- ϕ - umidade relativa

ÍNDICES E SUBÍNDICES INFERIORES

- ag - água
- ar - ar
- as - ar seco
- e - entrada da seção de testes
- ex - lado externo do tubo interno da região anular
- f - fluido frio (ar)
- i - interno
- m - fluido manométrico
- max - fluido com maior capacidade térmica (água)

min - fluido com menor capacidade térmica (ar)
o - externo
q - fluido quente (água)
s - saída da seção de testes
v - vapor d'água

C A P Í T U L O 1

1. INTRODUÇÃO

Um dos tipos de trocadores de calor que vem sendo utilizado e conseqüentemente muito pesquisado, é o trocador de calor compacto. Pesquisadores tais como Kays e London [7], Pantankar [8], Knudsen e Katz [9], Carnavos [10], Braga [11] e outros estudaram este tipo de trocador explorando várias configurações.

Uma das características deste trocador é a de possuir uma área de troca de calor elevada e ao mesmo tempo, possuir dimensões reduzidas, o que representa uma grande vantagem em aplicações industriais específicas.

Dentre os trocadores compactos destacam-se os trocadores bi-tubulares aletados, que são constituídos por dois tubos concêntricos onde o tubo interno é aletado, externa e internamente com dois fluidos escoando por ele. Geralmente um

dos fluidos de trabalho é gasoso, líquido viscoso ou fluido orgânico.

Este tipo de trocador é largamente aplicado na indústria química, como por exemplo, na produção de oxigênio líquido. São também utilizados na indústria petroquímica e como vaporizadores de ciclos de potência que trabalham com fluidos orgânicos.

Outra aplicação de destaque que pode ser citada é o pré-aquecimento do ar em centrais térmicas ou economizadores que aproveitam os gases de exaustão em processos industriais.

Para o desenvolvimento deste equipamento, dentre outros parâmetros, é necessário o conhecimento dos coeficientes de transporte, tanto de troca de calor como de perda de carga.

O objetivo principal deste trabalho é analisar termohidraulicamente trocadores de calor bi-tubulares providos de aletas do tipo placa perfurada, posicionadas transversalmente à região anular. Esta análise é realizada a partir da obtenção experimental dos coeficientes de transferência de calor e de perda de carga. Basicamente são estudadas 3 tipos de aletas: placas com furos de diâmetro igual a 3, 5 e 8mm. Em todos os casos o regime de escoamento dos fluidos é turbulento.

Paralelamente realiza-se uma análise teórica para se obter o perfil de temperatura nas aletas e conseqüentemente os seus rendimentos. Devido à complexidade da geometria, tais eficiências foram obtidas utilizando-se o método numérico das diferenças finitas aplicado a um modelo bi-dimensional desenvolvido para representar a condução de calor através das aletas.

A primeira etapa deste trabalho consistiu numa revisão bibliográfica para que se pudesse conhecer os trabalhos já realizados.

A literatura pesquisada, mostrou não haver muitos dados disponíveis para estes trocadores de calor. Geralmente os trabalhos publicados, são realizados de forma experimental, o que implica em dificuldades muito grandes na obtenção dos coeficientes de transporte.

De um modo geral, neste tipo de trabalho são adotadas 2 diferentes condições de contorno para a parede externa do tubo interno: 1) fluxo de calor constante; 2) parede isotérmica. Quando se adota esta última condição os dados disponíveis são ainda mais escassos.

Para abranger aplicações práticas em que ocorrem a segunda condição, torna-se necessário se conhecer os coeficientes de transporte, o que justifica a realização deste trabalho.

Tanto os trocadores de calor como o sistema experimental para obtenção dos resultados foram desenvolvidos no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia. Para a operação do mesmo, utilizou-se água como fluido quente circulando em circuito fechado pelo tubo interno e o ar, como fluido frio, escoando em contra-corrente e circuito aberto, pela região anular. A figura 1.1 apresenta a vista de um trocador típico utilizado.

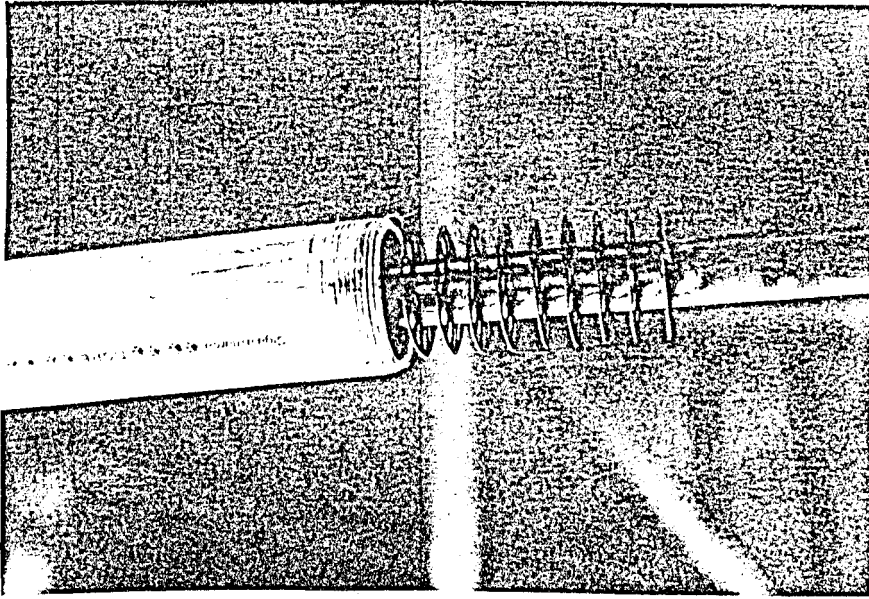


Fig.1.1 - Vista de um trocador de calor com aleta tipo placa perfurada.

No capítulo 2 é feita uma análise teórica abordando tanto o aspecto da obtenção dos coeficientes de transporte como o da determinação do rendimento das aletas. O método da efetividade é utilizado para se obter os coeficientes de troca de calor.

O capítulo 3 mostra o procedimento experimental. Nele são abordados os aspectos de dimensionamento, construção e montagem do sistema experimental, bem como o sistema de medições, instrumentação e metodologia utilizadas.

O capítulo 4 apresenta a redução de dados, ou seja, o procedimento para se obter, a partir dos dados experimentais os coeficientes de troca de calor e perda de carga.

Os resultados teóricos e experimentais deste trabalho são apresentados, comparados e analisados no capítulo 5. Apresenta-se também ajustes de curvas dos dados obtidos experimentalmente, possibilitando a utilização em projetos futuros.

O capítulo 6 apresenta as conclusões finais do trabalho e sugestões para desenvolvimentos futuros.

Como apêndices deste trabalho são fornecidos:

- 1) Teoria relativa a trocadores de calor;
- 2) Procedimento utilizado para análise de incertezas;
- 3) Discretização da equação diferencial da aleta;
- 4) Propriedades das substâncias;
- 5) Procedimento para se obter as temperaturas;
- 6) Procedimento para se obter as vazões de ar;
- 7) Procedimento para se obter as vazões de água;
- 8) Tabela com os resultados obtidos.

1.1. Revisão Bibliográfica

É apresentada a seguir uma relação bibliográfica dos trabalhos publicados com ênfase nos trocadores bi-tubulares lisos e aletados.

1.1.1. Trocadores de Calor Lisos

Leung et al [12] definiram coeficientes de troca de calor para escoamento turbulento completamente desenvolvidos e

e condição de fluxo de calor constante através da parede do tubo interno. Isachenko et al [13] também determinaram coeficiente de filme de seções anulares nestas mesmas condições e apresentam resultados que podem, segundo os autores, serem utilizados em projetos de trocadores de calor que trabalhem com líquidos ou gases.

Patankar et al [8], estudaram coeficientes de troca de calor tanto para regiões anulares lisas como aletadas, para as mesmas condições anteriores e utilizando a teoria de comprimento de mistura. Os seus resultados estão de acordo com os obtidos por Leung et al [12] e Isachenko et al [13].

Mc Adams [14] Knudsen e Katz [9] apresentam correlações empíricas para coeficientes de troca de calor, considerando relações de diâmetros e temperatura médias (bulk) do fluido e superfície aquecida. Tais autores nada mencionam a respeito das condições de contorno utilizadas.

Knudsen e Katz [15], Quarmby [16], Brington e Jones [17] e Lawn e Elliot, citados por Braga [11], apresentam correlações empíricas para o coeficiente de atrito em função do número de Reynolds para escoamentos turbulentos em regiões anulares lisas. Tais resultados se mostram em boa concordância com os resultados obtidos por Patankar et al [8] para coeficientes de atrito.

1.1.2. Trocadores de Calor Aletados

Lorenzo e Anderson, de acordo com Nieckele [21], pes

quisaram o comportamento dos coeficientes de transporte em trocadores de calor bi-tubulares aletados longitudinalmente com aletas soldadas aos pares na superfície externa do tubo interno. Foram estudados casos com 24, 28 e 36 aletas em escoamentos tanto laminar como turbulento.

Gunter e Shaw, em trabalho citado por [21], estudaram experimentalmente trocadores de calor aletados longitudinalmente apenas em escoamento laminar utilizando aletas contínuas e segmentadas.

Carnavos [10] obteve os coeficientes de transporte em trocadores de calor aletados internamente com aletas longitudinais e em espiral. Tubos da marca Forge-Fin com 21 tipos de aletas foram testados em regime de escoamento turbulento.

Colle, de acordo com [11], fez uma análise teórica em um trocador de calor com aletas longitudinais contínuas e em escoamento laminar. O autor estudou as distribuições de temperatura e velocidade em uma determinada seção e a influência do número de aletas.

Patankar et al [8] pesquisaram os coeficientes de transporte em trocadores de calor com aletas contínuas utilizando a condição de contorno de fluxo de calor constante no tubo interno e admitindo a eficiência da região aletada igual a 100%.

Knudsen e Katz [9] estudaram trocadores de calor aletados transversalmente com aletas helicoidais de diferentes passos. Outros autores que pesquisaram este tipo de trocador de calor foram Hobson e Weber em trabalho citado por [21].

Webb e Scott, de acordo com [11], otimizaram a forma de aletas colocadas internamente em um tubo para uma determinada condição de operação e em outro trabalho desenvolveram um modelo analítico para a obtenção do coeficiente de atrito em dutos operando em escoamento turbulento.

Bergles [20] realizou uma revisão bibliográfica para comparar os coeficientes de transporte em tubos, regiões anulares e feixe de tubos, utilizando superfícies rugosas e lisas.

Nieckele [21] estudou experimentalmente os coeficientes de transporte em trocadores de calor que utiliza aletas tipo pinos operando em escoamento turbulento. Os pinos de forma cilíndrica foram colocados no tubo interno em um arranjo em quinquêncio na região aletada.

Já Braga [22], utilizando aletas da mesma forma anterior estudou experimentalmente coeficientes de transporte só que utilizando dutos triangulares lisos e pinados operando em escoamentos laminar e turbulento e pinos também dispostos em quinquêncio.

Finalmente, Braga [11], pesquisou os coeficientes de transporte em trocadores de calor bi-tubulares aletados longitudinalmente com aletas contínuas bem como segmentadas em escoamento turbulento, com temperatura de parede isotérmica como condição de contorno e considerando-se a eficiência real das aletas. Os resultados são apresentados em função do número de Reynolds.

C A P Í T U L O 2

2. ANÁLISE TEÓRICA

O objetivo deste capítulo é apresentar a teoria utilizada para se determinar os coeficientes de transporte de um trocador de calor bi-tubular provido de aletas do tipo placa perfurada, com água escoando pelo tubo interno e ar pela região anular. A dedução das expressões utilizadas é apresentada no apêndice A.

2.1. Coeficiente de transferência de calor

Para se determinar o coeficiente convectivo do lado do ar, h_{ex} , utiliza-se as expressões (2.1) e (2.2) que são obtidas a partir de balanços térmicos no trocador de calor (apêndice A):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta h_{ex}} + \frac{A_{ex}}{A_{in}} \frac{1}{h_{in}} + \frac{A_{ex} \ln(D2/D1)}{2\pi K_w L}} \quad (2.1)$$

onde:

- η = eficiência da região aletada;
- A_{ex} = área total de troca de calor;
- A_{in} = área interna do tubo interno;
- h_{in} = coeficiente convectivo do lado da água;
- k_w = condutividade térmica do tubo interno;
- L = comprimento do trocador de calor;
- $D1$ = diâmetro interno do tubo interno;
- $D2$ = diâmetro externo do tubo interno.

$$U = - \frac{C_f \ln \left\{ \frac{(1-\epsilon_0)}{|1-\epsilon_0(C_f/C_q)|} \right\}}{A_{ex} (1 - C_f/C_q)} \quad (2.2)$$

onde:

- C_f = capacidade térmica do ar (fluido frio);
- C_q = capacidade térmica da água (fluido quente);
- ϵ_0 = efetividade de trocador de calor, operando em correntes opostas.

Observando-se (2.1) e (2.2) nota-se que o coeficiente convectivo do ar h_{ex} , está determinado desde que se conheça a efetividade ϵ_0 , o rendimento da região aletada η e o coeficiente convectivo da água h_{in} . A seguir descreve-se o procedimento adotado para o cálculo destes parâmetros.

2.1.1. Cálculo da efetividade ϵ_0

A efetividade ϵ_0 é obtida experimentalmente em função das temperaturas de entrada e saída dos fluidos:

$$\epsilon_0 = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (2.3)$$

onde:

T_{fe} = temperatura de entrada ao ar;

T_{fs} = temperatura de saída do ar;

T_{qe} = temperatura de entrada da água.

2.1.2. Cálculo do coeficiente convectivo da água h_{in}

Utilizando-se a equação de Dittus-Boelter [23], que é empregada nos casos de escoamento de fluidos em dutos circulares, obtém-se o coeficiente convectivo da água h_{in} , pela seguinte equação:

$$h_{in} = \frac{0,023 Re^{0,8} Pr^n K_q}{D1} \quad (2.4)$$

onde:

Re = número de Reynolds da água;

Pr = número de Prandtl da água;

K_q = condutividade térmica da água;

$n = 0,3$ (fluido se resfriando)

2.1.3. Eficiência da Região Aletada

O sistema composto pelo tubo interno e as aletas a ele associadas, troca calor por convecção com o ar que circula externamente através da superfície das aletas e do tubo.

O rendimento, definido como a relação entre o calor realmente trocado pelo sistema e o calor que seria trocado caso a temperatura de toda área de troca estivesse a mesma temperatura da superfície do tubo, é dado pela seguinte expressão:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_a) \frac{A_a}{A_{ex}} \quad (2.5)$$

onde:

η_a = rendimento de uma aleta;

A_a = área de troca de calor das aletas.

Para o cálculo do rendimento da aleta η_a , deve-se determinar inicialmente o campo de temperatura na mesma. Para isto utiliza-se a equação clássica de condução de calor [19], dada por:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{h_{ex}}{K_w \cdot t} (T - T_f) = 0 \quad (2.6)$$

onde:

T = temperatura local da aleta;

T_f = temperatura média do ar;

r, ϕ, z = coordenadas sobre a superfície da aleta;
 t = espessura da aleta.

Admitindo-se as seguintes hipóteses para o sistema apresentado na figura (2.1):

1. A espessura da aleta t é muito menor que as demais dimensões;
2. Temperatura do ar constante em torno de cada aleta;
3. Coeficiente convectivo h_{ex} , constante;
4. Fluxo de calor nulo no tubo externo;
5. Regime permanente.

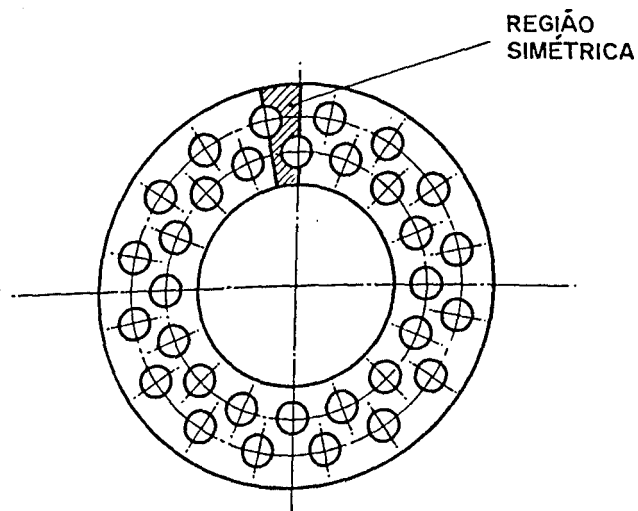


Fig. 2.1a - Aleta de furos de 5mm de diâmetro.

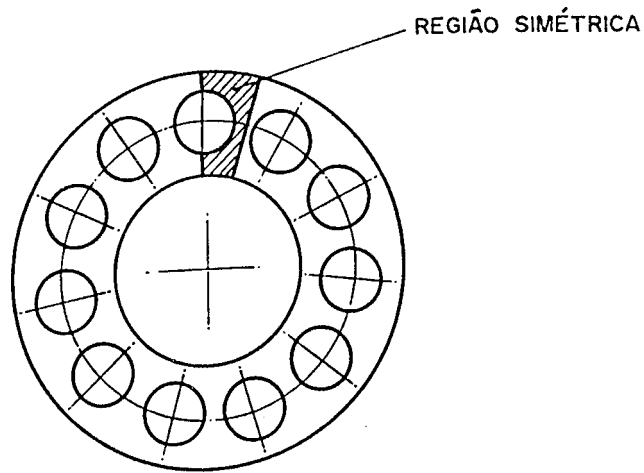


Fig. 2.1b. Aleta de furos de 8mm de diâmetro

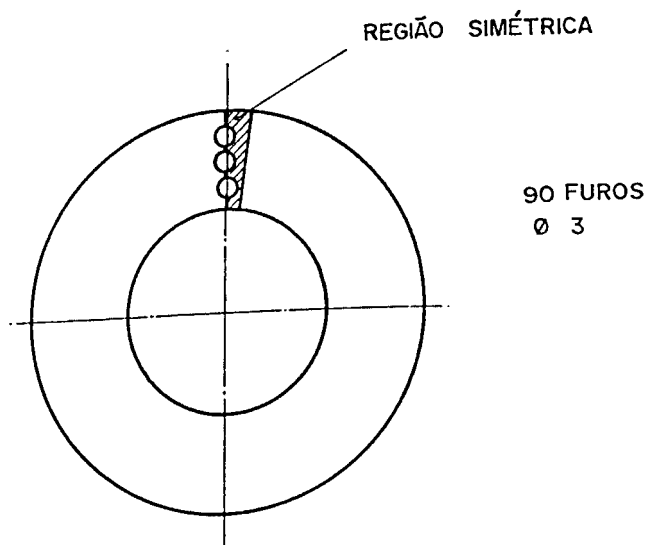


Fig. 2.1c. - Aleta de furos de 3mm de diâmetro

a equação (2.6), em forma adimensional reduz-se a:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \phi^2} \right) - C\theta = 0 \quad (2.7)$$

com as seguintes condições de contorno:

1. Temperatura da parede do tubo interno (base da aleta) constante: $\theta = 1$
2. Superfície interna do tubo externo (extremidade da aleta) adiabáticas.

$$\frac{\partial \theta}{\partial R} = 0$$

onde:

$$\theta = \frac{T - T_f}{T_w - T_f} \quad (2.8)$$

$$R = \frac{r}{r_o - r_i} \quad (2.9)$$

$$C = \frac{K_f (r_o - r_i)^2 \text{Nu}}{K_w t D_h} \quad (2.10)$$

- r_i, r_o = raios interno e externo;
 K_f = condutividade térmica do ar;
 Nu = número de Nusselt do ar;
 D_h = diâmetro hidráulico.

Explorando a existência de simetria sob o ponto de vista térmico, conforme apresentado na figura (2.1), o proble-

ma acima foi resolvido pelo método das diferenças finitas, cujo detalhamento está apresentado no apêndice B.

Uma vez obtido o campo de temperatura na superfície da aleta, o rendimento é calculado por:

$$\eta_a = \frac{\int_A \theta \, dA}{A} \quad (2.11)$$

Os resultados relativos ao campo de temperatura e o rendimento das aletas são apresentados no apêndice H.

Através de (2.1), (2.2), (2.4) e (2.5) pode-se então obter o número de Nusselt para a região aletada, dado por:

$$Nu = \frac{h_{ex} D_h}{K_f} \quad (2.12)$$

2.2. Coeficientes de Perda de Carga

A perda de carga de um escoamento em uma região anular com obstáculos, ou seja, aletada, é obtida calculando-se as duas parcelas que contribuem para a perda total: as perdas distribuídas devidas ao atrito do escoamento com as paredes dos tubos e as perdas singulares devidas às aletas [5].

Para os tubos utiliza-se a equação fundamental de Darcy-Weisbach:

$$\frac{\Delta p_a}{\rho_{ar}} = f_a \frac{L}{D_h} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.13)$$

onde:

$$\bar{V} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_a} \quad (2.14)$$

ΔP_a = perda de carga;

\bar{V} = velocidade média do escoamento;

D_h = $D_3 - D_2$;

f_a = coeficiente de perda de carga para regiões anulares lisas;

\dot{m}_{ar} = fluxo de massa de ar.

Para as aletas tem-se:

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_{ar}} = N_a K_a \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.15)$$

onde:

N_a = número de aletas (ou fileiras de aletas);

K_a = coeficiente de perda singular devido a uma aleta (ou fileira de aletas).

Somando-se as duas contribuições resulta:

$$\frac{\Delta P}{\rho_{ar}} = \left(f_a \frac{L}{D_h} + N_a K_a \right) \frac{V^2}{2} \quad (2.16)$$

O termo $\left(f_a \frac{L}{D_h} + N_a K_a \right)$ é o coeficiente de perda de carga total e é dado por:

$$f_t = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho_{ar} \frac{\bar{V}^2}{2}} \quad (2.17)$$

O coeficiente para regiões anulares lisas é dado por:

$$f_a = 0,085/Re_a^{0,25} \quad (2.18)$$

onde:

Re_a = número de Reynolds do ar.

A relação anterior é válida para:

1. Escoamento turbulento em regiões anulares;
2. $6000 < Re_a < 300000$;
3. $0,0625 < \frac{D_2}{D_3} < 0,562$

De (2.15), (2.16) e (2.17) obtém-se o coeficiente k_a que é dado por:

$$K_a = \frac{1}{N_a} (f_t - f_a) \frac{L}{D_h} \quad (2.19)$$

CAPÍTULO 3

3. MÉTODO EXPERIMENTAL E SISTEMA DE MEDIDAS

3.1. Trocadores de calor

Os trocadores de calor em estudo são constituídos por um tubo interno onde circula o fluido quente e um tubo externo que juntamente com o interno forma um anel onde circula o fluido frio.

Para que haja uma adequada transferência de calor do fluido quente para o fluido frio, escolheu-se o cobre como material do tubo interno. Para aproximar a condição de contorno de parede adiabática escolheu-se o PVC como material do tubo externo.

As dimensões básicas do trocador foram escolhidas baseadas em trabalhos de outros pesquisadores [11], [21] e [22]. Trabalhos estes que utilizam uma relação de diâmetros (d_{ex}/d_{in})

igual a 2.

Escolheu-se para diâmetro do tubo interno 25,4mm (1") e para tubo externo 50,8mm (2"). Já para o comprimento do mesmo adotou-se também, de acordo com trabalhos anteriores, 30 vezes o diâmetro hidráulico, que é o comprimento necessário para que haja o desenvolvimento do fluxo. Assim, com o diâmetro hidráulico igual a 1", o comprimento do trocador de calor ficou sendo de 30".

A região anular é constituída de aletas tipo placa perfurada que são feitas do mesmo material do tubo interno e que é de chapa de 0,5mm de espessura. A figura (3.1) mostra os detalhes do trocador de calor sem o tubo externo.

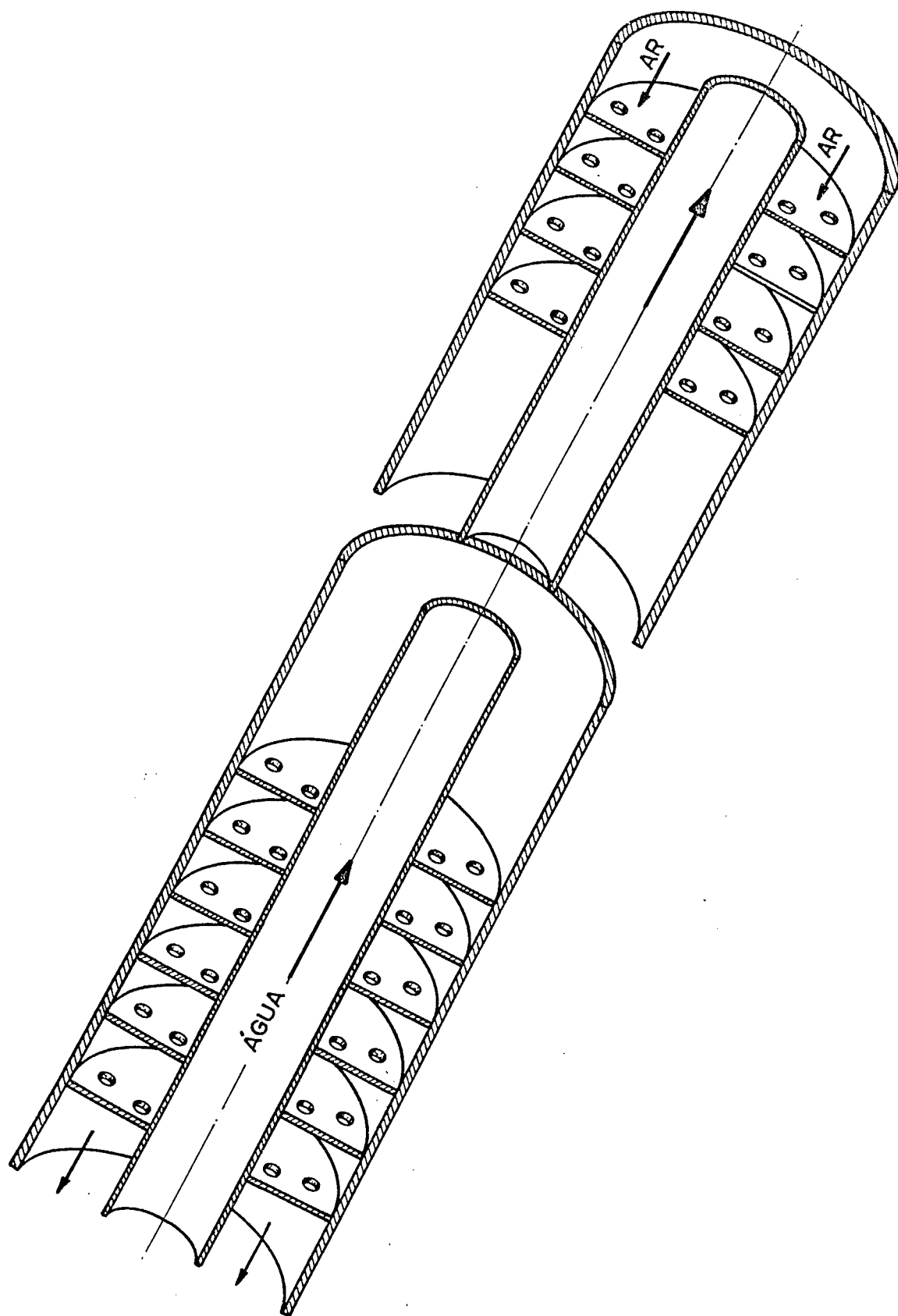


Fig. 3.1 - Trocador de calor com aletas tipo placa perfurada

As figuras (3.2) e (3.3) ilustram as dimensões básicas do trocador de calor.

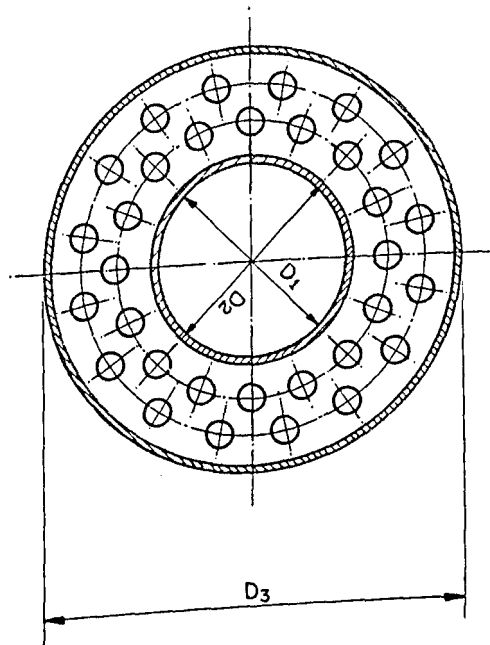


Fig. 3.2 - Seção transversal do trocador de calor aletado

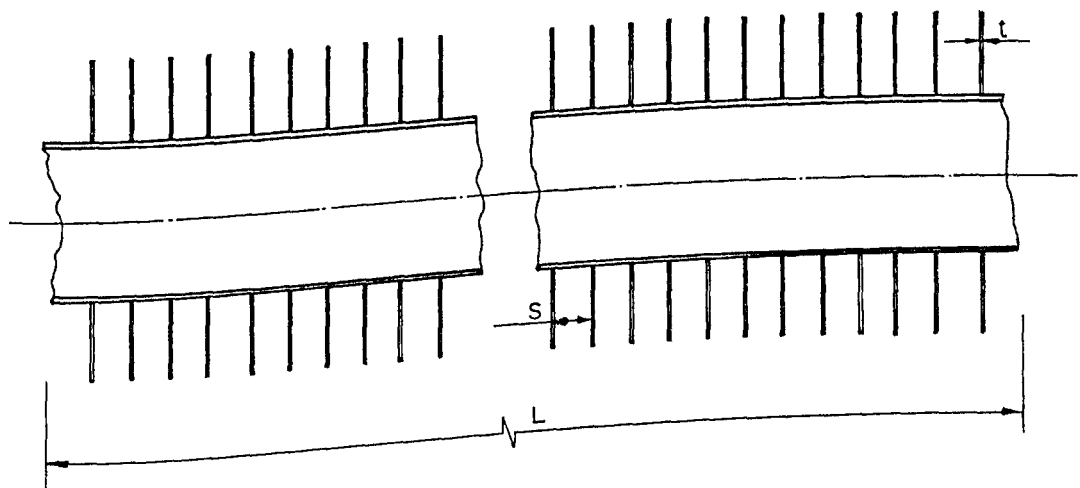


Fig. 3.3 - Disposição das aletas

onde: D_1 = diâmetro interno do tubo interno;
 D_2 = diâmetro externo do tubo interno (25,4mm);
 D_3 = diâmetro interno do tubo externo (50,8mm);
 D_h = diâmetro hidráulico (25,4mm);
 L = comprimento do trocador de calor (760mm);
 S = espaço entre as aletas (10mm);
 t = espessura das aletas (=0,5mm).

Os furos das aletas são definidos de acordo com a área livre. Para uma área livre de 40% da área total fez-se aletas com furos de 3,5 e 8mm de diâmetro.

Com o comprimento do trocador definido em 760mm (cerca de $30 D_h$) adotou-se um espaçamento entre aletas de 10mm. De terminando-se então um número total de aletas de 76.

3.2. Construção do Trocador de Calor

Para a construção propriamente dita do trocador de calor, com as suas dimensões já conhecidas, dividiu-se o trabalho nas seguintes etapas:

A primeira etapa foi a da confecção das aletas perfuradas. Partiu-se de uma chapa de cobre de 0,5mm de espessura. Inicialmente procedeu-se o corte da chapa em número e em dimensões aproximadas da aleta desejada. Como seu diâmetro externo era de 2 polegadas cortou-se placas quadradas com dimensões um pouco maiores que esta dimensão. Em seguida foi feito o fu-

ro no centro de cada uma das placas, furo este com diâmetro de 1 polegada por onde passa o tubo de cobre. O passo seguinte foi fazer um mandril onde foram colocadas todas as placas. Feito isso, levou-se o mandril ao torno onde obteve-se então a dimensão externa da placa. As figuras (3.4) e (3.5) esclarecem.

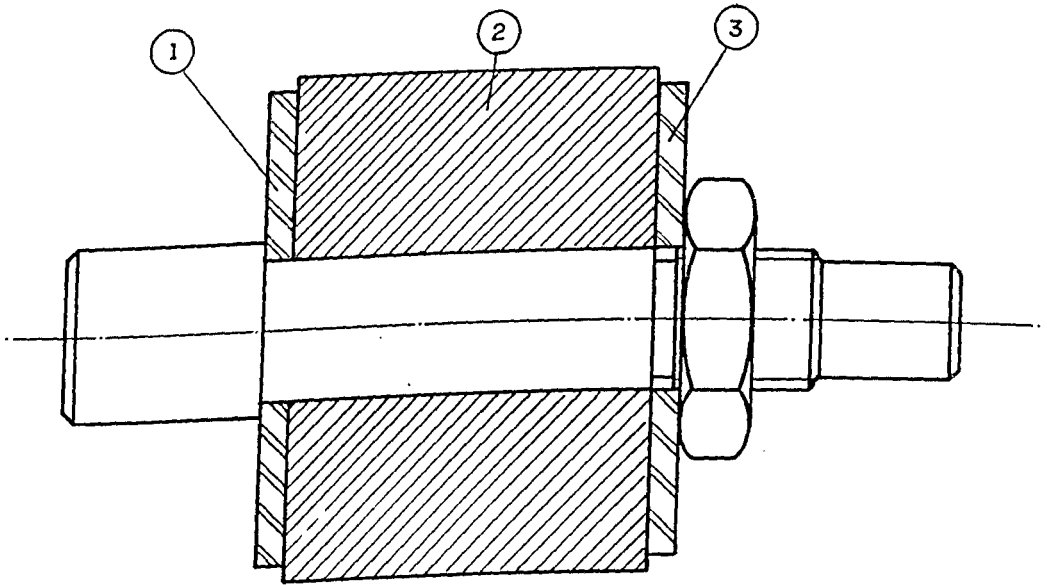


Fig. 3.4 - Placas perfuradas colocadas no mandril

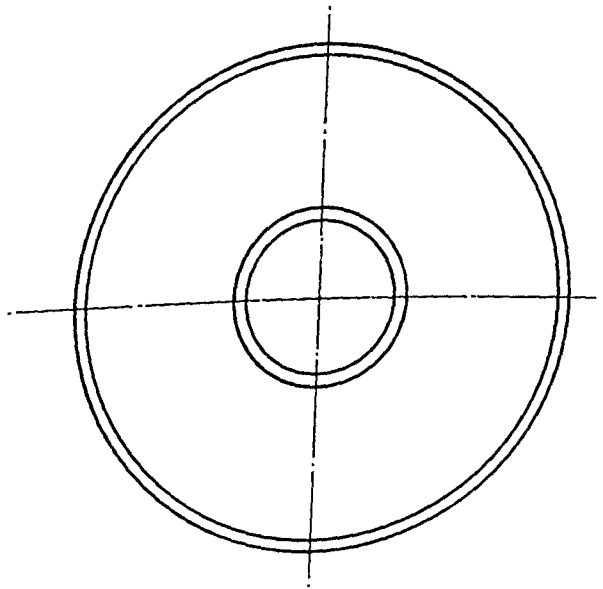


Fig. 3.5 - Seção transversal das placas sem furos

O próximo passo foi levar todas as placas, metade de cada vez, a uma furadeira, onde com o auxílio de um divisor foram feitos todos os furos, dando assim a configuração final da placa perfurada. As figuras (3.6a), (3.6b) e (3.6c) mostram as placas com furos de 5, 3 e 8mm de diâmetro.

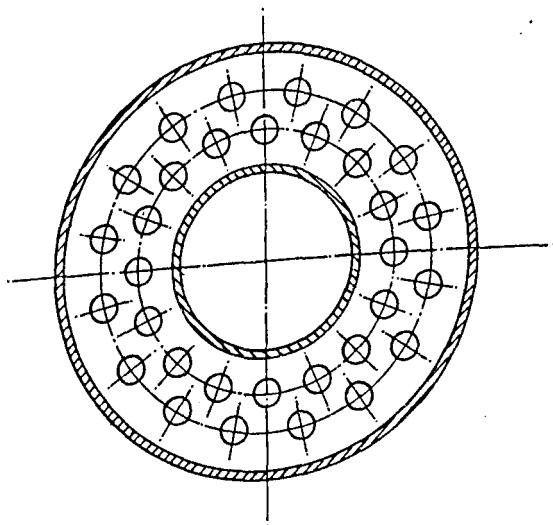


Fig. 3.6a - Placa perfurada com furos de 5mm de diâmetro

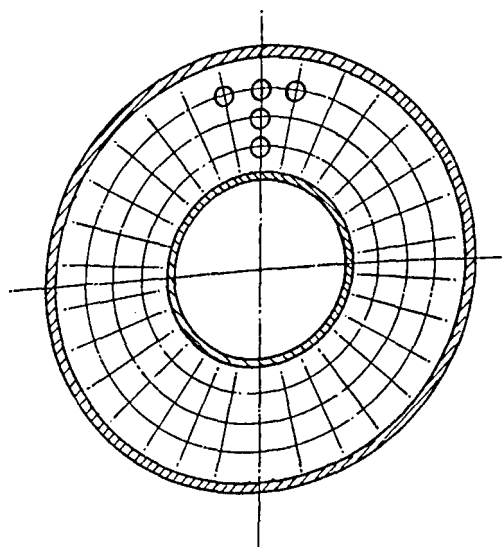


Fig. 3.6b - Placa perfurada de 3mm de diâmetro

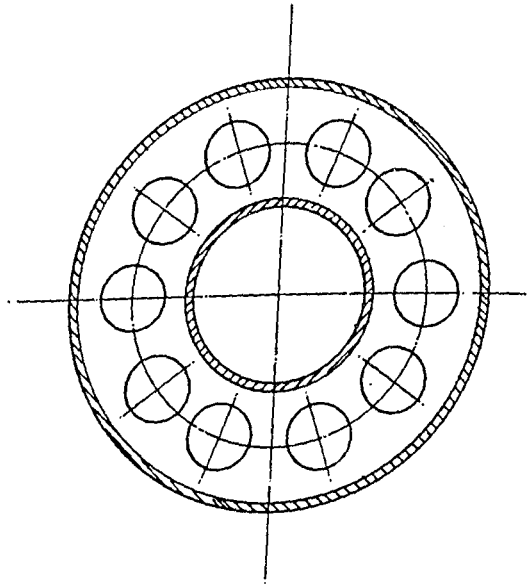


Fig. 3.6c - Placa perfurada com furos de 8mm de diâmetro

A etapa seguinte, que pode ser considerada como a construção do trocador de calor em si, constitui-se na fixação das placas perfuradas no tubo de cobre. Esta foi uma etapa que apresentou algumas dificuldades no início até que se chegasse a um método adequado de fixação das placas.

Escolheu-se como método de fixação a soldagem e a preocupação era com a temperatura de fusão da solda, que poderia danificar as placas que eram de espessura pequena. A maneira finalmente encontrada foi a de usar estanho como material de solda. E para tal se aquecia inicialmente a superfície do

tubo, com um massarico e fazia uma limpeza com ácido fosfórico. Fundia-se então o estanho até se conseguir um cordão uniforme para obter a sua solidificação. Durante o processo era colocado um espaçador após cada placa soldada para garantir a distância certa entre as mesmas. Terminada a fixação das placas procedeu-se então o processo de limpeza do tubo interno do trocador de calor usando-se novamente ácido fosfórico e uma lixa d'água.

Uma vez concluída esta fase, passou-se então para a fase de colocação do tubo interno dentro do tubo externo. Para tanto era necessário que este ficasse centralizado e não permitisse o vazamento de ar. Foram construídos dois discos de alumínio rosqueados externamente que foram fixados ao tubo de PVC. Para a vedação do ar foram utilizados dois anéis de borracha cônica que eram colocados junto aos discos. Já para garantir que não houvesse movimento relativo entre os dois tubos foram colocados, rosqueados aos dois discos, dois anéis de alumínio rosqueados internamente que eram então acoplados aos discos.

As figuras (3.7a), (3.7b) e (3.7c) mostram estas peças.

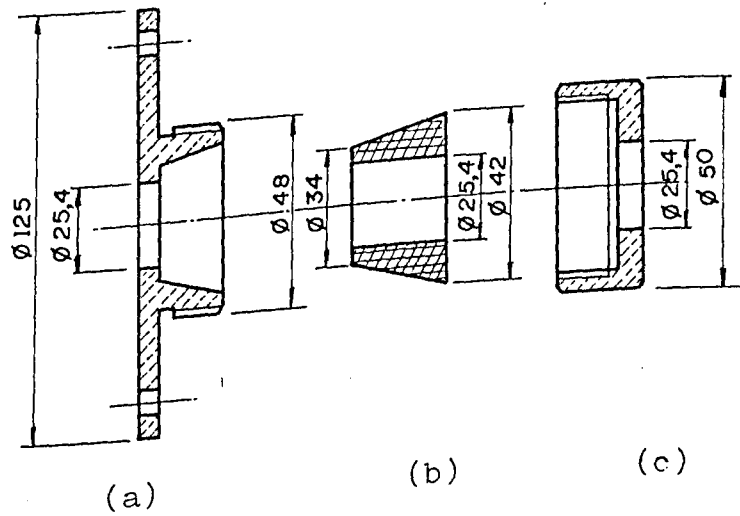


Fig.3.7 - a) Disco rosqueado de alumínio, b) Anel cônico de borracha e c) Anel de alumínio.

Outro aspecto a ser considerado era o da passagem de ar pelo trocador. Para permitir a entrada e a saída de ar pelo trocador de calor foram colocadas duas conexões de PVC de 45° de duas polegadas. Para garantir o desenvolvimento do fluxo de ar dentro da seção de testes do trocador de calor era deixado em espaço suficiente para isso antes das conexões de 45°. A figura (3.8) esclarece as seções de entrada e saída.

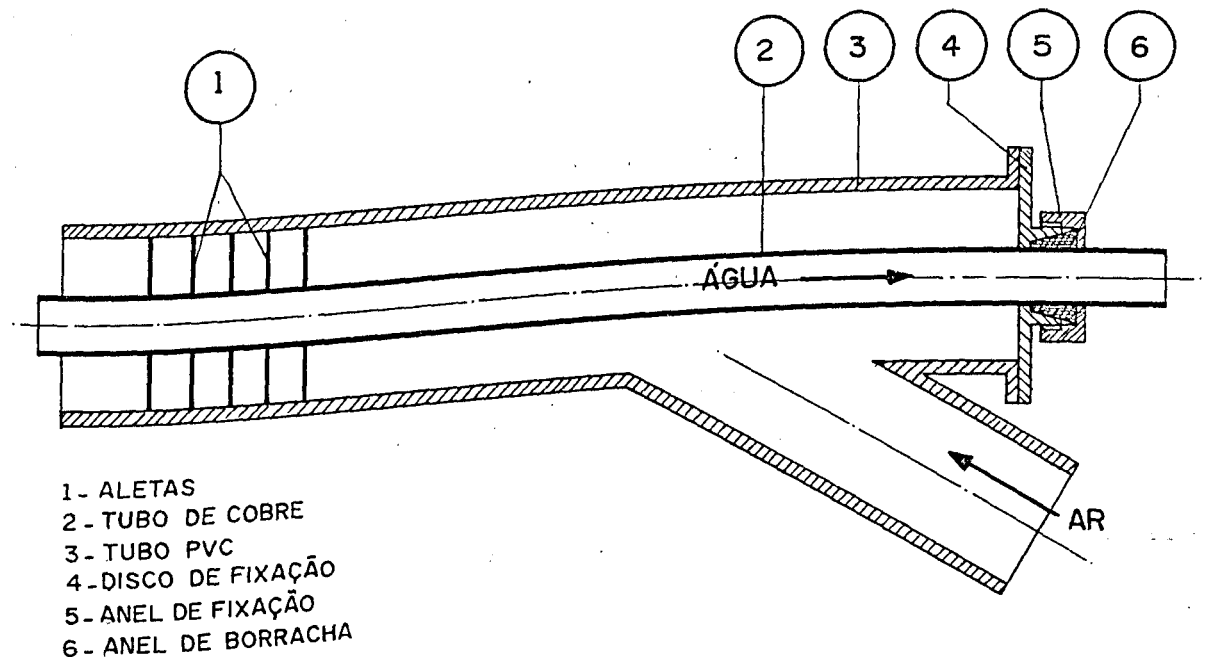


Fig. 3.8 - Esquema da seção de entrada de ar do trocador de calor.

3.3. Aparelhagem Utilizada

Uma vez construído o trocador de calor, partiu-se então para a montagem de todo o circuito necessário para realização dos testes. Como pode ser observado na figura (3.9), o trocador de calor operará em sentido contra-corrente.

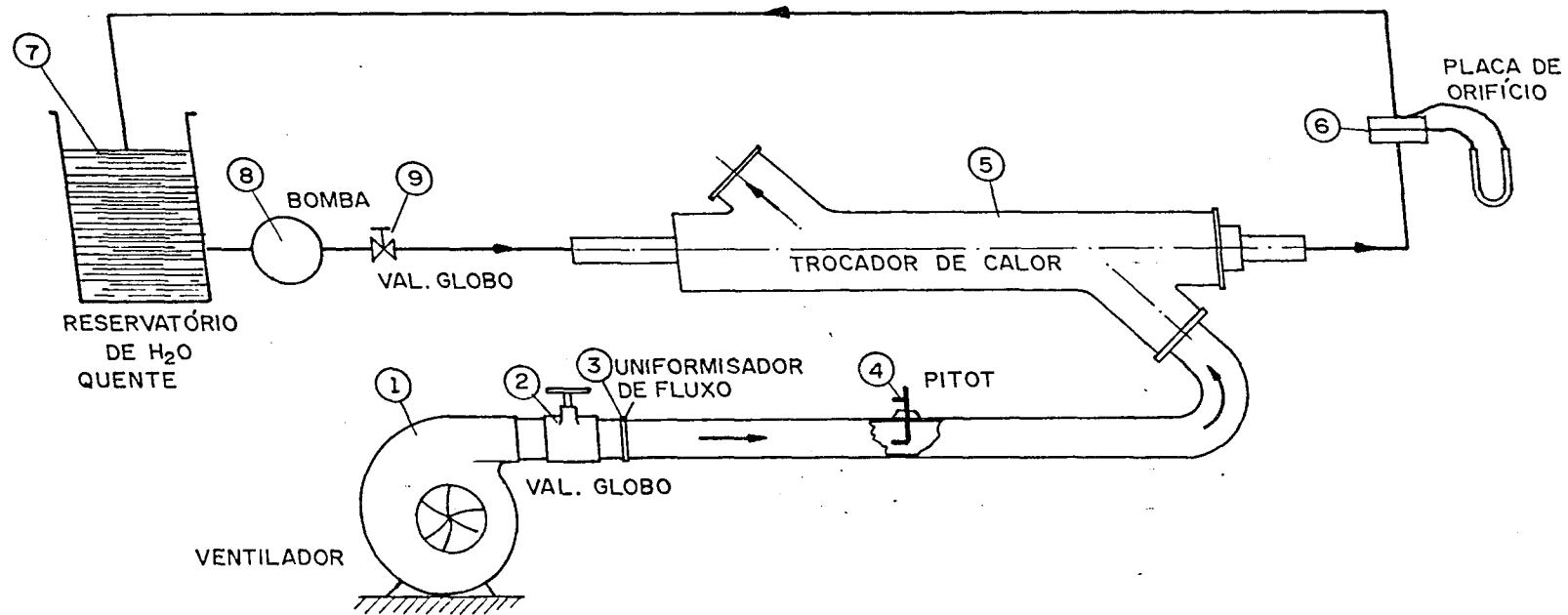


Fig. 3.9 - Sistema experimental

De acordo com a figura (3.9) nota-se que há dois circuitos independentes: o circuito de ar e o de água quente. O circuito de ar é constituído por um ventilador centrífugo (1) marca Narpal com 1000mm ca de pressão estática e 30 m³/min acionado por um motor 7,5 HP. O ar em condições ambientais é insuflado para o trocador de calor (5), passando inicialmente por um uniformizador de fluxo (2), já que o ventilador trabalhava sozinho. A vazão de ar é controlada por um registro de gaveta (3). Esta vazão é medida por um tubo de Pitot (4) colocado a uma distância de aproximadamente 8 diâmetros do tubo (d = 2"), de acordo com as normas ASME.

O circuito de água é constituído por um reservatório de 200 litros (7), onde a água é aquecida por um conjunto de 4 resistências elétricas de 2000 Watts cada uma com a sua temperatura sendo controlada por um termostato.

A água aquecida é bombeada para dentro do trocador de calor por uma bomba centrífuga (8) marca Albrai-Petry de 3 HP e 130 litros/min. A vazão de água é controlada por uma válvula de gaveta (9) e medida por uma placa de orifício (6) instalada na saída de seção de testes de trocador de calor. A água circula em circuito fechado, ou seja, sai do reservatório percorre a seção de testes, passa pela placa de orifício, retorna ao reservatório e é reaproveitada pois ainda se encontra a uma temperatura elevada. As resistências são mantidas ligadas durante todo o tempo da realização das medidas, tomando-se o cuidado de se verificar o nível de água para que não ficasse abaixo destas.

3.4. Medidores de Vazão de Ar

A vazão de ar nos diversos testes realizados foi obtida através de um tubo de Pitot marca F.W. Dwyer. Este procedimento permitiu obter-se também o perfil de velocidades do fluido. Acoplado ao tubo de Pitot usou-se um manômetro inclinado de marca IOPE para a medição de vazões mais baixas e um manômetro em U da mesma marca para a obtenção das vazões maiores. No manômetro inclinado, utilizou-se um fluido manométrico de densidade $0,75\text{g/cm}^3$ de coloração vermelha. Já para o manômetro em U utilizou-se água.

No apêndice E é apresentado o procedimento para a obtenção das vazões de ar e no apêndice H são apresentados os dados colhidos.

A fim de se determinar coeficientes de transporte do ar utilizou-se a temperatura "bulk" do fluido, obtida através de uma termopilha de 3 junções de cobre-constantan colocadas a 120° , uma junção da outra. Foi colocada uma termopilha em cada seção. A figura (3.10) ilustra cada termopilha e a localização das junções na região anular das seções de entrada e saída do trocador de calor.

As temperaturas de entrada e saída da água pelo trocador de calor foram obtidas através de termopares colocados nas seções de entrada e saída, localizados no centro do tubo interno do trocador de calor.

A figura (3.11) apresenta o esquema de posicionamento dos sensores de temperatura nos seus respectivos pontos de medição.

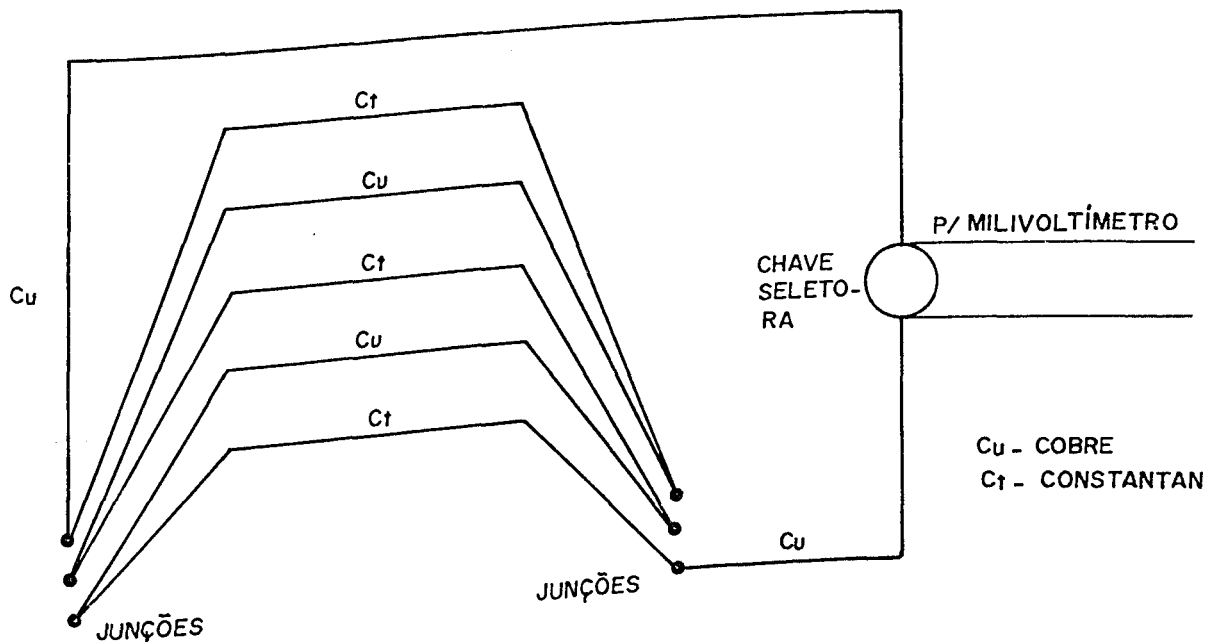


Fig.3.10 - Esquema da termopilha utilizada

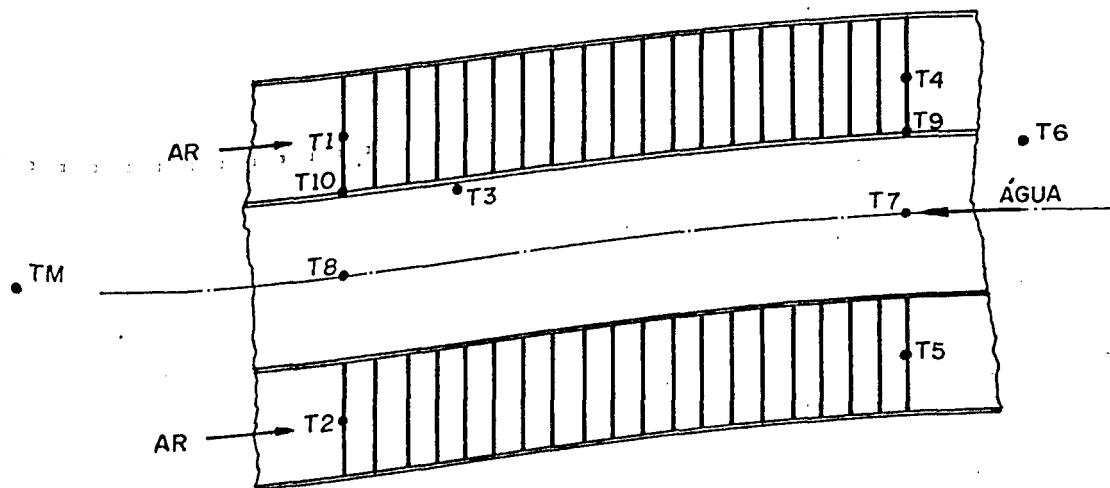


Fig.3.11 - Posicionamento dos termopares na seção de testes e no medidor de vazão de ar

Termopares T_1 , T_2 e T_3 formam a termopilha TH1 que mede a temperatura média do ar na entrada da seção de testes.

Termopares T_4 , T_5 e T_6 formam a termopilha TH2 que mede a temperatura média do ar na saída da seção de testes.

Termopares T_7 , T_8 medem respectivamente as temperaturas de saída e entrada da água na seção de testes.

Termopar T_{11} mede a temperatura do ar na seção onde fica posicionado o tubo de Pitot.

Termopares T_9 e T_{10} medem as temperaturas da parede do tubo interno nas seções de entrada e saída de água.

3.5. Medidores de Vazão de Água

Para a medição das vazões de água nos testes foi utilizada uma placa de orifício construída no Departamento de Engenharia Mecânica segundo normas e especificações técnicas da ASME e devidamente calibrada. A placa possuía uma relação de diâmetros igual a 0,68.

Os dados colhidos através da placa de orifício são apresentados no apêndice G bem como as características da mesma e o procedimento para a obtenção das vazões de água.

Foi acoplada à placa de orifício um manômetro em U marca IOPE, utilizando como fluido manométrico o CC14 (tetracloreto de carbono) cuja densidade é de $1,6 \text{ kg/m}^3$.

3.6. Medidores de Temperatura

Basicamente foram feitas as seguintes medidas de tem

peratura:

1. Seções de entrada e saída de ar;
2. Seções de entrada e saída de água;
3. Seção onde se localiza o tubo de Pitot;
4. Ambiente (próximo ao equipamento).

Nas medidas de temperatura nas seções de entrada e saída do trocador de calor e na seção onde se encontra o tubo de Pitot foram utilizados termopares do tipo cobre constantan de marca Omega devidamete calibrados, cuja curva de calibração se encontra no apêndice E. Para a medição da temperatura ambiente foi utilizado um termômetro digital de marca Rifran com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.

Para os termopares utilizou-se como ponto de referência o ponto de gelo da água. Ponto este conseguido utilizando-se uma mistura de gelo picado e água destilada mantida em uma garrafa térmica.

Para a coleta dos dados foi utilizado um milivoltímetro digital da marca Robert Shaw de precisão $0,01\text{ mV}$ juntamente com uma chave seletora de 20 canais.

O esquema das 2 termopilhas é apresentado na figura (3.12).

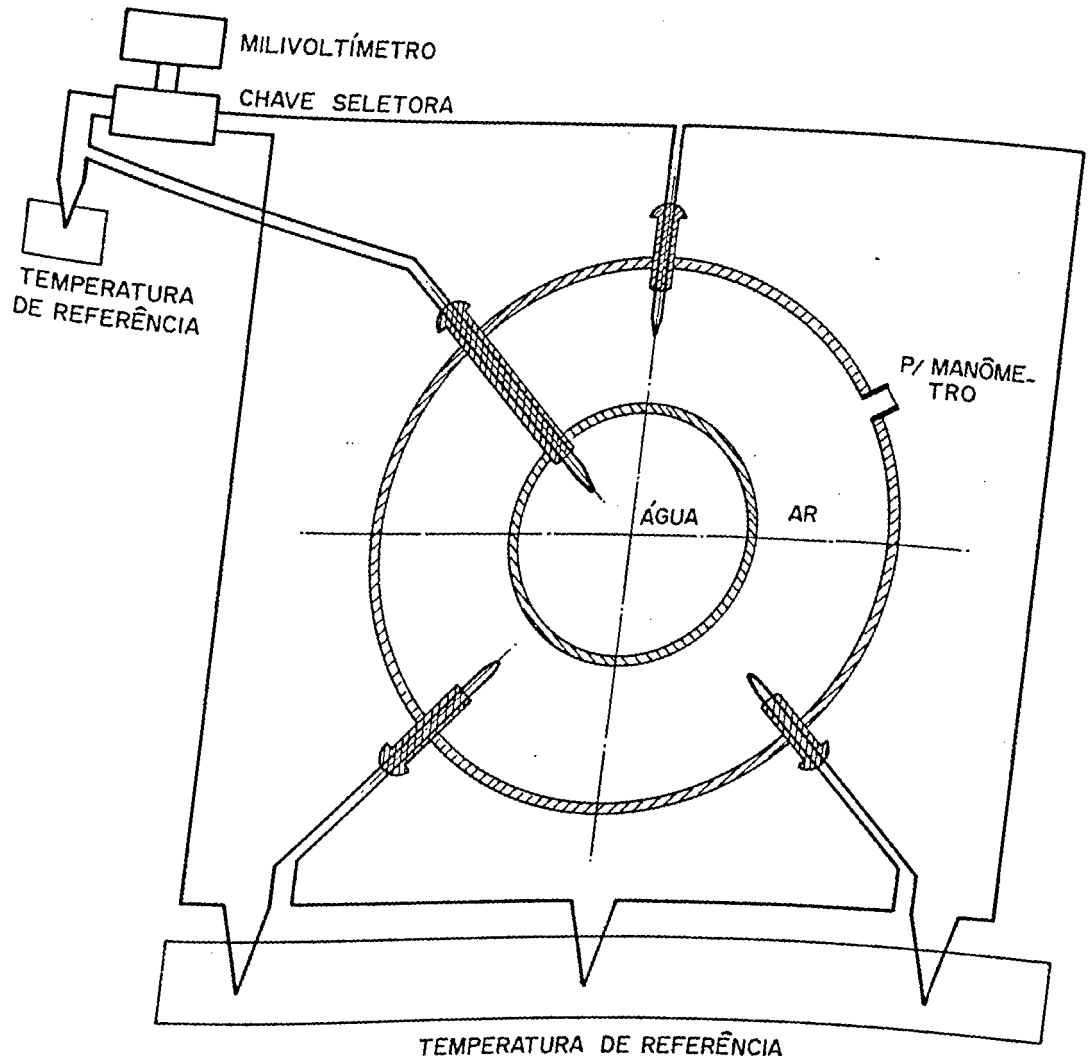


Fig. 3.12 - Posicionamento dos sensores de temperatura e tomada de pressão.

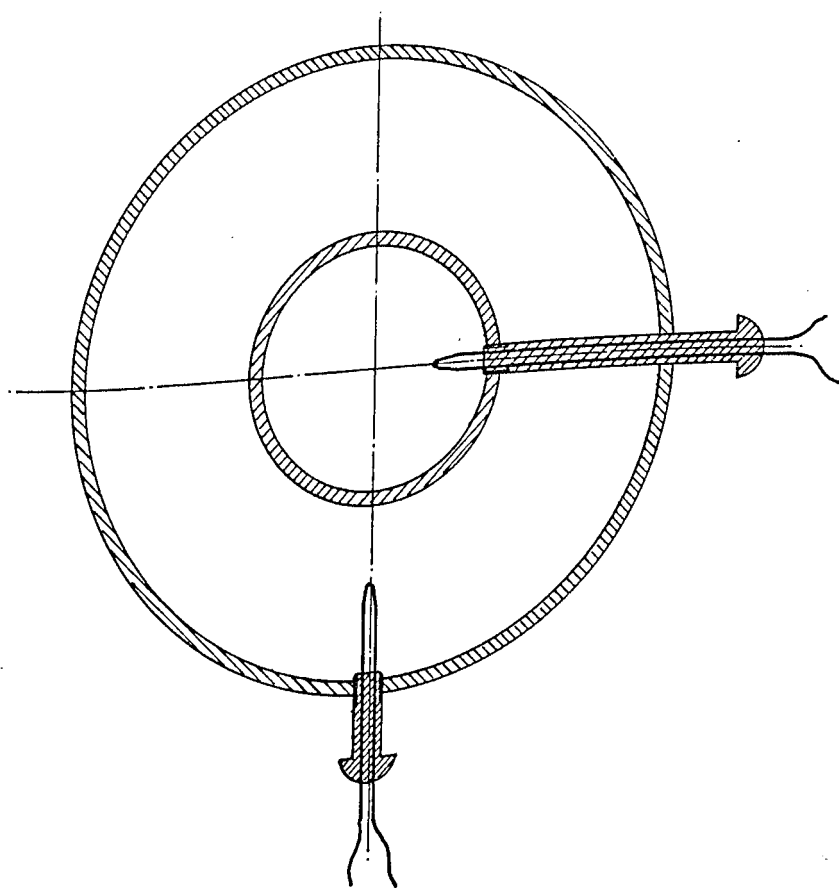


Fig. 3.13 - Esquema de Colocação dos Termopares

Como seriam testados 4 tipos de trocadores de calor, fixou-se os termopares nas suas devidas posições, de maneira que fosse permitida a troca dos equipamentos com facilidade.

Para isto utilizou-se parafusos do tipo allen com furos de 2mm longitudinais nos seus centros até que fossem vazados. Feito isto, passou-se os termopares pelos furos até os pontos desejados, fechando-se as aberturas com cola superbonder. A figura (3.13) apresenta um esquema para ilustrar a fixação dos termopares.

Uma vez feita a preparação dos termopares, fez-se então a colocação dos mesmos nas posições desejadas. Fez-se então 3 furos no tubo externo (PVC), posicionou-se os termopares e colocou-se massa de calafetar para impedir eventuais vazamentos. Com isto, estavam posicionados os termopares que formaram a termopilha para medir a temperatura média do ar nas seções de entrada e saída do trocador de calor.

Feito isto, fez-se outro furo no tubo externo e outro no tubo interno coincidindo com o primeiro para a colocação do termopar para a medida de temperatura da água. Para impedir o vazamento de água, colocou-se fita de Teflon na rosca do parafuso junto à rosca do furo do tubo interno (cobre). E para impedir o vazamento de ar pelo tubo externo, colocou-se, como nos furos anteriores, massa de calafetar.

Uma vez posicionados os sensores de temperatura fez-se vários testes comprovatórios e após alguns pequenos ajustes, chegou-se a fixação ideal.

Este procedimento foi repetido para todos os trocadores de calor testados.

3.7. Medição de Pressões

Para a determinação dos coeficientes de perda de carga era necessário o conhecimento da queda de pressão ao longo da seção de testes do trocador de calor. Para isto foram medidas as pressões nas seções de entrada e saída do trocador de calor. Duas tomadas de pressão foram colocadas em dois furos,

3.9. Procedimento Experimental

Antes de se iniciar os testes, as resistências elétricas colocadas no reservatório de água eram ligadas. O reservatório continha cerca de 200 litros de água, com isto gastava-se cerca de 4 horas para que esta chegasse à temperatura desejada, que deveria estar entre 93 e 97°C, e quando atingida poderia se iniciar os testes. Para verificar esta temperatura foi utilizado um termômetro digital de marca Robert Shaw, com um termopar de ferro constantan.

Quando a água atingia a temperatura desejada, o ventilador era posto a operar. Abria-se a válvula totalmente e esperava-se o tempo necessário até se obter a condição de regime permanente do ar.

Atingida esta condição, verificada através da estabilidade da temperatura, ligava-se a bomba para que a água fosse bombeada para dentro do trocador de calor.

O procedimento adotado foi o de se fixar uma vazão de ar e variar a vazão da água. Fixada então cada posição da válvula borboleta, eram anotados cerca de 10 valores de pressão transversalmente ao tubo de saída do ventilador com o auxílio do tubo de Pitot colocado numa posição de acordo com as normas [26]. Com estes pontos obtinha-se então a velocidade média do ar e portanto a sua vazão. Anotava-se a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar do laboratório com o termohigrômetro. Media-se a pressão atmosférica com um barômetro. Anotava-se então o valor marcado no manômetro que media a queda de pressão no trocador de calor. Regulava-se então a vazão de

água através da válvula de globo colocada na saída da bomba e anotava-se a leitura no manômetro instalado na placa de orifício. A cada vazão de água, anotava-se as temperaturas do ar e da água nas seções de entrada e saída do trocador de calor.

Completada uma série de vazões de água, era alterada a vazão de ar e todo este procedimento descrito acima era repetido.

Os dados de todas as experiências são apresentados no apêndice H.

CAPÍTULO 4

4. REDUÇÃO DE DADOS

4.1. Introdução

Este capítulo mostra o procedimento adotado para se obter os coeficientes de transporte Nu , f_t e K_a , a partir dos dados experimentais primários, relacionando-os com o número de Reynolds do ar Re , de acordo com a análise teórica apresentada no capítulo 2.

O cálculo destes coeficientes dados por:

$$Nu = \frac{h_{ex} D_h}{K_f} \quad (4.1)$$

$$f_t = \frac{\Delta P_{tot}}{(L/D_h) \frac{\dot{m}_{ar}^2}{2\rho_{ar} A_{an}^2}} \quad (4.2)$$

$$K_a = \frac{1}{N_a} (f_t - f_a) \frac{L}{D_h} \quad (4.3)$$

$$Re = \frac{\dot{m}_{ar} D_h}{A_{an} \mu_f} \quad (4.4)$$

onde:

$$f_a = \frac{0,0085}{Re^{0,25}} \quad (4.5)$$

\dot{m}_{ar} = fluxo de massa de ar;

A_{an} = área livre da região anular;

μ_f = viscosidade dinâmica do ar.

é realizado a partir de medições de temperatura, pressão e umidade relativa do ar.

4.2. Obtenção das temperaturas

As temperaturas dos fluidos são utilizadas para se obter propriedades dos fluidos e os coeficientes de transferência de calor.

Nas seções de entrada e saída da seção de testes as temperaturas são obtidas através da conversão dos sinais captados pelos termopares. Esta conversão é feita utilizando-se a equação da calibração dos termopares, que é apresentada no apêndice D e dada por:

$$T(^{\circ}C) = -0,135 + 26,95E - 1,632E^2 + 0,2176E^3 \quad (4.6)$$

onde:

E = sinal captado pelo termopar, em milivolts.

Os termopares T_1 , T_2 e T_3 que formam a termopilha do Th_1 , fornecem a temperatura do ar na seção de entrada do trocador. Deve-se dividir o valor fornecido pela termopilha por 3, já que ela fornece a soma dos sinais dos 3 termopares. Este resultado é substituído na equação (4.6), obtendo-se então, a temperatura do ar na seção de entrada T_{fe} . O mesmo procedimento é aplicado à termopilha Th_2 para se obter a temperatura do ar na seção de saída T_{fs} . As temperaturas da água nas seções de entrada e saída T_{qe} e T_{qs} , são obtidas substituindo-se os valores lidos dos termopares T_7 e T_8 , respectivamente, na equação (4.6).

A temperatura do ar no tubo de Pitot, a temperatura ambiente e a temperatura da água no reservatório foram lidas diretamente pelo termômetro digital em $^{\circ}C$.

4.3. Obtenção das propriedades dos fluidos

Uma vez conhecidas as temperaturas dos fluidos, a umidade relativa do ar, a pressão atmosférica e a pressão manométrica na seção de entrada do trocador de calor, pode-se obter a densidade, o calor específico, a viscosidade e a condutividade térmica do ar e da água, de acordo com o procedimento adotado no apêndice D. Estas propriedades são utilizadas nos cálculos de vazão dos fluidos e dos coeficientes de transporte.

4.4. Vazão de Ar

A vazão de ar é obtida pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{ar} = 0,98 A_1 (2 \rho_{ar} \Delta P_1)^{0,5} \quad (4.7)$$

onde:

$$\Delta P_1 = (\rho_m - \rho_{ar}) g \Delta h_1 \quad (4.8)$$

A_1 = área da seção transversal ao tubo de Pitot
(conforme apêndice F);

ρ_{ar} = densidade do ar (apêndice D);

ρ_m = densidade do fluido manométrico;

g = aceleração da gravidade (9,81 m/s²);

Δh_1 = coluna de fluido manométrico lida no manômetro em "U", em metros.

Uma vez obtida a vazão de ar, obtém-se o número de Reynolds através da equação (4.4).

4.5. Vazão de Água

Para a determinação da vazão de água utiliza-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{ag} = K1.Ag (2 \rho_{ag} \Delta P_2)^{0,5} \quad (4.9)$$

onde:

$$\Delta P_2 = (\rho_{\text{CCl}_4} - \rho_{\text{ag}}) g \Delta h_2 \quad (4.10)$$

A_g - área da garganta da placa de orifício (conforme apêndice G);

ρ_{ag} - densidade da água;

ρ_{CCl_4} - densidade do CCl_4 (fluido manométrico utilizado na medição de vazão de água);

Δh_2 - coluna de CCl_4 lida no manômetro, em metros.

De acordo com o apresentado no apêndice G, o coeficiente K_1 na equação (4.9) é função do número de Reynolds do fluido que escoar pela placa de orifício, que por sua vez depende da vazão, isto é:

$$\text{Re}_{\text{ag}} = \frac{\dot{m}_{\text{ag}} D_1}{A_b \cdot \mu_{\text{ag}}} \quad (4.11)$$

onde:

A_b = área da seção transversal do tubo interno;

μ_{ag} = viscosidade da água em N.s/m².

Logo, para a determinação da razão de água, é necessário que se utilize de um processo iterativo. Adotando-se o número de Reynolds como variável independente, nota-se que a convergência do processo é rápida, não levando mais do que 4 iterações para se atingir uma precisão de 1 no número de Reynolds.

4.6. Número de Nusselt

A obtenção do número de Nusselt do ar no trocador de calor é obtido através dos seguintes passos:

- 1) Calcula-se a efetividade do trocador de calor ϵ , utilizando-se a equação (2.3);
- 2) Calcula-se as capacidades térmicas dos fluidos C_f e C_q , através de (A.12) e (A.13);
- 3) Calcula-se o coeficiente global de troca de calor U , através de (2.2), já que o trocador de calor opera em contracorrente;
- 4) Calcula-se o coeficiente convectivo da água h_{in} , através de (2.4);
- 5) Calcula-se o coeficiente convectivo do ar utilizando-se a equação (2.1) que rearranjada fornece:

$$h_{ex} = \frac{1}{\eta \left[\frac{1}{\bar{U}} - \frac{A_{ex}}{A_{in}} \frac{1}{h_{in}} - \frac{A_{ex}}{2 \pi K_w L} \ln \left(\frac{D_2}{D_1} \right) \right]} \quad (4.12)$$

- 6) Finalmente, calcula-se o número de Nusselt Nu , para o ar utilizando-se a equação (4.1).

Todos os dados geométricos que aparecem nas equações acima, assim como propriedades de materiais são apresentadas no apêndice D e capítulos 2 e 3.

Para a obtenção do coeficiente de filme do fluido interno utiliza-se a equação (2.4) que pode ser aplicada neste

caso já que:

- 1) O escoamento é turbulento;
- 2) O número de Prandtl está na faixa 0,7 a 100;
- 3) O escoamento é desenvolvido.

Neste caso como a água está sendo resfriada o valor de n na equação é 0,3.

4.7. Coefficiente de Perda de Carga

Os coeficientes de perda de carga f_t e K_a , foram calculados utilizando-se os dados de queda de pressão ao longo do trocador de calor.

De acordo com a equação (4.2) o coeficiente de perda de carga ao longo da seção de testes é dependente da queda de pressão total ΔP_{tot} , que é dada por:

$$\Delta P_{tot} = (\rho_{Hg} - \rho_{ar}) g \Delta h_3 \quad (4.13)$$

onde:

ρ_{Hg} = densidade do mercúrio (dada por D.5);

Δh_3 = coluna de Hg lida no manômetro em m.

O coeficiente da perda de carga por aleta K_a , é determinado pela equação (4.3).

Todos os dados obtidos estão apresentados no apêndice H em forma de tabelas.

C A P Í T U L O 5

5. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

5.1. Cálculo da Eficiência das Aletas

A obtenção do campo de temperatura nas aletas através da solução numérica da equação (2.7), possibilitou calcular-se o rendimento das mesmas (equação 2.11) em função do parâmetro C (equação 2.10).

Variando-se C no intervalo de 0,1 a 1,0, foram ajustadas curvas de rendimento para os 3 tipos de aletas utilizadas, verificando-se um erro médio de ajuste em torno de 1%.

As curvas para as aletas de furos de diâmetro 3,5 e 8mm são dadas pelas equações (5.1), (5.2) e (5.3) respectivamente e apresentadas na figura (5.1).

$$\eta_a = 1,007 - 0,4079C + 0,1270C^2 \quad (5.1)$$

$$\eta_a = 1,002 - 0,3720C + 0,1061C^2 \quad (5.2)$$

$$\eta_a = 0,9957 - 0,3694C + 0,1054C^2 \quad (5.3)$$

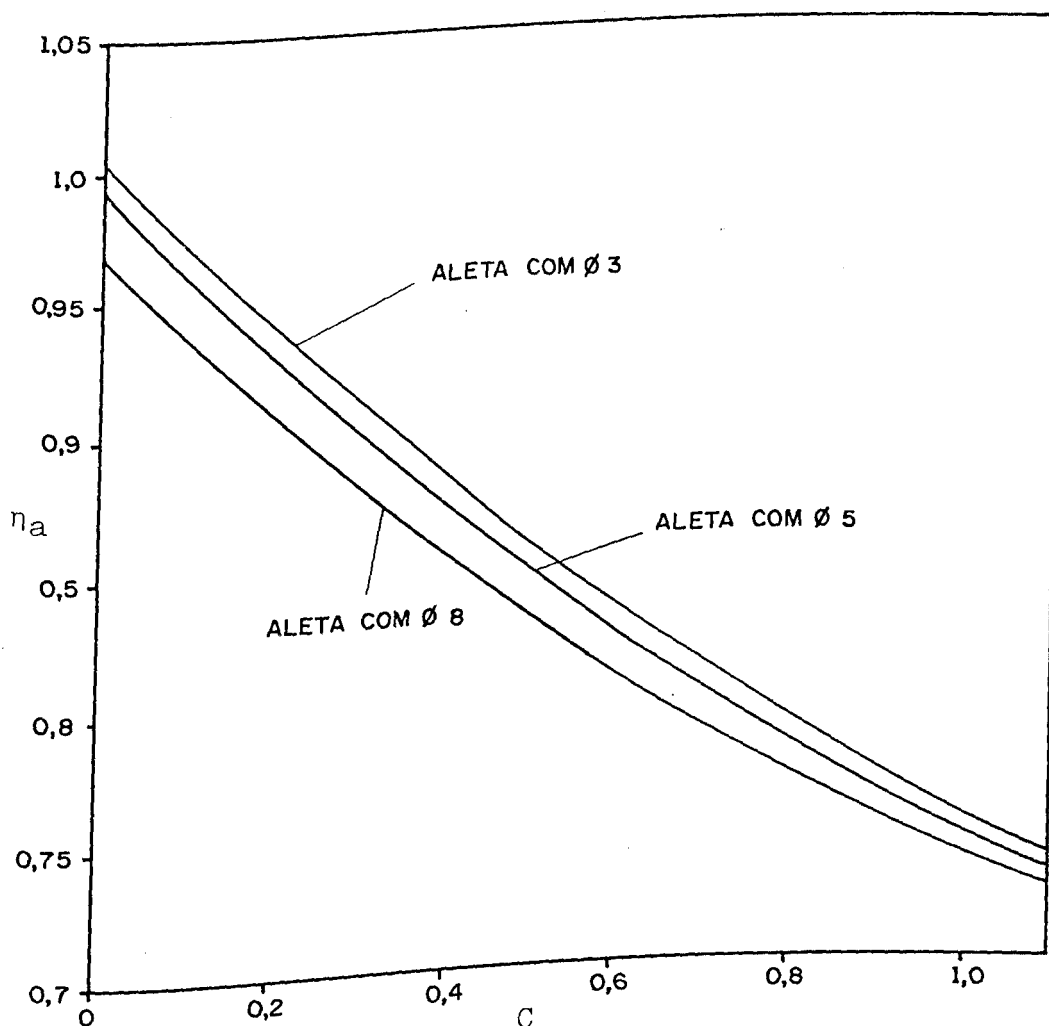


Fig. 5.1 - Rendimento das aletas η_a em função de C .

Observando-se esta figura nota-se que a aleta de furos de 3mm de diâmetro apresenta um rendimento superior às demais, para um mesmo valor do parâmetro C .

5.2. Coeficientes de Transporte

De acordo com o procedimento experimental realizou-se inicialmente vários testes preliminares para se verificar as melhores condições de funcionamento do equipamento para que se pudesse proceder então os testes definitivos para a coleta de dados.

Nestes testes preliminares observou-se as melhores condições de operação do trocador de calor tais como vazão de ar e água, temperatura da água, etc. Para que fosse atendida a condição de contorno de temperatura da parede do tubo interno constante, a vazão de água foi da ordem de 0,4 kg/s, com temperatura em torno de 90°C. Isto foi verificado colocando-se termopares na parede do tubo interno. Já para o ar adotou-se um número de Reynolds, máximo de 28000, devido a limitação do equipamento quando se utilizava o trocador de calor aletado.

As propriedades dos fluidos foram obtidas utilizando-se as temperaturas nas seções de entrada e saída do trocador.

Uma vez feito isto, passou-se então aos testes definitivos para a coleta de dados, para então obter-se os coeficientes de transporte desejados.

Para cada trocador de calor foram realizados 64 testes, utilizando-se 8 vazões de ar e 8 vazões de água diferentes. Para cada vazão de ar utilizou-se 8 vazões de água. O número de Reynolds para o ar variou de 12000 a 28000 no caso do trocador de calor aletado e de 12000 a 45000 para o trocador

de calor liso. Para os dois casos o número de Reynolds para a água variou de 30000 a 65000.

Os dados experimentais assim como os resultados da medição de dados são apresentados no apêndice H.

TABELA 1 - Taxa de calor trocado nos testes preliminares

TESTES Nº	Re _{ag}	Q _{ag} (W)	ΔT _{ag} (°C)	Q _{ar} (W)	$\frac{\Delta Q}{Q}$ (%)	ΔT _{w_{ex}} (°C)
1	30394	360,9	0,5	341,7	5,28	0,7
2	36446	372,7	0,4	339,2	9,00	0,6
3	42141	341,1	0,3	324,1	5,05	0,5
4	49375	310,6	0,2	210,5	-3,10	0,4
5	58100	371,4	0,2	330,6	11,00	0,3
6	64823	288,6	0,2	305,9	-5,66	0,2
7	69725	302,2	0,2	291,6	3,50	0,1
8	74616	251,8	0,1	269,4	-6,54	0,1

Como dito anteriormente foram realizados alguns testes preliminares com o tubo liso para se avaliar as condições de operação do trocador de calor utilizando este tubo. Nesta fase utilizou-se a máxima vazão de ar (Re = 42000) para 8 dife

rentes vazões de água, com o número de Reynolds do lado da água variando de 30000 a 75000.

Observou-se então que o calor cedido pela água era aproximadamente recebido pelo ar. Estes dados podem ser observados na tabela 1 e constata-se que os erros não são muito elevados devendo estes serem creditados à medidas, tanto para as vazões de água, quando estas eram baixas, quanto para as medidas de temperatura. Logo, verifica-se que as condições de isolamento do sistema permitem uma troca de calor adequada.

Verificou-se também se a condição de contorno de temperatura da parede do tubo interno era constante, através da colocação de termopares na parede do tubo interno nas seções de entrada e saída do mesmo.

Constatou-se que esta condição é melhor atingida para maiores vazões de água. Isto também comprova as boas condições do sistema, já que está em concordância com Braga [11]. Isto é realmente justificável pelo fato de que para maiores vazões de água a sua variação de temperatura é pequena e também porque há um alto coeficiente de transferência de calor entre a água e o tubo interno.

5.2.1. Trocador de Calor com Tubo Liso

Foram realizados 64 testes, utilizando-se 8 vazões de ar e 8 de água. O número de Reynolds para o ar variou de 12000 a 35000 e para a água de 30000 até 70000. Estes resultados são apresentados no apêndice H.

Estes resultados são apresentados graficamente na figura 5.2, onde aparece o número de Nusselt em função do número de Reynolds relacionados ao escoamento do ar. São apresentados 8 pontos experimentais com os quais se obteve a curva através do método dos mínimos quadrados com um desvio médio de 2,1% e é apresentada na equação (5.4).

$$Nu = 0,17243 Re^{0,5862} \quad (5.4)$$

Generalizando para outros fluidos, isto é, dividindo a equação (5.4) pelo fator $Pr^{0,4}$, de acordo com Patankar et alii [8], obtém-se:

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = 0,00315 Re^{0,9982} \quad (5.5)$$

A figura (5.2) apresenta ainda outros dois resultados anteriores. A curva 1 apresenta o resultado de Isachenko et alii [13] e Leung et alii [12], cuja condição de contorno utilizadas por estes autores é a de fluxo de calor constante e a correlação obtida por ambos é a dada pela equação (5.6).

$$Nu = 0,01670 Re^{0,8} \quad (5.6)$$

Já a curva 2 apresenta os resultados de Braga [11] , que adota a condição de contorno de temperatura de parede do tubo interno constante, cuja correlação é dada pela equação (5.7)

$$Nu = 0,003157 Re^{0,9474} \quad (5.7)$$

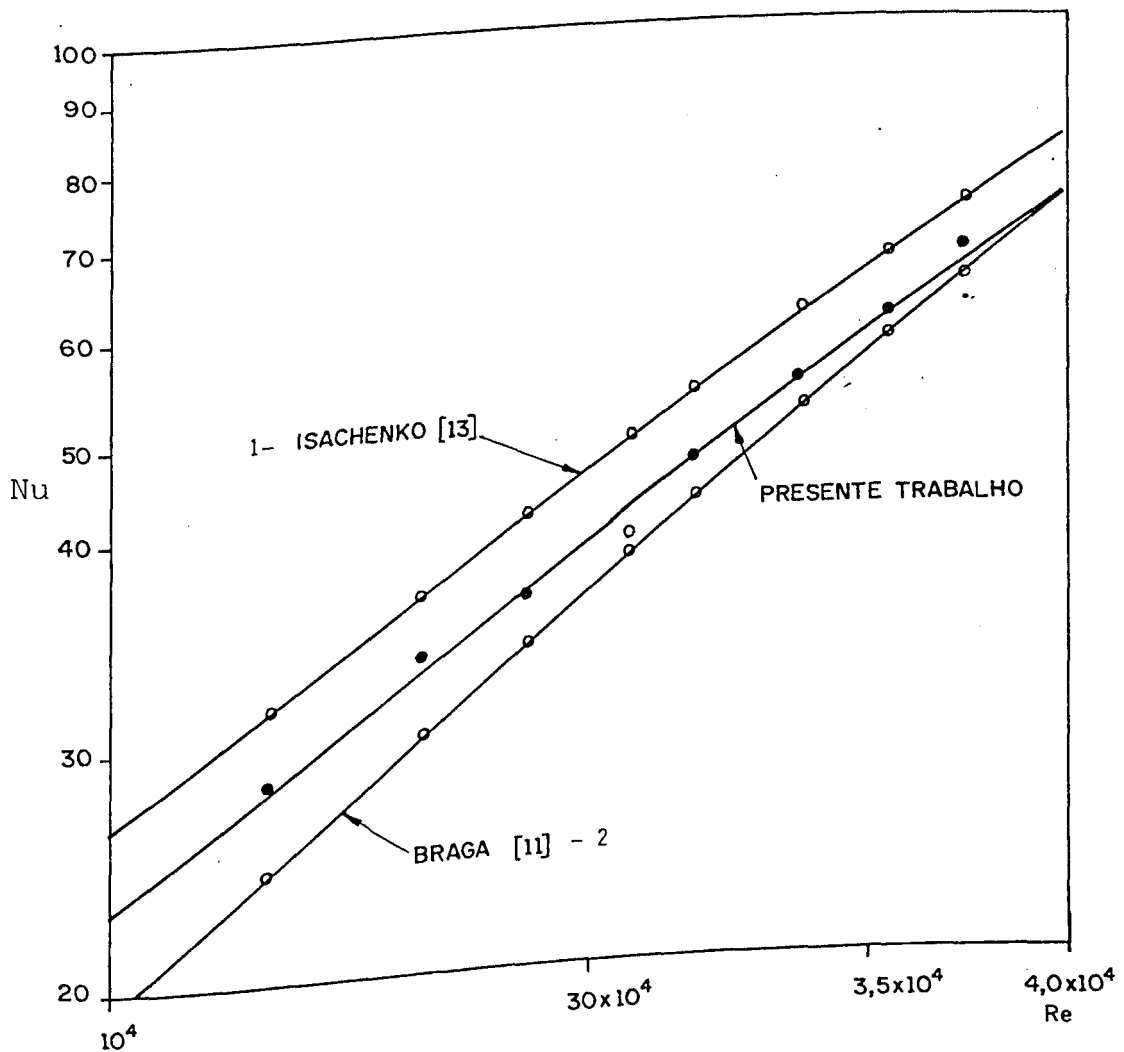


Figura 5.2 - Nusselt x Reynolds para o tubo liso

Observando-se a figura (5.2) nota-se que o número de Nusselt obtido é menor que o obtido por Isachenko [13] e que utiliza condição de fluxo de calor constante e um pouco maior que o obtido por Braga [11] que adota condição de temperatura de parede constante. Pode ser observado também que com o crescimento do número de Reynolds há uma diminuição na diferença entre os dois coeficientes de troca de calor para as duas condições de contorno.

Resultados estes que também foram comprovados por Braga [11] e Braga [22] que trabalhou com dutos triangulares. Em ambos trabalhos a diferença no número de Nusselt para as duas condições diminui com o aumento da vazão de ar. Logo, para altos números de Reynolds tanto faz usar a condição de fluxo de calor constante como a de parede isotérmica.

5.2.2. Trocador de Calor com Aletas de Furos de 3mm

Após a realização de alguns testes preliminares passou-se à realização dos testes definitivos, efetuando-se 56 medições utilizando-se 8 vazões de água diferentes para cada vazão de ar, que foram em número de 7. O número de Reynolds para o ar variou de 12000 a 25000 e para a água de 30000 a 67000. O apêndice H apresenta estes dados.

Através dos 7 pontos experimentais obtidos, obteve-se a curva ajustada pelo método dos mínimos quadrados, com um erro médio no ajuste da ordem de 2,6%. Curva esta que dada pela equação (5.8),

$$\text{Nu} = 0,00298 \text{ Re}^{1,09536} \quad (5.8)$$

Generalizando para outros fluidos tem-se:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0,4}} = 0,00344 \text{ Re}^{1,09536} \quad (5.9)$$

Estes resultados são apresentados na figura (5.3), onde se vê o número de Nusselt em função do número de Reynolds para o ar.

5.2.3. Trocador de Calor com Aletas de Furos de 5mm

Realizando-se novamente um total de 56 testes avaliou-se este trocador de calor. Para cada diferente vazão de ar, empregou-se 8 vazões de água. O número de Reynolds para o ar variou de 12000 a 27000 enquanto que para a água foi de 30000 a 65000. Novamente o apêndice H apresenta estes resultados.

De acordo com o mesmo procedimento anterior obteve-se a curva ajustada com um erro médio de 1,9%. A correlação é dada pela equação (5.10).

$$\text{Nu} = 0,00169 \text{ Re}^{1,13456} \quad (5.10)$$

Fazendo a generalização para outros fluidos tem-se:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0,4}} = 0,00195 \text{ Re}^{1,13456} \quad (5.11)$$

Estes resultados também podem ser vistos na figura (5.3), como no caso anterior.

5.2.4. Trocador de Calor com Aletas de Furos de 8mm

Finalmente testou-se o trocador de calor com furos de 8mm. Como anteriormente combinou-se sete vazões de ar com 8 vazões de água. Neste caso no número de Reynolds para o ar variou de 12000 a 28000 e para a água variou de 30000 a 65000. Estes resultados também podem ser vistos no apêndice H.

Estes resultados são apresentados também na figura (5.3) onde são vistos os pontos experimentais e a curva ajustada pelo mesmo procedimento anterior. Neste caso o erro médio do ajuste foi da ordem de 3,2%. A correlação é dada pela equação (5.12).

$$Nu = 0,00185 Re^{1,11654} \quad (5.12)$$

Fazendo a generalização para outros fluidos obtém-se

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = 0,00213 Re^{1,11654} \quad (5.13)$$

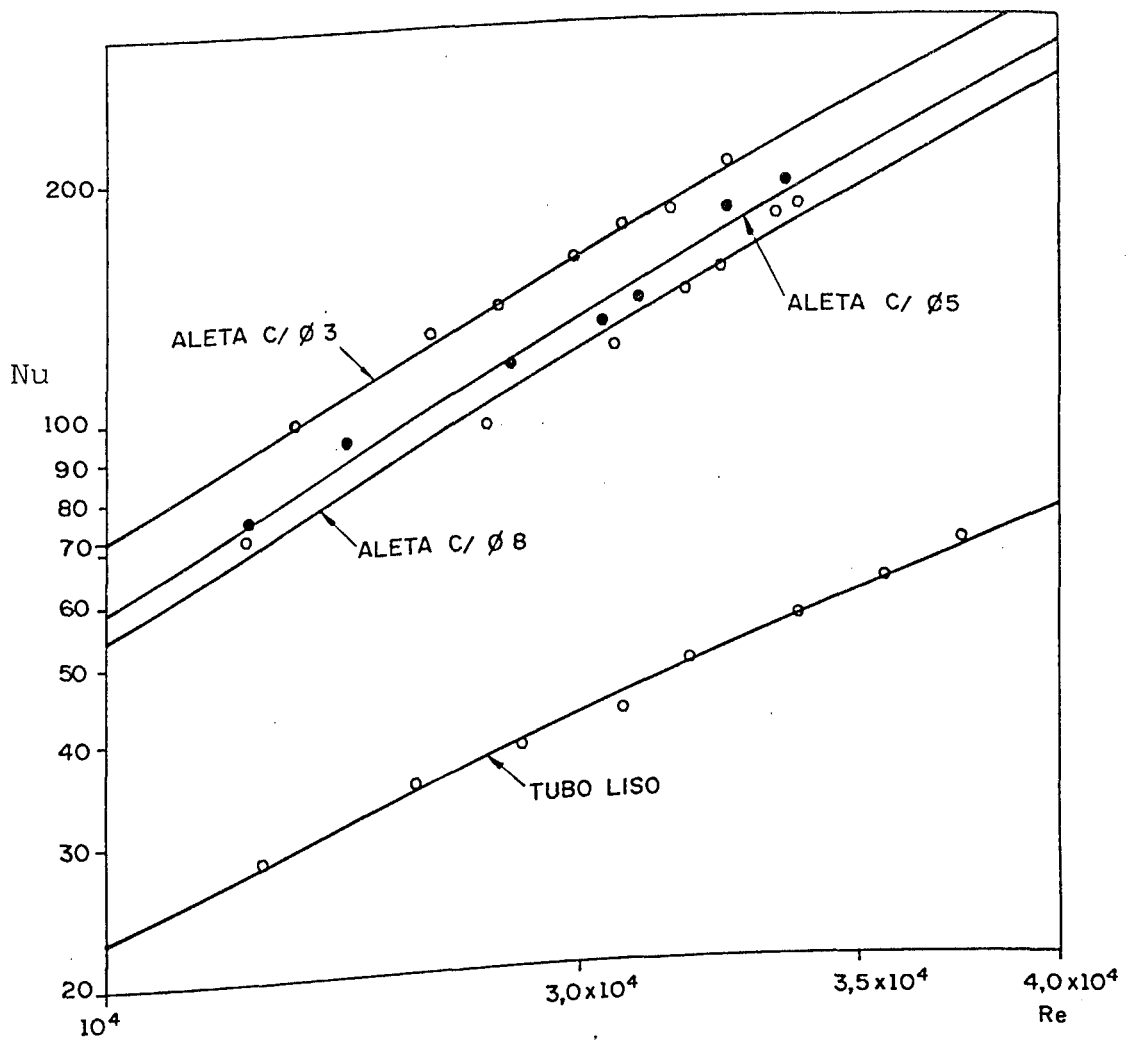


Figura 5.3 - Nusselt do ar x Reynolds para todos trocadores de calor.

A figura (5.3) apresenta os pontos experimentais e as curvas ajustadas para os 4 diferentes trocadores de calor. Nota-se por esta figura que os coeficientes de troca de calor para os 3 trocadores de calor aletados são bem mais elevados que os coeficientes do trocador de calor utilizando tubo liso. Enquanto que estes apresentam coeficientes inferiores a 100 aque

les registram valores próximos a 200 para uma mesma vazão de ar.

Dentre os trocadores de calor aletados, observa-se coeficientes de troca de calor do trocador de aletas de furos de 5mm ligeiramente superiores aos coeficientes do trocador com furos de 8mm. E por outro lado os coeficientes do trocador de furos de 5mm são um pouco menores que os coeficientes do trocador de furos de 3mm.

5.3. Perda de Carga

Os dados relativos à perda de carga entre a entrada e saída dos trocadores de calor foram coletados simultaneamente aos dados relativos à troca de calor.

Para cada trocador de calor foram coletados 7 valores de perda de carga. Isto é, para cada vazão de ar tinha-se uma perda de pressão ao longo da seção de testes.

Para o tubo liso o número de Reynolds variou de 12000 a 35000. Com os dados de perda de pressão calculou-se o fator de atrito. Estes resultados são apresentados no apêndice H. Com estes sete pontos experimentais ajustou-se a curva pelo método dos mínimos quadrados, obtendo-se um desvio médio de 2,9% e a curva ajustada é dada pela equação (5.14).

$$f_a = 0,8548 \text{ Re}^{-0,3328} \quad (5.14)$$

A figura (5.4) apresenta os pontos experimentais, as sim como a curva ajustada. Também é apresentado nesta figura o resultado de Braga [11], cuja correlação obtida é a dada pela equação (5.15).

$$f_a = 0,5134 \text{ Re}^{-0,2911} \quad (5.15)$$

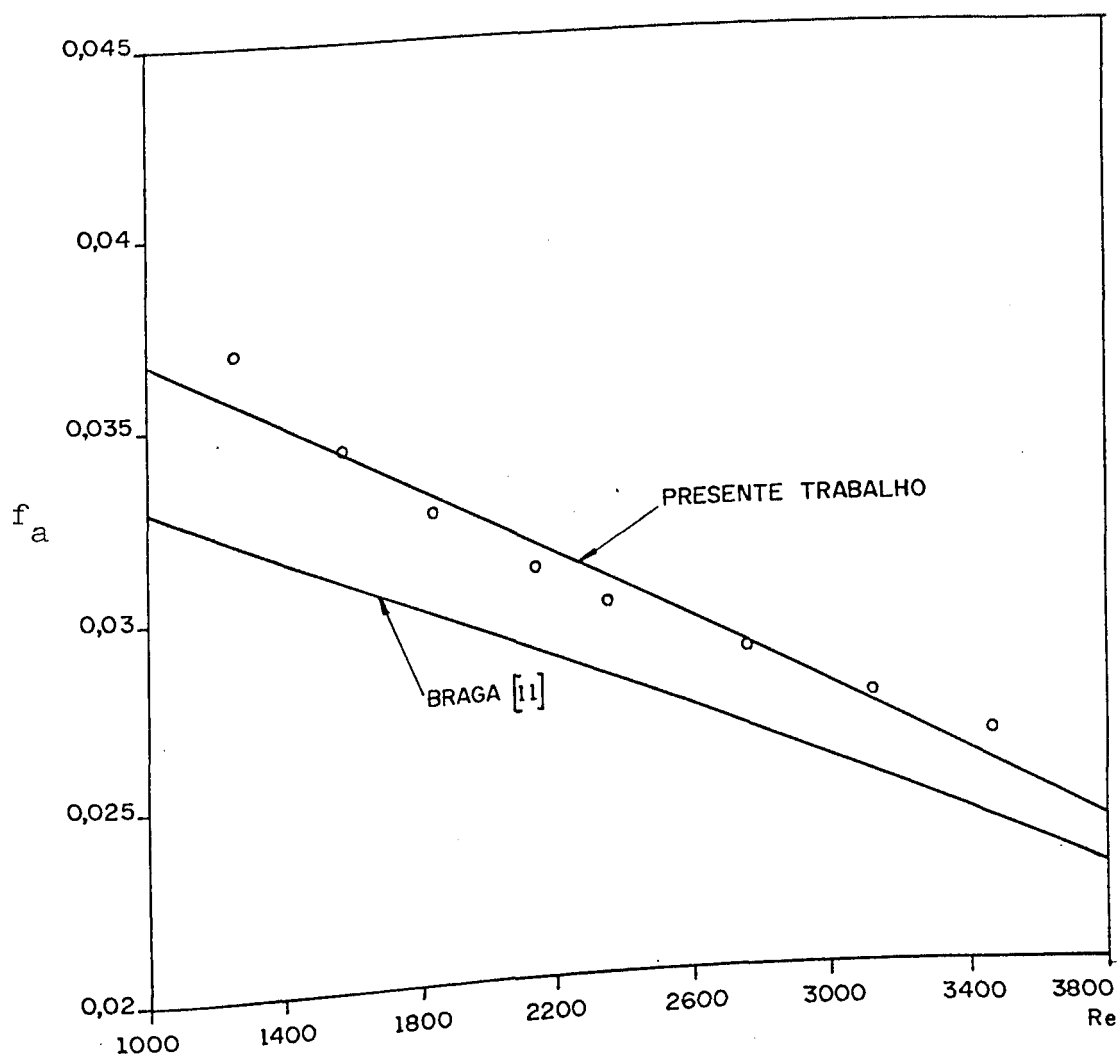


Figura 5.4 - Coeficiente de atrito X Reynolds para tubo liso

Pela figura (5.4) nota-se que não há grande discrepância entre estas duas curvas, com os coeficientes de atrito do presente trabalho um pouco superiores aos resultados de Braga [11].

Para o trocador de calor de aletas com furos de 3mm adotou-se o mesmo procedimento anterior. O número de Reynolds para o ar variou de 13000 a 25000. Foram anotados 7 pontos experimentais de perda de pressão com os quais obteve-se o coeficiente de atrito por aleta (ou fileira de aletas). O apêndice H apresenta estes resultados.

Adotando-se novamente o procedimento anterior obteve-se a curva ajustada com um erro médio de 3,1%, que é dada por (5.16). A figura (5.5) apresenta os pontos experimentais e a curva ajustada.

$$K_a = 4,1134 Re^{-0,1880} \quad (5.16)$$

Para os trocadores de calor com aletas de furos de 5mm e 8mm, através do mesmo procedimento anterior obteve-se os resultados. Resultados estes que podem ser vistos no apêndice H e na figura (5.5).

O ajuste para os pontos do trocador de calor com furos de 5mm apresentou um desvio médio de 1,52% e curva ajustada é dada por (5.17).

$$K_a = 10,63911 Re^{-0,2944} \quad (5.17)$$

Para o trocador com furos de 8mm o ajuste apresentou um erro médio de 2,8% e a curva ajustada é a seguinte:

$$K_a = 4,9130 \text{ Re}^{-0,2276} \quad (5.18)$$

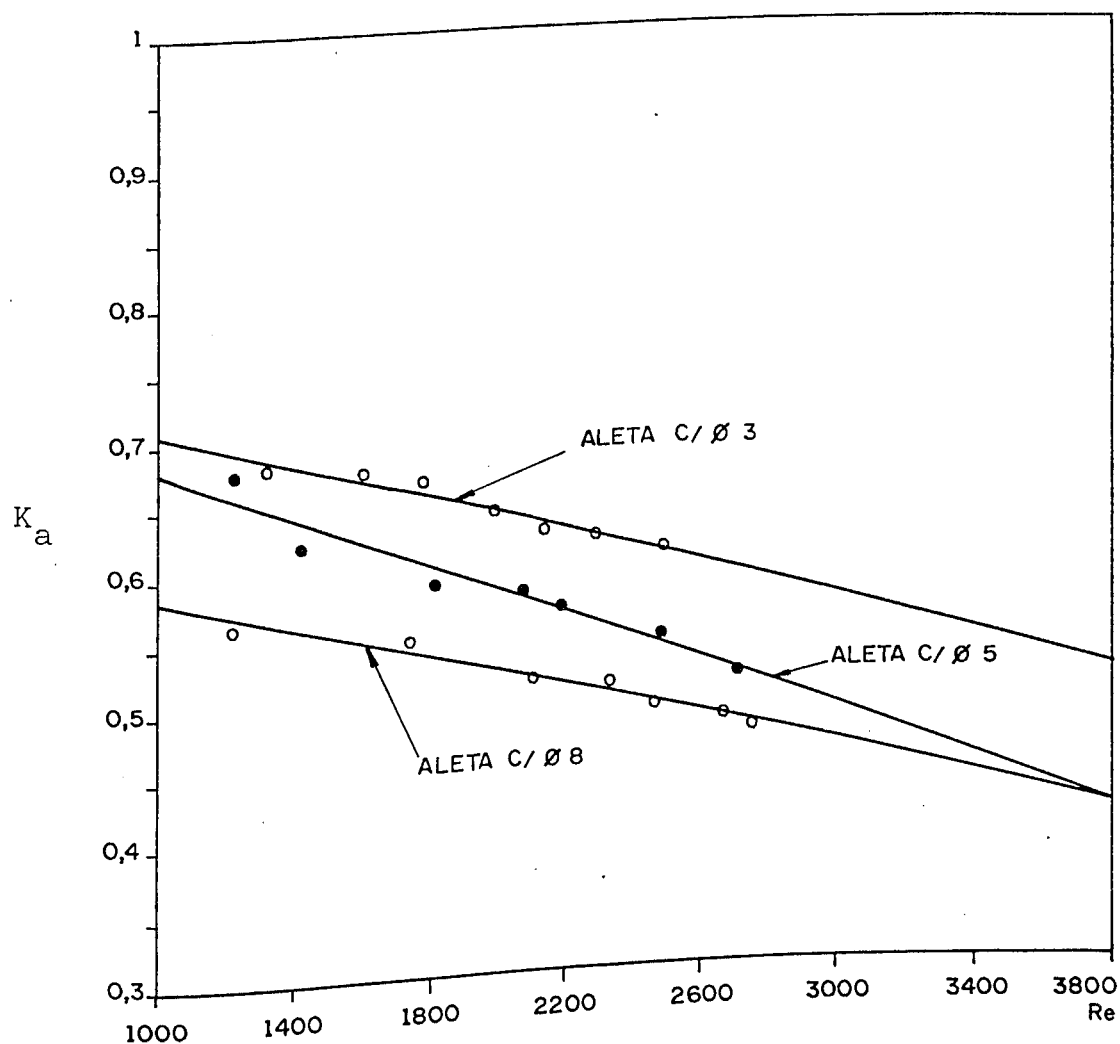


Figura 5.5 - Fator de Atrito X Reynolds para Trocadores Aletados

Através das figuras (5.4) e (5.5) pode ser visto que os coeficientes de atrito dos tubos aletados são bem superiores aos coeficientes do tubo liso.

Fazendo-se uma comparação entre os 3 trocadores de calor aletados através da figura (5.5) pode-se ver que os coeficientes de atrito para o trocador de calor com aletas de furos de 3mm são superiores aos coeficientes do trocador de furos de 5mm e estes superiores aos coeficientes do trocador de calor de furos de 8mm.

Basicamente, o rendimento das aletas dependem do parâmetro C , de acordo com as relações (5.1), (5.2) e (5.3). E como C depende da relação $(r_o - r_i)^2/tDh$, das condutividades térmicas do ar K_f , e do material do tubo interno K_w e do número de Nusselt do ar, o rendimento das aletas dependem destas mesmas quantidades.

Nos casos analisados, a relação $(r_o - r_i)^2/tDh$ e as condutividades térmicas K_f e K_w são constantes. Logo o rendimento das aletas é função do número de Nusselt apenas.

Substituindo-se as relações encontradas para o número de Nusselt nos três tipos de aletas estudados, ou seja, (5.8), (5.10) e (5.12) nas três relações de rendimento para os respectivos tipos de aletas, ou seja, (5.1), (5.2) e (5.3), tem-se:

1 - Aletas de furos de 3mm de diâmetro:

$$\eta_a = 1,007 - 7,91 \times 10^{-6} Re^{1,09536} + 4,78 \times 10^{-11} Re^{2,19072} \quad (5.19)$$

2 - Aletas de furos de 5mm de diâmetro:

$$\eta_a = 1,002 - 4,09 \times 10^{-6} Re^{1,13456} + 1,28 \times 10^{-11} Re^{2,26912} \quad (5.20)$$

3 - Aletas de furos de 8mm de diâmetro:

$$\eta_a = 0,9957 - 4,77 \times 10^{-6} Re^{1,11654} + 1,53 \times 10^{-11} Re^{2,23308} \quad (5.21)$$

As três curvas são apresentadas na figura (5.6), de onde pode se notar que há uma pequena diferença de uma curva para a outra. A aleta de furos de 8mm de diâmetro apresenta um rendimento superior ao rendimento das aletas de furos de 5mm de diâmetro e estas por sua vez apresentam um rendimento superior ao rendimento das aletas de 3mm de diâmetro.

Isto se justifica pelo fato de que o número de Nusselt no caso do trocador de calor com aletas de 3mm ser maior que o Nusselt do trocador de calor de aletas de 5mm e este maior que o Nusselt do trocador de calor de aletas de furos de 8mm.

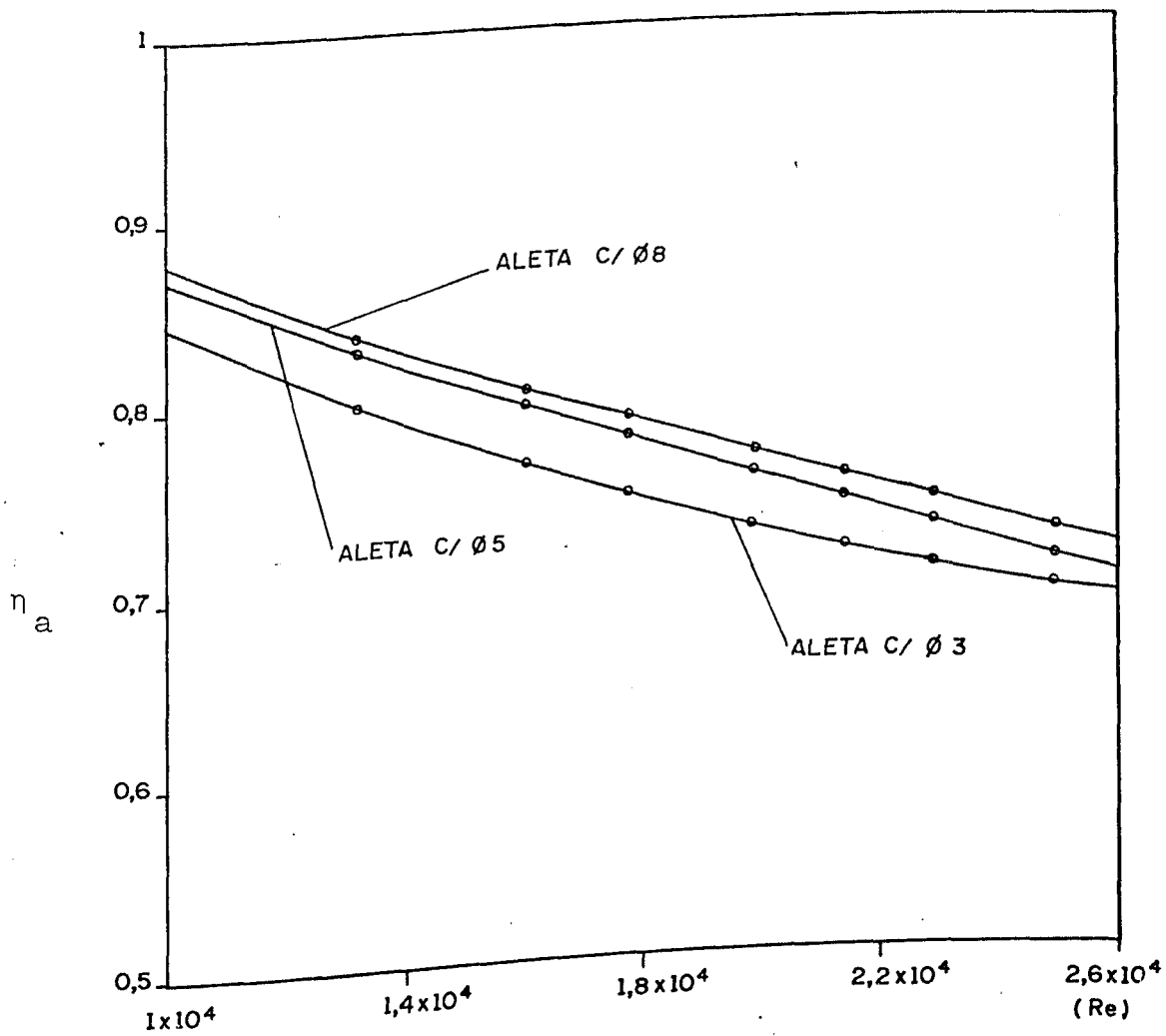


Fig. 5.6 - Rendimento das aletas em função do número de Reynolds.

5.4. Comparação entre os Trocadores de Calor

Uma comparação entre os trocadores de calor estudados foi feita tomando-se por base a mesma área de troca de calor e a potência de bombeamento.

A potência de bombeamento é definida por:

$$P_b = \bar{V} A_a \Delta P$$

(5.22)

onde: \bar{V} = velocidade média do escoamento é dada por (2.10).

A perda de carga ΔP é dada por (4.12). Utilizando-se a equação (4.4), na expressão da velocidade, juntamente com (4.12) obtém-se o seguinte adimensional:

$$|P = \frac{8D_h^2 \rho_{ar}^2 P_b}{\pi \mu_{ar}^3 d^2} \quad \text{ou} \quad (5.23)$$

$$|P = f_t \frac{L}{D_h} Re_{ar}^3 \quad (5.24)$$

$$\text{onde: } f_t = f_a + Na \frac{D_h}{L} K_a$$

Fazendo-se uma comparação entre os trocadores de calor aletados com o trocador liso, tem-se:

$$|P_L = |P_A \quad (5.15)$$

onde:

$|P_L$ = potência de bombeamento adimensional para o trocador de calor liso;

$|P_A$ = potência de bombeamento adimensional para o trocador aletado.

$$f_a \frac{L}{D_h} Re_L^3 = (f_a + Na \frac{D_h}{L} Ka) Re_a^3 \quad (5.26)$$

onde:

Re_L = número de Reynolds no trocador liso;

Re_a = número de Reynolds no trocador aletado.

Aplicando esta relação aos 3 tipos de trocador de calor tem-se:

1 - Aletas com furos de 3mm:

$$Re_L = (Re_a^{2,6672} + 12,22 Re_a^{2,812})^{0,375} \quad (5.27)$$

$$\frac{Nu_a}{Nu_L} = 0,0173 \frac{Re_a^{1,0954}}{Re_L^{0,5862}} \quad (5.28)$$

2- Aletas com furos de 5mm:

$$Re_L = (Re_a^{2,6672} + 31,61 Re_a^{2,705})^{0,375} \quad (5.29)$$

$$\frac{Nu_a}{Nu_L} = 0,0107 \frac{Re_a^{1,1346}}{Re_L^{0,5862}} \quad (5.30)$$

onde: Nu_a = Número de Nusselt do trocador aletado

Nu_L = Número de Nusselt do trocador liso

3 - Aletas com furos de 8mm:

$$Re_L = (Re_a^{2,6672} + 14,60 Re_a^{2,7424})^{0,375} \quad (5.31)$$

$$\frac{Nu_a}{Nu_L} = 0,0098 \frac{Re_a^{1,11650}}{Re_L^{0,5862}} \quad (5.32)$$

As três relações encontradas são então colocadas graficamente. A figura (5.7) mostra a comparação das três geometrias estudadas. Pode-se concluir que trocador de calor com aletas de furos de 3mm apresenta um número de Nusselt maior que o de 5mm e este maior que o de 8mm.

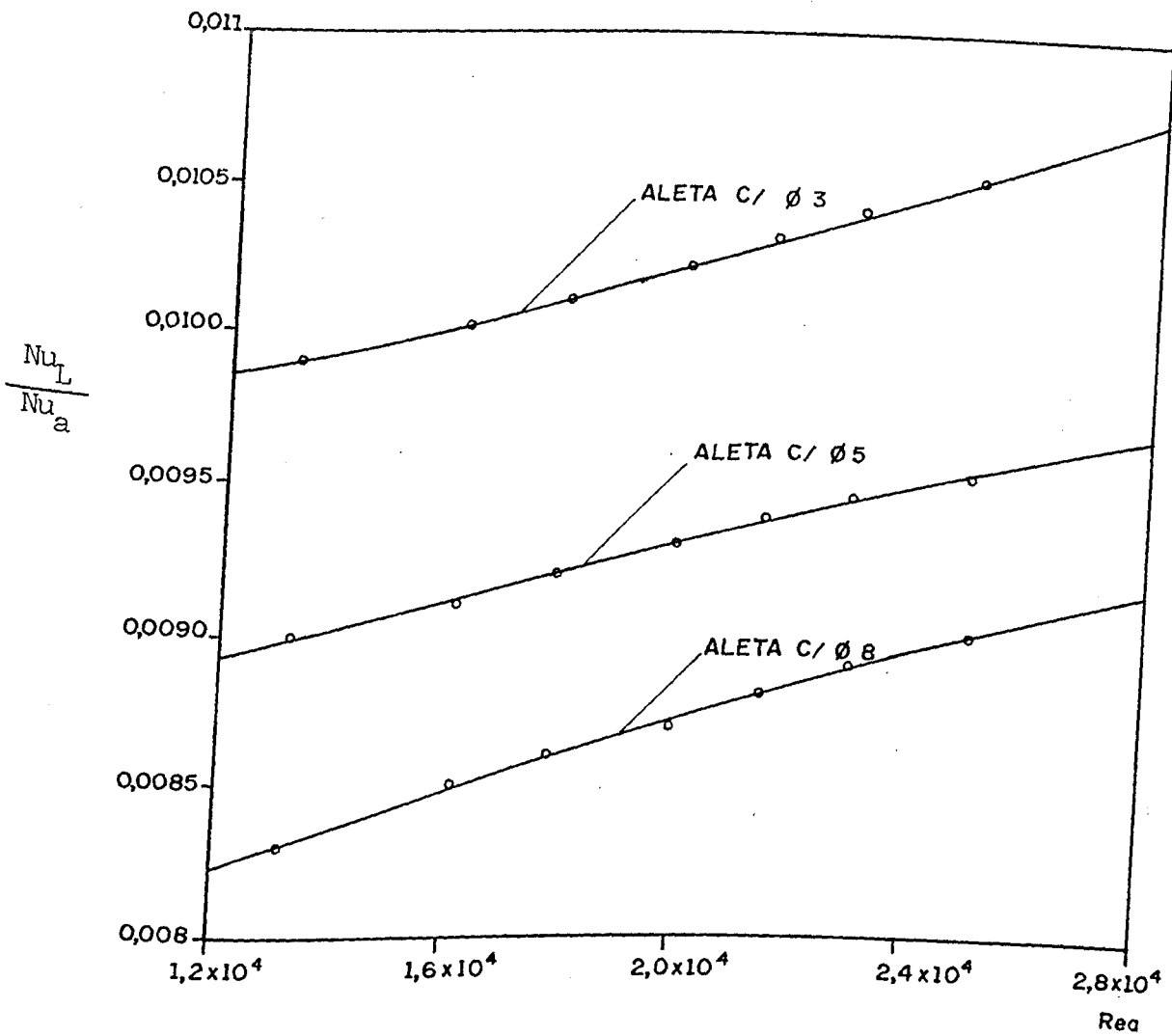


Figura 5.7 - Relação entre os números de Nusselt dos trocadores de calor liso e aletados para a mesma área de troca de calor e mesma potência de bombeamento.

C A P Í T U L O 6

6. CONCLUSÕES

De acordo com a revisão bibliográfica apresentada no capítulo 1, constata-se a deficiência de dados relativos a coeficientes de transporte para trocadores de calor bi-tubulares aletados. Este trabalho, ao analisar termohidraulicamente trocadores de calor bi-tubulares providos de aletas do tipo placa perfurada, apresenta sua contribuição no sentido de ajudar a preencher a lacuna existente.

Quanto aos resultados obtidos, já analisados no capítulo anterior, pode-se destacar os seguintes aspectos positivos:

- 1) O presente trabalho constitui-se numa efetiva contribuição no sentido de fornecer dados relativos a coeficientes de transporte em trocadores de calor com aletas de geometria

não convencional.

- 2) Os coeficientes de transferência de calor e de perda de carga para tubo liso estão de acordo com os resultados obtidos por Braga [11] e Isachenko et alli [13], comprovando assim que a metodologia utilizada foi adequada.
- 3) Foram obtidas expressões adimensionalizadas e generalizadas para os coeficientes de transporte através de regressões, o que permite a aplicação dos resultados em projetos semelhantes.
- 4) A obtenção do rendimento das aletas, em função do parâmetro C , através de métodos numéricos.
- 5) Pela análise de incertezas realizada, de acordo com Moffat [27], verifica-se uma ótima confiabilidade do método utilizado e dos resultados obtidos.

A seguir são apresentados alguns aspectos que podem ser considerados negativos:

- 1) Deve-se ressaltar inicialmente que não há informações na literatura publicada à respeito das características dos trocadores aqui estudados, não possibilitando assim uma comparação direta com os resultados obtidos.
- 2) Os coeficientes de perda de carga obtidos são altos quando comparados com os resultados encontrados em trocadores utilizando outros tipos de aletas, implicando num alto consumo de potência.

- 3) Trabalhar-se com o ventilador soprando, o que acarreta o aquecimento do ar antes que ele passe pela seção de testes, dificultando assim explorar faixas mais amplas de temperatura.

A seguir são apresentadas outras conclusões, que são referentes à comparação dos tipos de trocadores estudados:

- 1) O trocador de calor com aletas de furos de diâmetro 3mm apresenta coeficientes de transferência de calor mais elevados que os demais. Este fato é comprovado pelo critério de comparação de mesma área de troca de calor e mesma potência de bombeamento.
- 2) Comparando-se o rendimento para os 3 tipos de aletas utilizando-se o parâmetro C calculado com dados experimentais, verifica-se que a aleta de furos de diâmetro 8mm apresenta o rendimento mais elevado. Isto é justificável pelo fato de que o trocador provido com esta aleta apresenta menores números de Nusselt.

Do exposto, apresenta-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- 1) Explorar a influência da área livre de passagem de ar, mantendo-se o diâmetro dos furos constante, no desempenho do trocador.
- 2) Utilizar faixas mais amplas de temperatura através da utilização de um ventilador trabalhando na sucção.

- 3) Estudar o trocador operando em correntes paralelas.
- 4) Utilizar, para efeitos de comparação, o método de elementos finitos para se obter o campo de temperatura e o rendimento das aletas.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. KREITH, F.K.; Princípios da Transmissão de Calor-2 ed., São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 650p, 1977.
2. HOLMAN, J.P.; Experimental Methods for Engineers-3 ed., New York, McGraw Hill, 493p, 1978.
3. RAZELOS, P.; Methods of Obtainning Aproximate Solutions. In: ROHSENOW, W.M. and HARTNET, J.P.; Handbook of Heat Transfer. New York, McGraw Hill, p. 4.1-4.78. 1973.
4. Flow Measurements by Means of Thin Plate Orifics, Flow Nozzles and Venturi Tubes. ASME Power Test Codes.
5. SCHLICHTING, H.; Turbulent Flow Through Pipes. In: Boundary Layer Thoery. 7 ed., New York, McGraw Hill, p. 596-634, 1979.
6. KAYS, W.M. & LEUNG, E.Y.; Heat Transfer in Annular Pas sages Hydrodynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrarily Proscribed Heat Flux, Int.Jour. Heat Mass Trans., 6:537-557, Dec. 1963.
7. KAYS, W.M., LONDON, A.L.; Compact Heat Exchangers-2 ed., New York, McGraw Hill, 272 p. 1964.
8. PATANKAR, S.V., IVANOVIC, M. & SPARROW, E.M.; Analisis of Turbulent Flow and Heat Transfer in internally Tubes

- and Anulli, Jour. of Heat Transfer, 101:29-37, Feb. 1979.
9. KNUDSEN, J. G., KATZ, D.L.; Fluid Dynamics and Heat Transfer - 2 ed., New York, McGraw Hill, 576 p. 1958.
 10. CARNAVOS, T.C.; Cooling Air in Tubular Flow with Internally Finned Tubes, Heat Trans. Eng., 1(2): 41-46, Oct. 1979.
 11. BRAGA, C.V.M., Análise Termohidráulica de Seções Anulares Lisas e Aletadas. Tese de Doutorado - Departamento de Engenharia Mecânica - PUC/RJ, Rio de Janeiro, 1987.
 12. LEUNG, E.Y., KAYS, W.M. & REYNOLDS, W.C.; Heat Transfer with Turbulent Flow in Concentric and Excentric annuli with Constant and Variable Heat Flux, Report AHT 4 Dep. of Mech. Eng. Stan. Univ., 1962
 13. ISACHENKO, V.P., OSIPOVA, V.A. & SUKOMEL, A.S.; Heat Transfer - Moscow, Mir. Publishers Moscow, 552 p. 1977.
 14. McADAMS, W.H.; Heat Transmission - 3 ed., New York, McGraw Hill, 532 p., 1954.
 15. KNUDSEN, J.G. & KATZ, D.L.; Heat Transfer and Pressure Drop in Annuli, Chem. Eng. Prog., 46(10):490-500, Oct. 1950.
 16. QUARMBY, A.; An Experimental Study of Turbulent Flow Trought Concentric Annuli, Int. Jour. of Mec. Sci., 9:205-221, 1967.

17. BRIGHTON, J.A. & JONES, J.B.; Fully Developed Turbulent Flow in Annulis, Jour. of Bas. Eng., 835-842, Dec. 1964.
18. SPARROW, E.M. & RANSEY, J.W.; Heat Transfer and Pressure Drop for a Staggered Wall-Attached Array of Cylinders with Tip Clearance, Int. Jour. Heat Mass Trans., 21:1369-1377, Mar. 1978.
19. ARPACI, V.S.; Conduction Heat Transfer - New York; Addison Wesley Publishing Company, 550 p., 1966.
20. BERGLES, A.E. & WEBB, R.L.; Heat Transfer Enhancement: Second Generation Technology, Ind. En. Cons. Tec. Conf. and Exhi., 1:252-260, 1984.
- Y 21. NIECKELE, A.O., Determinação dos Coeficientes de Transporte em um Trocador de Calor Bi-tubular Pinado. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica-PUC/RJ, Rio de Janeiro, 142 p., 1981.
22. BRAGA, S.L., Coeficiente de Transporte em Dutos Triangulares Lisos e Pinados. Tese de Doutorado - Departamento de Engenharia Mecânica - PUC/RJ, Rio de Janeiro, 173 p. 1985.
23. DITTUS, F.W. & BOELTER, L.M.K., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, Int. Com. Heat Mass Trans., 12(1): 3-22, 1985.

24. DORN, W.S., McCracken, D.D., Cálculo Numérico com Estudos de Casos em Fortran IV - São Paulo, Editora Campus, 568 p., 1972.
25. SPARROW, E.M. & PATANKAR, S.V.; Relationships Among Boundary Conditions and Nusselt Numbers of Thermally Developed Duct Flows, Jour. of Heat Trans., 99:483-485, Aug. 1977.
26. MESSERSMITH, C.W., WARNER, C.F. & OLSEN, R. A.; Mechanical Engineering Laboratory - 2 ed., New York, John Wiley & Sons, 179 p., 1967.
27. MOFFAT, R.J.; Describing the Uncertainties in Experimental Results, Exp. Ther. and Fluid Sci., 1:3-17, 1988.
28. FRAAS, A;P., ÖZISIK, M.N., Heat Exchanger Design - New York, John Wiley, 386 p. 1965.
29. Thermocouple Reference Tables Based on the IPTS 68. Nat. Bur. of Stan. Mon., 125, 1968.
30. WHITE, F.M.; Viscous Fluid Flow. New York, McGraw Hill, 387 p., 1974.

A P Ê N D I C E "A"

DEDUÇÃO DA TEORIA RELATIVA A TROCADORES DE CALOR

DEDUÇÃO DA TEORIA RELATIVA A TROCADORES DE CALOR

São apresentadas aqui as deduções das equações para se determinar os coeficientes de transporte em um trocador de calor bi-tubular provido de aletas do tipo placa perfurada circulando água no tubo interno como fluido quente e, externamente, ar como fluido frio.

Esta análise abrange um trocador operando tanto em correntes paralelas como correntes opostas. A figura (A.1) ilustra os 2 casos.

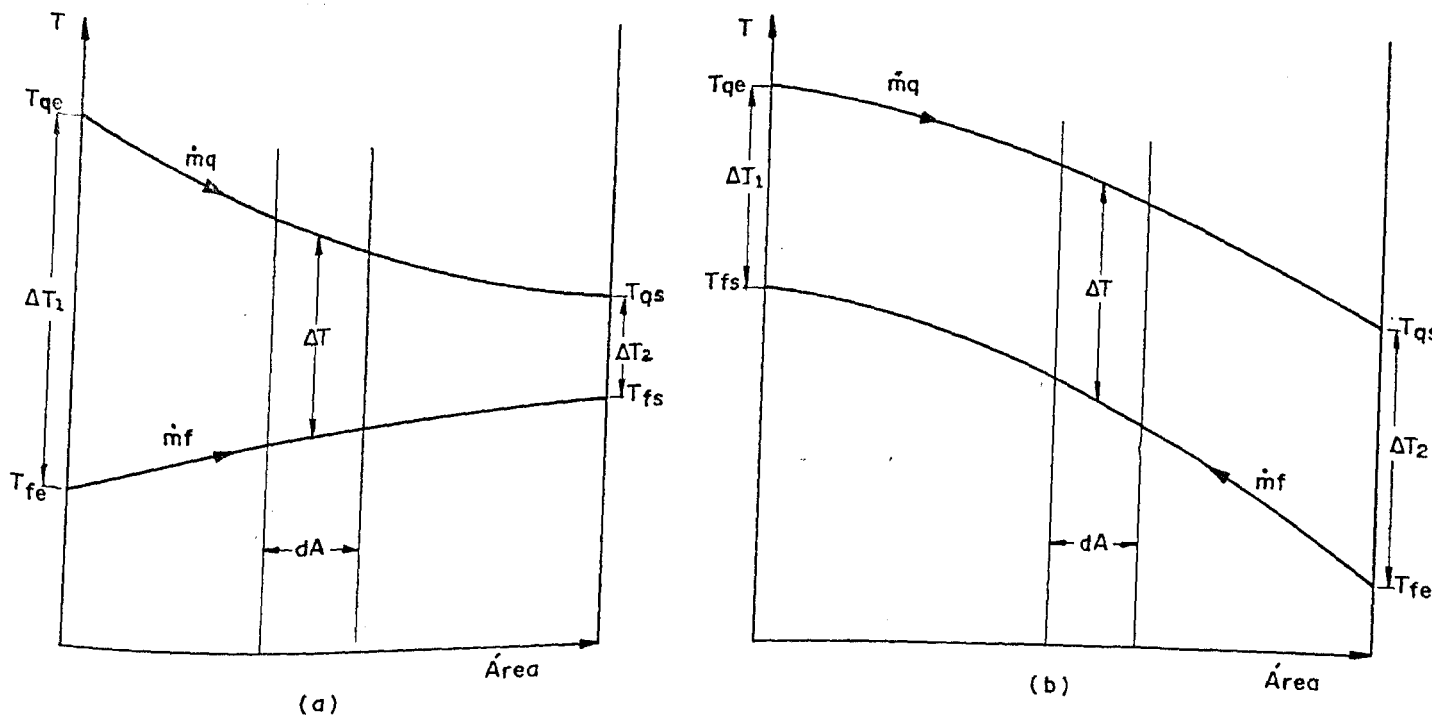


Fig. A.1 - Esquema de operação de trocadores de calor
(a) Correntes paralelas; (b) correntes opostas

Para se fazer um balanço térmico num elemento de área dA , admiti-se as seguintes hipóteses: i) o calor recebido pelo fluido frio (ar) é igual ao calor cedido pelo fluido quente (água); ii) o trocador é isolado do meio externo; iii) o coeficiente global de troca de calor é constante ao longo da seção de testes.

O calor recebido pelo ar é dado por:

$$dQ_f = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \quad (\text{A.1})$$

onde:

\dot{m}_f = fluxo de massa do fluido frio (ar);

c_{pf} = calor específico do ar à pressão constante.

O calor cedido pela água é dado por:

$$dQ_q = \dot{m}_q c_{pq} dT_q \quad (\text{A.2})$$

onde:

\dot{m}_q = fluxo de massa do fluido quente (água);

c_{pq} = calor específico da água à pressão constante.

De uma maneira geral, o calor trocado entre dois fluidos pode ser expresso por:

$$d\dot{Q} = U dA (T_q - T_f) \quad (\text{A.3})$$

onde:

dA = área do elemento considerado;

U = coeficiente de troca de calor;

T_q e T_f = temperatura dos fluidos no elemento de área considerado.

Integrando-se (A.1), (A.2) e (A.3) obtém-se:

$$\dot{Q} = U A \overline{\Delta T} \quad (\text{A.4})$$

onde:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s} \right)} \quad (\text{A.5})$$

$\overline{\Delta T}$ = diferença média logarítmica;

ΔT_e = diferença de temperatura entre os fluidos na seção de entrada;

ΔT_s = diferença de temperatura entre os fluidos na seção de saída.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{A.6})$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q c_{pq} (T_{qe} - T_{qs}) \quad (\text{A.7})$$

A efetividade ε , de um trocador de calor é definida pela razão entre o calor realmente trocado e a máxima troca de calor possível obtida em um trocador de calor ideal, operando em contra-correntes e área infinita, onde a temperatura de saída

da de um dos fluidos é igual à temperatura de entrada do outro fluido.

Como o ar é o fluido de menor capacidade térmica, este apresentará a maior variação de temperatura, por isso é utilizado como referência para se calcular a efetividade, ou seja

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_f c_{pf} \Delta T_e} \quad (\text{A.8})$$

substituindo (2.6) em 2.8, obtém-se:

$$\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (\text{A.9})$$

Nota-se que esta equação depende apenas das temperaturas de entrada e saída dos fluidos.

A efetividade do trocador de calor também pode ser expressa em termos do coeficiente global de troca de calor, U , das capacidades térmicas dos fluidos e da área de troca de calor. Para isto combina-se (A.4), (A.6), (A.7) e (A.8), resultando:

$$\epsilon_p = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 + C_{\min} / C_{\max}} \quad (\text{A.10})$$

$$\epsilon_o = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp \left[- \frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]} \quad (\text{A.11})$$

onde:

ϵ_p = efetividade no caso de correntes paralelas;

ϵ_o = efetividade no caso de correntes opostas;

C_{min} = capacidade térmica mínima;

C_{max} = capacidade térmica máxima.

As capacidades térmicas dos fluidos são dados por:

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (A.12)$$

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} \quad (A.13)$$

Explicitando U de (A.10) e (A.11) resulta [11]:

$$U = - \frac{C_f \ln [1 - \epsilon_p (1 + C_f/C_q)]}{A (1 + C_f/C_q)} \quad (A.14)$$

$$U = - \frac{C_f \ln (1 - \epsilon_o) / [1 - \epsilon_o (C_f/C_q)]}{A (1 - C_f/C_q)} \quad (A.15)$$

onde:

$A = A_{ex}$ = área externa de troca de calor.

O coeficiente global de transferência de calor U também pode ser expresso em termos das resistências térmicas do sistema aletado. Para isto faz-se um balanço térmico num elemento de área do trocador. A figura (A.2) representa a seção transversal de um dos trocadores estudados.

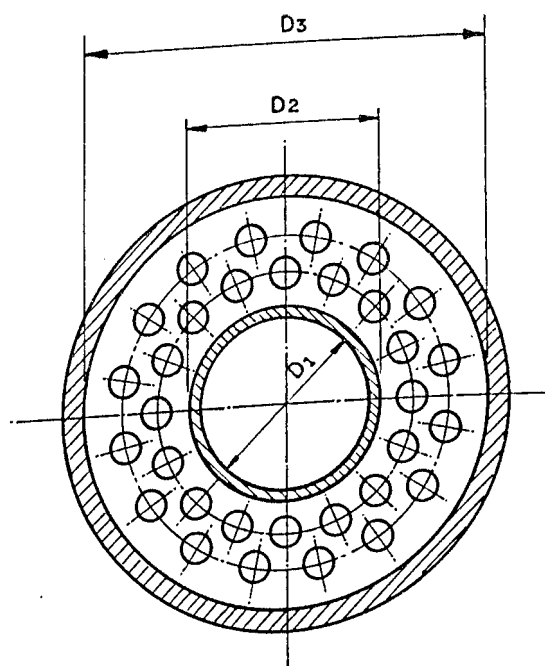


Fig.A.2 - Seção transversal do trocador de calor

O calor trocado por convecção entre o fluido quente e a parede interna do tubo interno é dado por:

$$d\dot{Q} = h_{in} d A_{in} (T_q - T_{w,in}) \quad (A.16)$$

onde:

h_{in} = coeficiente convectivo da água;

A_{in} = área interna do tubo interno;

$T_{w,in}$ = temperatura da parede interna do tubo interno.

O fluxo de calor através da parede do tubo interno é

dado por:

$$d\dot{Q} = \frac{2K_w d x (T_{w_{in}} - T_{w_{ex}})}{\ln (D_2/D_1)} \quad (A.17)$$

onde:

D_1 e D_2 = diâmetros interno e externo do tubo interno;

K_w = condutividade térmica do tubo interno;

$T_{w_{ex}}$ = temperatura da parede externa do tubo interno.

A troca de calor por convecção entre o fluido frio e a parede externa do tubo interno é dada por:

$$d\dot{Q} = \eta h_{ex} d A_{ex} (T_{w_{ex}} - T_f) \quad (A.18)$$

onde:

η = eficiência da região aletada;

h_{ex} = coeficiente convectivo do ar;

T_f = temperatura do fluido frio (ar).

Igualando-se (A.16), (A.17) e (A.18) com (A.3) resulta:

$$d\dot{Q} = \frac{T_q - T_f}{\frac{1}{\eta h_{ex} d A_{ex}} + \frac{1}{h_{in} d A_{in}} + \frac{\ln (D_2/D_1)}{2\pi K_w d x}} = U d A_{ex} (T_q - T_f) \quad (A.19)$$

Considerando-se que:

$$\frac{d A_{ex}}{d A_{in}} = \frac{A_{ex}}{A_{in}} \quad e \quad \frac{d A_{ex}}{dx} = \frac{A_{ex}}{L}$$

obtem-se:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta h_{ex}} + \frac{A_{ex}}{A_{in}} \frac{1}{h_{in}} + \frac{A_{ex} \ln \left(\frac{D_2}{D_1} \right)}{2 \pi K_w L}} \quad (\text{A.20})$$

onde:

L = comprimento do trocador de calor

A.1 - EFICIÊNCIA DA REGIÃO ALETADA

Realizando-se uma análise de fluxo de calor entre a superfície externa do tubo interno e o ar, pode-se obter a eficiência da região aletada que é determinada pela relação entre o calor realmente trocado e o calor que seria trocado se a temperatura de toda a área de troca estivesse na mesma temperatura da superfície da base da aleta.

A taxa de transferência de calor é composta pelo calor fornecido pela parede do tubo e pelas aletas.

O calor trocado entre o ar e as aletas é dado por:

$$d\dot{Q}_a = \eta_a h_{ex} d A_a (T_w - T_f) \quad (\text{A.21})$$

onde:

A_a = área de troca de calor das aletas;

η_a = eficiência de uma aleta.

O calor trocado entre o ar e a parede do tubo interno é dado por:

$$d\dot{Q}_w = h_{ex} (dA_{ex} - dA_a) (T_w - T_f) \quad (A.22)$$

Combinando-se (A.21), (A.22) e (A.18) obtém-se:

$$\eta dA_{ex} (T_w - T_f) = \eta_a dA_a (T_w - T_f) + (dA_{ex} - dA_a)(T_w - T_f) \quad (A.23)$$

Simplificando (A.23) e levando em conta que:

$$\frac{dA_a}{dA_{ex}} = \frac{A_a}{A_{ex}}, \text{ obtém-se:}$$

$$\eta = 1 - (1 - \eta_a) \frac{A_a}{A_{ex}} \quad (A.24)$$

A P Ê N D I C E "B"

ANÁLISE DE INCERTEZA

ANÁLISE DE INCERTEZAS

Uma análise de incertezas foi feita com o objetivo de se avaliar a qualidade das medidas realizadas neste trabalho.

Nesta análise, 3 tipos de incertezas são estudadas. Incertezas de ordem zero, que estimam possíveis erros devidos unicamente ao sistema de medidas, incluindo erros fixos e erros casuais. Incertezas de primeira ordem, que estimam o espalhamento esperado em repetidos testes com o mesmo equipamento e instrumentação. Incertezas de ordem n , que estimam as incertezas globais em um resultado tanto fixas, como variáveis.

Para se obter bons resultados experimentais deve-se levar em conta que estes dependem dos cuidados tomados durante a realização dos testes, da precisão da instrumentação utilizada e do número de experiências realizadas para a determinação de cada parâmetro.

Esta análise baseou-se na análise de incertezas Single-Sample, de acordo com Moffat [27], onde um resultado experimental R é dado por:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{B.1})$$

A incerteza associada a cada parâmetro é dada por:

$$\Delta R_{x_i} = \frac{\partial R}{\partial x_i} \Delta x_i \quad (\text{B.2})$$

E a incerteza associada a R é dada por:

$$\Delta R = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

onde:

ΔR = incerteza associada a R;

Δx_i = incertezas associadas aos parâmetros x_i .

Analisando-se então a resistência térmica do lado do ar tem-se:

$$h = f(U_1, U_2, \dots, U_j, \dots, U_n, h_{i1}, h_{i2}, \dots, h_{ij}, \dots, h_{in}, A_e, A_i, R_t) \quad (\text{B.4})$$

onde: $1, 2, \dots, j, \dots, n$ = cada experiência realizada com uma vazão diferente de água.

Como estes parâmetros não foram medidos diretamente, é necessário então verificar a dependência destes com os parâmetros medidos.

Então, para j-ésima vazão de água, com a vazão de ar constante, tem-se:

$$U_j = U(m_{ag_j}, m_{ar}, T_{fe_j}, T_{fs_j}, T_{qe_j}, T_{qs_j}, A_{ex}) \quad (\text{B.5})$$

$$h_{in_j} = h(m_{ag_j}, D_1) \quad (\text{B.6})$$

$$R_t = \psi(A_{ex}, D_1, D_2, L) \quad (\text{B.7})$$

$$A_{ex} = \beta (D_2, D_3, d, L) \quad (B.8)$$

$$A_{in} = \xi (D_1, L) \quad (B.9)$$

As incertezas associadas às propriedades das substâncias envolvidas no experimento não foram consideradas e as incertezas associadas às medidas de temperatura, vazões de ar e de água são apresentadas nos apêndices E, F e G respectivamente.

As incertezas relativas às medidas dos diâmetros foram consideradas iguais a 0,05mm e a incerteza associada ao comprimento do trocador de calor foi considerada igual a 0,1mm.

A área total de troca de calor A_{ex} é dada por:

$$A_{ex} = \pi d_2 L + N_a \left\{ \frac{\pi}{4} [(d_3^2 - d_2^2) - n_f d_f^2] \right\} \quad (B.10)$$

onde: N_a = número de aletas;
 n_f = número de furos da aletas;
 d_f = diâmetro dos furos da aleta.

Logo a incerteza relativa à area de troca de calor é dada por:

$$\frac{\Delta A_{ex}}{A_{ex}} = 1,66\% \quad (B.11)$$

A área de troca de calor interna é dada por:

$$A_{in} = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad (B.12)$$

Assim a incerteza relativa à área de troca de calor interna é:

$$\frac{\Delta A_{in}}{A_{in}} = 0,25\% \quad (B.13)$$

A resistência térmica da parede do tubo é dada por:

$$R_t = \frac{A_{ex} \ln(D_2/D_1)}{2 \pi K_w L} \quad (B.14)$$

Assim, a incerteza relativa à resistência da parede do tubo é:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta R_t}{R_t} \right)^2 &= \left(\frac{\partial R_t}{\partial A_{ex}} \right)^2 \Delta A_{ex}^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial D_1} \right)^2 \Delta D_1^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial R_t}{\partial D_2} \right)^2 \Delta D_2^2 + \left(\frac{\partial R_t}{\partial L} \right)^2 \Delta L^2 \end{aligned} \quad (B.15)$$

A incerteza relativa associada ao coeficiente convectivo do fluido interno (água) é fortemente ligada à incerteza relativa da medida da vazão de água, que é apresentada no apêndice relativo à obtenção de sua vazão. A incerteza relativa a h_{in} é da ordem de 4,5% enquanto que a incerteza relativa a vazão de água pode ser considerada igual a 4%.

A incerteza relativa associada ao coeficiente global

de troca de calor é dada por:

$$\begin{aligned}
 (\Delta U)^2 &= \left(\frac{\partial U}{\partial \text{mar}} \right)^2 (\Delta \text{mar})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial \text{mag}} \right)^2 (\Delta \text{mag})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial A_{\text{ex}}} \right)^2 (\Delta A_{\text{ex}})^2 + \\
 &+ \left(\frac{\partial U}{\partial T_{\text{fe}}} \right)^2 (\Delta T_{\text{fe}})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial T_{\text{fs}}} \right)^2 (\Delta T_{\text{fs}})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial T_{\text{qe}}} \right)^2 (\Delta T_{\text{qe}})^2 + \\
 &+ \left(\frac{\partial U}{\partial T_{\text{qs}}} \right)^2 (\Delta T_{\text{qs}})^2
 \end{aligned} \tag{B.16}$$

O coeficiente de atrito é função dos seguintes parâmetros:

troos:

$$f_t = f_t (\text{mar}, D_2, D_3, L, H) \tag{B.17}$$

onde: H = altura de coluna d'água no manômetro.

E pelo critério adotado a incerteza associada a esta grandeza é:

$$\begin{aligned}
 (\Delta f_t)^2 &= \left(\frac{\partial f_t}{\partial \text{mar}} \right)^2 (\Delta \text{mar})^2 + \left(\frac{\partial f_t}{\partial D_2} \right)^2 (\Delta D_2)^2 + \left(\frac{\partial f_t}{\partial D_3} \right)^2 (\Delta D_3)^2 + \\
 &+ \left(\frac{\partial f_t}{\partial L} \right)^2 (\Delta L)^2 + \left(\frac{\partial f_t}{\partial H} \right)^2 (\Delta H)^2
 \end{aligned} \tag{B.18}$$

No apêndice H podem ser vistas as incertezas relativas associadas ao coeficiente global de troca de calor, vazão de ar, vazão de água e coeficiente de perda de carga para o ar.

A P Ê N D I C E "C"

DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS

DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS

De acordo com a análise teórica apresentada no capítulo 2, a equação diferencial a ser discretizada é a Eq. (2.9).
Então:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \theta}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \phi^2} - C \theta = 0 \quad (C.1)$$

onde:

$$C = \frac{K_b}{K_w} \frac{(r_o - r_i)^2}{t D_h} N_u \quad (C.2)$$

Esta equação é discretizada para os 3 tipos de aletas estudadas conforme o item 2.1.3.

C.1. ALETA DE FUROS DE 5MM DE DIÂMETRO

A figura C.1. apresenta a malha de pontos adotada para a parte simétrica para esta geometria. As derivadas são aproximadas de acordo com a região da aleta.

Na figura C.1 tem-se (de acordo com 2.36):

$$R_o = 2;$$

$$\Delta R = 0,0768;$$

$$\Delta \phi = 0,1047.$$

Com estes dados são obtidos as equações para todos os nós da malha. Os resultados obtidos são apresentados no apêndice H.

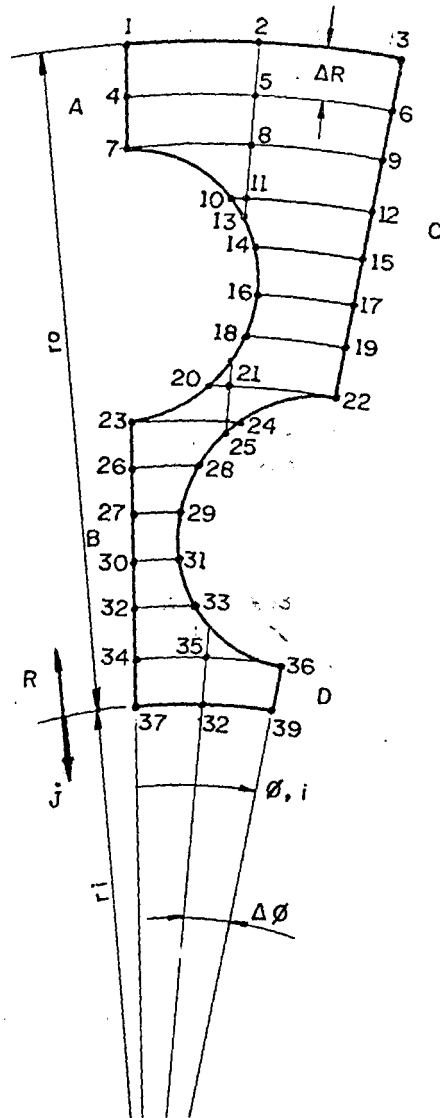


Fig. C.1 - Esquema da malha adotada para a aleta de furos de 5mm de diâmetro.

1 - Para os pontos interiores:

$$\frac{\theta_{j+1,i} + \theta_{j-1,i} - 2\theta_{ij}}{\Delta R^2} + \frac{\theta_{j+1,i} - \theta_{j-1,i}}{2R_j \Delta R} + \frac{\theta_{i-1,j} + \theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j}}{R_j^2 \Delta \phi^2} - c \theta_{i,j} = 0 \quad (C.3)$$

2 - Para os pontos em $R = 1$:

$$\theta_{i,j} - 1 = 0 \quad (C.4)$$

3 - Para os pontos em $R = 2$:

$$\frac{(\theta_{i-1,j} + \theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j}) R/2}{R_o \Delta \phi} + \frac{(\theta_{i,j} - \theta_{i,j-1})(R_o - R/2) \phi}{\Delta R} - c \theta_{i,j} = 0 \quad (C.5)$$

4 - Para os pontos nos nós 1 e 3:

$$\frac{(\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j})(R_o - R/2) \phi}{\Delta R} + \frac{(\theta_{i+1,j} - \theta_{i,j}) R}{R_o \Delta \phi} - c \theta_{i,j} = 0 \quad (C.6)$$

5 - Pontos situados nas regiões A, B, C, e D;

$$\frac{\theta_{i,j-1} + \theta_{i,j+1} - 2\theta_{i,j}}{R^2} + \frac{2\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j}}{R_j \theta^2} - c \theta_{i,j} = 0 \quad (C.7)$$

6 - Pontos situados nas regiões dos furos:

De acordo com Arpaci [19] os pontos situados em regiões com contornos curvos podem ser discretizados da seguinte forma:

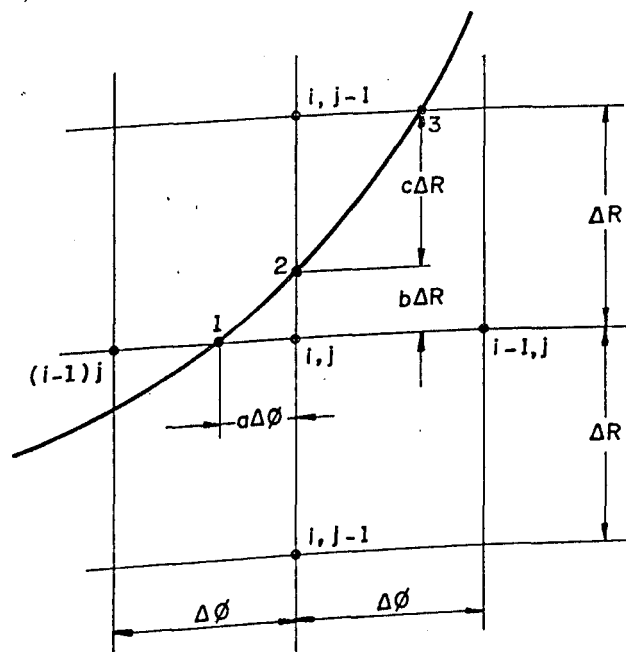


Fig. C.2 - Discretização dos pontos situados em regiões com contornos curvos.

$$\frac{b}{(a^2 + b^2)^{0,5}} \theta_1 + \frac{b}{(1+c^2)^{0,5}} \theta_3 + \frac{a+1}{b} \theta_{m,n} + \frac{h\Delta x}{k} (c^2+1)^{0,5} (a^2-b^2)^{0,5} \theta_\infty -$$

$$- \frac{b}{(a^2 + b^2)^{0,5}} + \frac{b}{(c^2+1)^{0,5}} + \frac{a+1}{b} + (c^2+1)^{0,5} + (a^2+b^2)^{0,5} \frac{h\Delta x}{k} \theta_2 = 0 \quad (C.8)$$

C.2. ALETAS COM FUROS DE 3 e 8MM DE DIÂMETRO

A figura C.3 apresenta a malha adotada para as aletas de furos de 3 e 8mm de diâmetro.

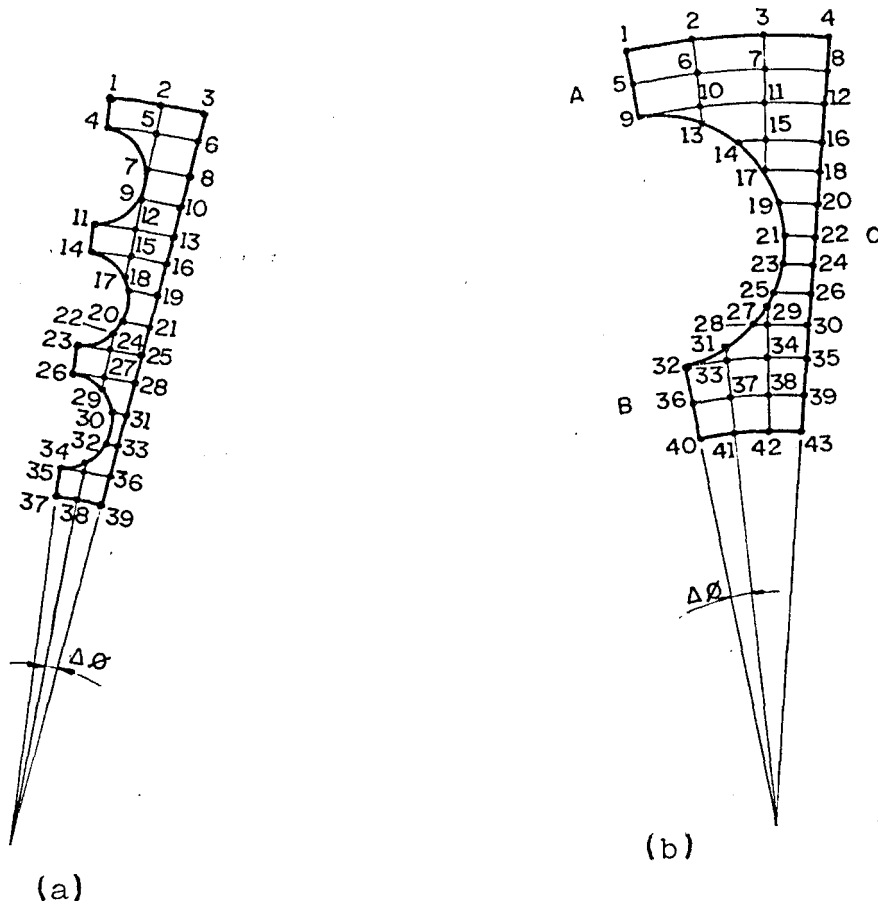


Fig. C.3. Esquema das malhas adotadas: a) aleta com furos de 3mm de diâmetro; b) aleta com furos de 8mm de diâmetro.

Para a aleta de furos de 3mm de diâmetro tem-se:

$$R_o = 2,0;$$

$$\Delta R = 0,0738;$$

$$\Delta\theta = 0,0611.$$

Para a aleta de furos de 8mm de diâmetro tem-se:

$$R_o = 2,0;$$

$$\Delta R = 0,0857;$$

$$\Delta \phi = 0,0873;$$

Utilizando-se estes dados e adotando-se o mesmo procedimento anterior, obtém-se as equações para os nós definidos nas malhas. Para a aleta de furos de 3mm de diâmetro, a equação (C.7) é aplicada nas regiões A, B, C, D e E, dadas na figura C.3a.

No caso da aleta de furos de 8mm as regiões onde se utiliza a equação (C.7) são A, B e C, dadas na figura C.3b.

Os sistemas de equações são resolvidos numericamente e os resultados apresentados no apêndice H.

A P Ê N D I C E "D"

PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS

PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS

D.1. ÁGUA

De acordo com Braga [22] as propriedades não variam significativamente com a pressão mas sim com a temperatura. Assim:

$$C_{pag} = 4152,648 + 9,52735 T_{ag} \quad (D-1)$$

$$K_{ag} = 0,59687 + 9,5393 \times 10^{-4} T_{ag} \quad (D-2)$$

$$\rho_{ag} = 1003,61 - 0,2704 T_{ag} \quad (D-3)$$

$$\mu_{ag} = 1,002 \times 10^{-3} \times 10^{\left[\frac{1,3272(20-T_{ag}) - 0,001053(T_{ag}-20)^2}{T_{ag} + 105} \right]} \quad (D-4)$$

onde:

$$\begin{aligned} [T_{ag}] &= ^\circ\text{C} ; \\ [C_{pag}] &= \text{J/Kg}^\circ\text{K} ; \\ [K_{ag}] &= \text{W/m}^\circ\text{K} ; \\ [\rho_{ag}] &= \text{Kg/m}^3 ; \\ [\mu_{ag}] &= \text{Kg/ms} . \end{aligned}$$

D.2. MERCÚRIO

Como fluido manométrico

$$\rho_{\text{Hg}} = 1000(13,5953 - 2,44952 \times 10^{-3} T_{\text{amb}}) \quad (\text{D-5})$$

onde: $\rho_{\text{Hg}} = \text{Kg/m}^3$;

$T_{\text{amb}} = ^\circ\text{C}$.

D.3. AR

As propriedades do ar sofrem influência da temperatura assim como da pressão e da umidade. De acordo com Braga [22].

$$P_g = 10^{(33,59051 - 8,2 \log T + 0,0024804T - 3142,31/T)} \quad (\text{D-6})$$

onde: P_g = pressão do vapor d'água na condição de saturação;

$|T| = ^\circ\text{K}$.

Da definição de umidade relativa, tem-se:

$$P_v = \phi \cdot P_g \quad (\text{D-7})$$

onde: P_v = pressão parcial do vapor d'água no ar;

ϕ = umidade relativa.

Conhecendo a pressão total P , tem-se:

$$P_{\text{ar}} = P - P_v \quad (\text{D-8})$$

onde: P_{ar} = pressão parcial do ar seco.

Com isso a umidade absoluta (do escoamento) é:

$$W = \frac{R_{ar} P_v}{R_v P_{ar}} \quad (D-9)$$

onde: R_{ar} = constante do ar ;

R_v = constante do vapor.

Com o auxílio da equação de estado obtém-se a massa específica.

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} T_k} + \frac{P_v}{R_v T_k} \quad (D-10)$$

onde: $[T_k] = ^\circ K$

Conhecendo-se Os calores específicos do ar seco e do valor d'água chega-se ao calor específico da mistura:

$$C_{par} = \frac{C_{pas}}{W + 1} + \frac{W C_{pv}}{W + 1} \quad (D-11)$$

onde: C_{par} = calor específico da mistura;

C_{pas} = calor específico do ar seco;

C_{pv} = calor específico do vapor d'água e

$$C_{pas} = 1004,9929 + 0,0497 T; \quad (D-12)$$

$$C_{pv} = 1856,12 + 0,29 T; \quad (D-13)$$

$$[C_p] = \text{J/Kg}^\circ\text{K};$$

$$[T] = ^\circ\text{C}.$$

Para a viscosidade tem-se de acordo com Frank Mr.White [30],

$$\mu_{\text{mix}} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n x_j F_{ij}} \quad (\text{D-14})$$

$$\text{onde: } F_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4} \right]^2}{(8 + 8M_i(M_j)^{0,5})} \quad (\text{D-15})$$

onde: M_i = massa molecular;
 x_i = fração molecular do componente i.

Logo pode-se escrever:

$$\mu_{\text{ar}} = \frac{X_{\text{as}} \mu_{\text{as}}}{X_{\text{as}} + X_{\text{v}} F_{12}} + \frac{X_{\text{v}} \mu_{\text{v}}}{X_{\text{v}} + X_{\text{as}} F_{21}} \quad (\text{D-16})$$

visto que $F_{11} = F_{22} = 1$, tem-se:

$$F_{12} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{\text{as}}}{\mu_{\text{v}}} \right)^{0,5} \left(\frac{M_{\text{v}}}{M_{\text{as}}} \right)^{0,25} \right]^2}{[8 + 8(M_{\text{as}}/M_{\text{v}})]^{0,5}} \quad (\text{D-17})$$

$$\text{e } F_{21} = F_{12} \frac{M_{\text{as}}}{M_{\text{v}}} \frac{\mu_{\text{v}}}{\mu_{\text{as}}} \quad (\text{D-18})$$

onde: $M_{as} = 28,98$, $M_v = 18,02$

$$\mu_{as} = 9,960641 \times 10^{-7} + 6,902521 \times 10^{-8} T_k - 3,603079 \times 10^{-11} T_k^2 \quad (D-19)$$

e $\mu_v = 7,7885 \times 10^{-6} + 4,3092 \times 10^{-8} T$ (D-20)

$$[\mu] = \text{Kg/ms};$$

$$[T_k] = ^\circ\text{K};$$

$$[T] = ^\circ\text{C}.$$

Analogamente para a condutividade térmica tem-se:

$$K_{ar} = \frac{X_{as} K_{as}}{X_{as} + X_v F_{34}} + \frac{X_v K_v}{X_v + X_{as} F_{43}} \quad (D-21)$$

onde:
$$F_{34} = \frac{\left[1 + (k_{as}/k_v)^{0,5} (M_v/M_{as})^{0,25} \right]^2}{\left[8 + 8 M_{as}/M_v \right]^{0,5}} \quad (D-22)$$

$$F_{43} = F_{34} \frac{M_{as}}{M_v} \frac{K_v}{K_{as}} \quad (D-23)$$

$$K_{as} = 2,4177025 \times 10^{-2} + 7,68333 \times 10^{-5} T \quad (D-24)$$

$$K_v = 1,7010 \times 10^{-2} + 7,4719 \times 10^{-5} T \quad (D-25)$$

$$[K] = \text{W/M.K}$$

$$[T] = ^\circ\text{C}$$

D.4. COBRE

O cobre é o material do tubo interno do trocador de calor.

Esse cobre é denominado comercialmente de cobre fosforizado, que é utilizado em tubos de refrigeração, equipamentos de troca de calor e tubulação em geral. Possui uma densidade de $8,9 \text{ g/cm}^3$ e uma condutividade térmica de $340 \text{ W/m}^\circ \text{ C}$.

D.5. DIMENSÕES

As dimensões dos materiais utilizados no trocador de calor são:

1) Tubo de PVC:

- . diâmetro interno: 50,8 mm
- . diâmetro externo: 60,8 mm

2) Tubo de cobre:

- . diâmetro interno: 23,8 mm
- . diâmetro externo: 25,4 mm

3) Chapa de cobre utilizada na construção das aletas

- . espessura: 0,5 mm

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
BIBLIOTECA

A P Ê N D I C E "E"

MEDIDA DE TEMPERATURA

MEDIDA DE TEMPERATURA

Para se efetuar as medidas de temperatura para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor escolheu-se termopares como sensores. Esta escolha tem por base a precisão na leitura, facilidade de instalação, sua fácil utilização com medidores digitais e capacidade de cobrir uma larga faixa de temperaturas.

Os termopares escolhidos foram os do tipo T (cobre-constantan), que apresentam uma boa resolução na faixa de temperatura de utilização tanto do ar como da água.

A leitura das tensões geradas pelos termopares foi realizada por multímetro digital de marca Robert Shaw de precisão de 0,01 mV.

Conforme capítulo 3 (Procedimento Experimental), foram utilizadas duas termopilhas para as medições das temperaturas de entrada e saída de ar e termopares de uma só junção para a medição das temperaturas de entrada e saída de água. Em todas as situações acima, utilizou-se pontos de gelo como temperatura de referência, uma chave seletora para se fazer as conexões de cada ponto de medição ao milivoltímetro.

Todos os termopares utilizados foram preparados e calibrados no Laboratório de Energia do DEEME/UFU. Para se fazer a calibração foi utilizado um banho termostático marca Rosemount, consistindo este basicamente de água destilada que é constantemente agitada e a temperatura é controlada por um termostato. Como padrão utilizou-se um termômetro de marca Incotherm posicionando bem próximo dos termopares, para se minimi-

zar possíveis erros de calibração causados por gradientes de temperatura de líquido do banho agitado. Variou-se a temperatura de 30°C à 90°C .

Foram anotados 10 pontos e traçou-se então a curva de calibração, que é apresentada na figura E.1. Comparada com os dados da International Practical Temperature Scale-1968 (IPTS-68) [29] apresentou desvios inferiores a 0,6%.

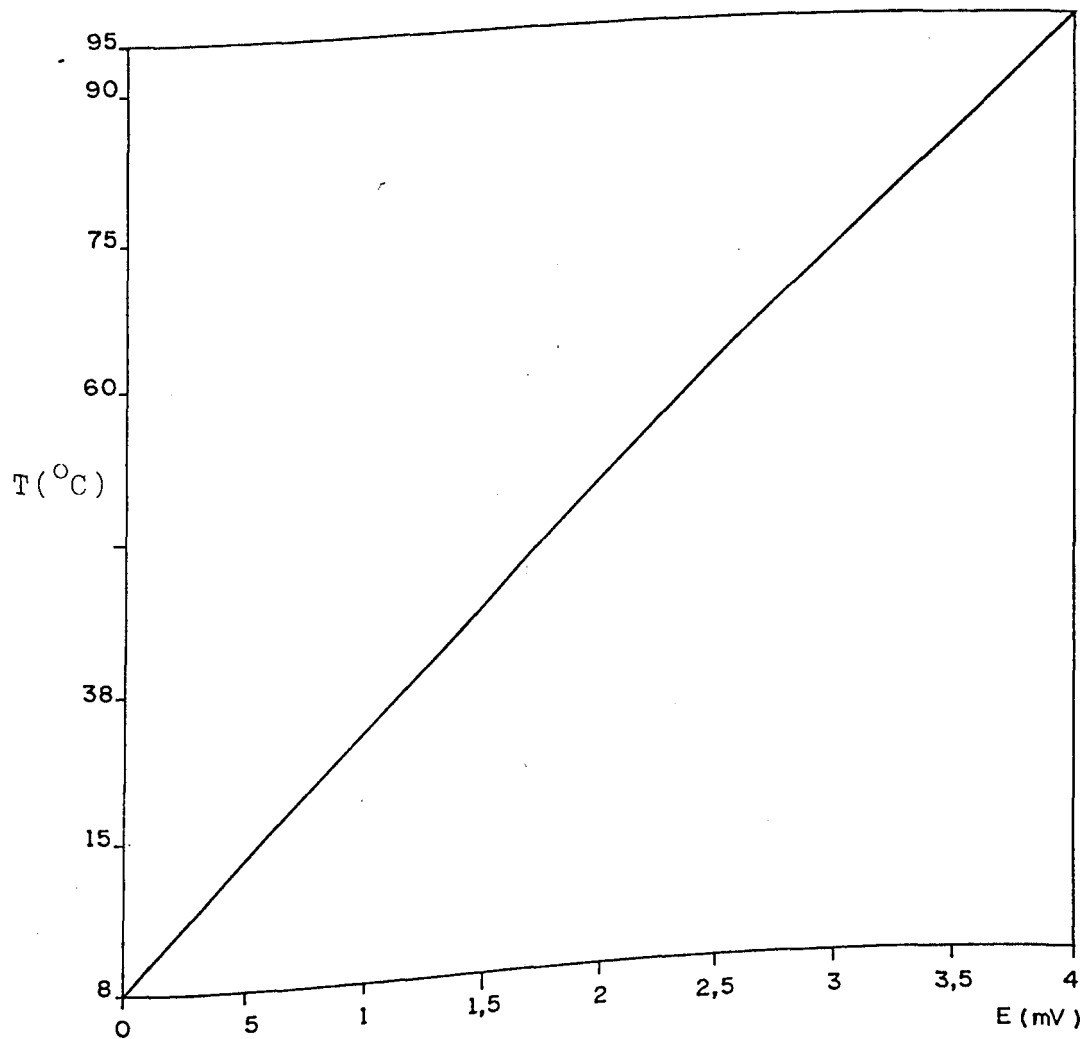


Fig. E.1 - Curva de calibração dos termopares

A curva de calibração obtida é dada por:

$$T = -1,35 \times 10^{-1} + 26,95E - 1,637E^2 + 0,2176E^2 \quad (E.1)$$

onde: T = temperatura ($^{\circ}\text{C}$);

E = voltagem lida no voltímetro (mV).

E.1. INCERTEZA NA MEDIDA DAS TEMPERATURAS

As incertezas sistemáticas relativas associadas à medida de temperatura ΔT , é devida a 3 fatores. Um devido a incerteza do milivoltímetro, ΔE_v , um devido à flutuação na leitura da tensão ΔE_{f1} e um devido a incerteza associada ao processo utilizado na calibração do termopar e polinômio interpolar, ΔT_c .

Para a incerteza relativa ao milivoltímetro foi adotado o valor de 0,01 mV e para a incerteza relativa à flutuação na leitura da tensão foi adotado o valor de 0,01 mV.

De acordo com [21], o valor da incerteza relativa ao processo de calibração e polinômio, o interpolador foi adotado 0,1 $^{\circ}\text{C}$.

De acordo com o critério de Moffat a incerteza relativa total na medida de temperatura pode ser obtida pela equação

E.2.

$$(\Delta T)^2 = T^2 \left[\left(\frac{\Delta E_v}{E} \right)^2 + \left(\frac{\Delta E_{f1}}{E} \right)^2 \right] + (\Delta T_c)^2 \quad (E.2)$$

Com as incertezas associadas às temperaturas permane

sendo constantes em todas as experiências, a incerteza média relativa às temperaturas medidas do ar foi de $0,2^{\circ}\text{C}$.

Já a incerteza média associada à temperatura da água foi de $0,3^{\circ}\text{C}$.

A P Ê N D I C E " F "

M E D I D A D E V A Z Ã O D E A R

MEDIDA DE VAZÃO DE AR

As medidas de vazão de ar foram efetuadas por um tubo de Pitot, marca DWYER.

Para fluidos incompressíveis a velocidade medida pelo tubo de Pitot é:

$$\bar{V} = C_1 \left(2g_c \frac{\Delta P}{\rho} \right)^{1/2} \quad (\text{F.1})$$

onde: \bar{V} = velocidade do fluido no ponto de medição;

C_1 = coeficiente de calibração;

Δp = diferença de pressão entre a pressão de impacto e a pressão estática;

ρ = densidade do fluido.

O tubo de Pitot foi instalado de uma maneira tal que permite variar a sua posição num plano vertical perpendicular ao eixo da tubulação. Com isso media-se a velocidade em várias posições para se obter a velocidade média do fluido.

Então, para uma área A e uma velocidade média \bar{V} , dividida em áreas A_1, A_2, \dots, A_n com velocidades $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \dots, \bar{V}_n$,

tem-se:

$$Q = A\bar{V} = A_1\bar{V}_1 + A_2\bar{V}_2 + A_3\bar{V}_3 + \dots + A_n\bar{V}_n \quad (\text{F.2})$$

$$\text{se } A_1 = A_2 = A_n$$

tem-se

$$\bar{V} = \frac{\bar{V}_1 + \bar{V}_2 + \bar{V}_3 + \dots + \bar{V}_n}{n} \quad (\text{F.3})$$

Dividindo-se a seção transversal do tubo por onde escoo o fluido em 5 áreas iguais tem-se:

$$\bar{V} = \frac{\bar{V}_1 + \bar{V}_2 + \bar{V}_3 + \bar{V}_4 + \bar{V}_5}{5} \quad (\text{F.4})$$

A figura F.1 mostra a seção dividida em 5 áreas e as posições onde se faz as tomadas de pressão.

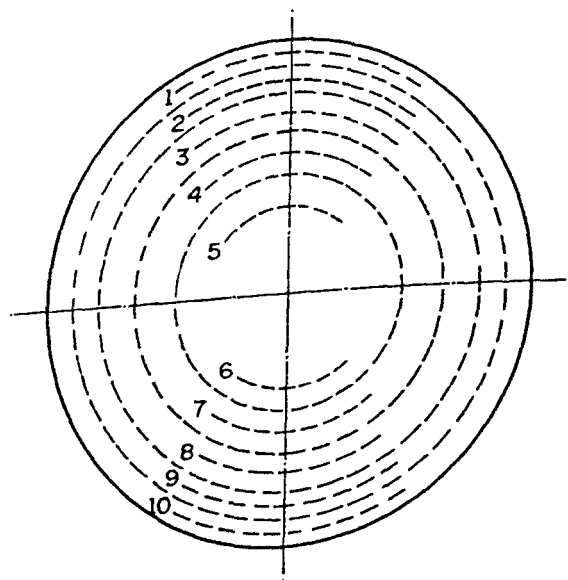


Fig. F.1 - Posições do tipo de Pitot numa seção transversal do tubo por onde escoo o ar

Com a velocidade média pode se obter a vazão mássica do ar, assim:

$$\dot{m}_{\text{ar}} = C A_L (2 \rho_{\text{ar}} P_d)^{1/2} \quad (\text{F.5})$$

Para esse tubo de Pitot o coeficiente de calibração C é igual a 0,98. A_L é a área transversal da seção de montagem do Pitot e P_d é pressão dinâmica média.

Para determinar-se P_d , lia-se a pressão em cada anel (como dividido na figura F.1) em dois pontos diametralmente opostos. Daí a pressão dinâmica P_d é dada por:

$$P_{d_{\text{anel}}} = \frac{P_d' + P_d''}{2} \quad (\text{F.6})$$

onde:

P_d' e P_d'' = pressões dinâmicas em dois pontos distintos do mesmo anel.

Conhecendo-se as pressões em cada um dos anéis, pode calcular P_d , por:

$$P_d = \left[(P_{d1}^{0,5} + P_{d2}^{0,5} + P_{d3}^{0,5} + P_{d4}^{0,5} + P_{d5}^{0,5} + P_{d6}^{0,5}) / 4 \right]^2 \quad (\text{F.7})$$

Para se efetuar as leituras das pressões medidas pelo tubo de Pitot utilizou-se 2 manômetros diferentes. No caso do trocador de calor liso utilizou-se água com um corante como fluido e um manômetro em U de marca IOPE. No caso do trocador de calor aletado utilizou-se um manômetro inclinado IOPE e um fluido manométrico de densidade 0,75. No manômetro em U a menor divisão era de 1mmca e no inclinado era de 0,2mmca.

F.1. INCERTEZA NA MEDIDA DE VAZÃO DE AR

De acordo com o critério de Moffat e despresando-se as incertezas associadas às propriedades do fluido, a incerteza associada à medida de vazão de ar é dada por:

$$\left(\frac{\dot{\Delta m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}}\right)^2 = \left(\frac{\Delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\Delta h}{2h}\right)^2 + \left(\frac{2 \Delta D_L}{D_L}\right)^2 \quad (F.8)$$

onde: D_L = diâmetro de tubulação.

De acordo com a ASME a incerteza devido ao coeficiente de correção C é da ordem de 2%.

A incerteza na altura da coluna d'água é composta da parcela devido à incerteza associada ao manômetro Δh_m e da parcela devido à incerteza associada à flutuação na leitura da altura da coluna d'água, Δh_f . De acordo com o método adotado tem-se:

$$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 = \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_m^2 + \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_f^2 \quad (F.9)$$

Para as medidas realizadas com o manômetro em U, foram adotados:

$$\Delta h_m = 1\text{mm}$$

$$\Delta h_f = 1\text{mm}$$

Para as medidas efetuadas com o manômetro inclinado foram adotados:

$$\Delta h_m = 0,2\text{mm}$$

$$\Delta h_f = 0,2\text{mm}$$

A incerteza devida do diâmetro D_L , ΔD_L é igual a 0,05mm.

Com isso, a incerteza média relativa associada à medida de vazão de ar é da ordem de 3,3%.

APÊNDICE "G"

MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA

MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA

De acordo com o procedimento experimental (capítulo 3) as medidas de vazão de água foram efetuadas por uma placa de orifício com $\beta = 0,60$, construída de acordo com as normas ASME [4] nas oficinas do DEM/UFU.

Uma vez que as normas foram respeitadas rigorosamente, a calibração da placa de orifício torna-se dispensável.

Para se determinar a vazão mássica de água utilizou-se a equação G.1, que é válida para todos medidores de obstrução.

$$\dot{m}_{ag} = K_1 A_g (2 \rho_{ag} \Delta P)^{1/2} \quad (G.1)$$

onde: K_1 = coeficiente de descarga;

A_g = área da garganta;

ΔP = diferença de pressão lida no medidor.

Segundo a ASME, para os orifícios tem-se:

$$K = K_0 + b\lambda \quad (G.2)$$

$$\text{Sendo: } \lambda = \frac{1000}{R_{ed}} \quad (G.3)$$

$$\text{onde: } R_{ed} = \frac{\rho VD}{\mu}, \quad D = \text{Diâmetro da tubulação.} \quad (G.4)$$

Utilizando-se tomadas de pressão situadas à distância D a montante e $D/2$ a jusante do orifício, tem-se:

$$K_o = 0,6014 - 0,01352 D^{-0,25} + (0,3760 + 0,072570^{-0,25}) \left(\frac{0,00025}{D^2 \beta^2 + 0,0025 D} + \beta^4 + 1,5 \beta^{16} \right) \quad (G.5)$$

e

$$b = 0,0002 + \frac{0,0011}{D} + 0,0038 + \frac{0,0004}{D} [\beta^2 + (16,5 + 5D)\beta^{16}] \quad (G.6)$$

A área da garganta A_g é dada por:

$$A_g = \frac{\pi}{4} d_g^2 \quad (G.7)$$

A densidade da água calculada de acordo com a equação D.3 (Apêndice D):

$$\rho_{ag} = 1003,61 - 0,2704 T_{ag} \quad (D.3)$$

Para determinação da vazão mássica de água através da equação G.1, inicialmente, entra-se com um valor inicial para R_{ed} em G.3, obtém-se então o coeficiente de descarga K , em G.2 para então obter-se o valor de \dot{m}_{ar} em G.1. Com este valor de \dot{m}_{ar} obtido calcula-se um novo número de Reynolds R_{ed} através

G.4 e volta-se ao primeiro passo. Repete-se o processo até que haja uma convergência deste.

O parâmetro de convergência adotado foi:

$$R_{ed} - R_{edn} < .1 \quad (G.8)$$

onde: R_{ed} = número de Reynolds inicial;

R_{edn} = novo valor R_{ed} calculado a cada passo.

G.1. INCERTEZA NA MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA

Ségundo as normas da ASME [4], a incerteza relativa associada ao coeficiente de descarga K para orifícios é da ordem de 1% ou menos.

De acordo com o critério de Moffat [27] a incerteza relativa à vazão de água pode ser obtida através da expressão G.9.

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}_{ag}}{\dot{m}_{ag}} \right)^2 = \left(\frac{\Delta K}{K} \right)^2 + \left(\frac{\Delta h}{2h} \right)^2 + \left(\frac{2 \Delta dg}{dg} \right)^2 \quad (G.9)$$

A incerteza na altura da coluna d'água no manômetro é composta de uma parcela devido à incerteza ao manômetro Δh_m e outra parcela devido à flutuação na leitura da altura da coluna d'água, Δh_f . De acordo com o critério adotado tem-se:

$$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 = \left(\frac{\Delta h_m}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta h_f}{h}\right)^2 \quad (\text{G.10})$$

Para este caso os valores adotados foram:

$$\Delta h_m = 2\text{mm}$$

$$\Delta h_f = 1\text{mm}$$

E a incerteza relativa à altura da coluna d'água é da ordem de 0,8%.

Para o diâmetro da garganta, d_g adotou-se:

$$\Delta_{d_g} = 0,2\text{mm}$$

Logo a incerteza média associada à vazão de água é da ordem de 4,0%.

APÊNDICE "H"

RESULTADO DA REDUÇÃO DE DADOS

NOMENCLATURA DOS TERMOS UTILIZADOS NAS TABELAS

- MAG - vazão em massa de água
- $\frac{DMAG}{MAG}$ - incerteza relativa na medida de vazão de água
- REAG - número de Reynolds do lado da água
- TFE - temperatura do ar na entrada do trocador
- TFS - temperatura do ar na saída do trocador
- TQE - temperatura da água na seção de entrada
- TQS - temperatura da água na seção de saída
- U - coeficiente global de troca de calor
- $\frac{DU}{U}$ - incerteza relativa no coeficiente global de troca de calor
- MAR - vazão em massa do ar
- $\frac{DMAR}{MAR}$ - incerteza relativa na vazão em massa do ar
- REAR - número de Reynolds do lado do ar
- HAR - coeficiente convectivo do lado do ar
- NUAR - número de Nusselt do lado do ar
- $\frac{DNU}{NU}$ - erro obtido no ajuste da curva do número de Nusselt
- FA - coeficiente de atrito
- $\frac{DFA}{FA}$ - erro obtido no ajuste da curva do coeficiente de atrito Fa
- $\frac{DFA}{FA}$ (INC)- incerteza relativa no coeficiente de atrito FA
- KA - coeficiente de atrito por aleta para a seção anular aletada
- $\frac{DKA}{KA}$ - erro no ajuste da curva do coeficiente de atrito KA
- ETA - rendimento das aletas

1. TUBO LISO

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30715	56.09	60.33	87.07	86.86	36.27	5.77
0.211	3.98	34929	56.09	60.33	86.83	86.35	37.46	5.15
0.240	3.28	40156	56.17	60.42	86.83	86.35	38.75	4.72
0.257	2.99	43331	56.17	60.51	86.59	86.35	39.22	4.58
0.297	2.56	49948	56.25	60.51	86.35	85.89	40.87	4.34
0.311	2.44	51564	56.34	60.59	86.35	85.89	41.86	4.24
0.325	2.35	54872	56.34	60.67	86.12	85.63	42.61	4.21
0.372	2.15	62715	56.44	60.82	85.89	85.63	43.14	4.09

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.015	4.40	12560	39.05	28.08	0.5	0.033	3.5	8.85

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30478	56.44	60.82	86.59	86.12	46.68	5.18
0.221	3.70	37477	56.44	60.90	86.35	86.12	47.73	4.33
0.257	2.99	43301	56.55	60.98	86.35	85.89	49.12	3.89
0.290	2.61	48715	56.55	61.09	86.12	85.65	50.56	3.68
0.325	2.35	54722	56.55	61.20	85.89	85.65	51.74	3.49
0.351	2.23	56217	56.70	61.31	85.89	85.44	52.89	3.42
0.378	2.13	62259	56.78	61.31	85.65	85.18	54.12	3.38
0.395	2.09	64733	56.78	61.39	85.44	85.18	55.27	3.35

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.018	3.29	15735	49.46	34.17	2.0	0.031	-0.5	7.85

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30471	56.55	61.09	85.89	85.65	56.37	4.89
0.221	3.70	37016	56.55	61.20	85.89	85.44	58.05	4.05
0.270	2.82	45349	56.70	61.31	85.65	85.18	59.81	3.53
0.304	2.49	50987	56.78	61.39	85.18	84.94	61.17	3.32
0.338	2.28	57152	56.86	61.48	85.18	84.70	62.29	3.19
0.357	2.20	59967	56.86	61.59	84.94	84.47	64.16	3.15
0.372	2.15	62305	56.86	61.59	84.70	84.47	65.31	3.10
0.384	2.12	64072	56.98	61.70	84.47	84.23	66.23	3.06

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.021	2.82	18394	58.10	37.67	-0.5	0.029	-1.2	5.71

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30261	56.86	61.31	85.18	84.70	61.21	4.88
0.221	3.70	37178	56.86	61.39	84.94	84.70	63.87	4.02
0.253	3.05	41923	56.95	61.48	84.94	84.47	67.07	3.59
0.290	2.61	48479	57.09	61.59	84.70	84.23	69.42	3.34
0.315	2.42	53128	57.09	61.68	84.47	84.23	72.25	3.23
0.338	2.28	56933	57.16	61.77	84.47	84.00	74.03	3.11
0.372	2.15	62526	57.16	61.86	84.23	84.00	75.51	3.04
0.386	2.11	65112	57.24	61.98	84.00	83.76	78.43	3.00

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.026	2.74	21427	69.92	41.27	-3.5	0.028	-1.6	5.54

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m2)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30516	57.16	61.77	84.94	84.70	70.25	4.57
0.221	3.70	36573	57.16	61.86	84.70	84.47	72.31	3.72
0.270	2.82	41147	57.24	61.98	84.70	84.23	74.12	3.19
0.297	2.55	49978	57.39	62.09	84.47	84.23	76.17	3.01
0.318	2.39	53358	57.39	62.20	84.47	84.00	78.31	2.90
0.351	2.23	59183	57.54	62.31	84.23	83.76	81.26	2.81
0.372	2.15	62587	57.70	62.40	84.00	83.46	81.48	2.75
0.386	2.11	64942	57.70	62.52	83.76	83.52	83.36	2.71

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m2C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.028	2.25	23566	75.32	46.75	1.5	0.027	-2.0	4.57

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30479	57.70	62.67	84.47	84.23	80.28	4.46
0.224	3.70	37627	57.70	62.75	84.47	84.00	81.39	3.67
0.257	2.99	42274	57.85	62.86	84.23	83.76	83.93	3.18
0.297	2.56	49328	57.92	62.98	84.00	83.76	85.79	2.90
0.325	2.35	57683	57.92	63.14	83.76	83.52	87.98	2.78
0.351	2.23	59195	58.08	63.30	83.52	83.04	88.94	2.70
0.369	2.16	61202	58.16	63.46	83.28	83.04	90.25	2.64
0.386	2.11	65116	58.16	63.54	83.04	82.80	93.27	2.61

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.031	2.07	27564	85.22	52.83	-3.5	0.026	-1.2	4.21

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m2)	DU/ U (%)
0.189	4.78	31136	58.08	63.30	84.23	83.76	85.14	4.25
0.221	3.70	36578	58.16	63.38	84.00	83.76	87.17	3.53
0.257	2.99	43314	58.31	63.52	84.00	83.28	88.29	3.10
0.286	2.65	47281	58.40	63.52	83.76	83.28	90.26	2.88
0.304	2.49	51168	58.40	63.63	83.52	83.04	92.67	2.78
0.338	2.28	57133	58.40	63.74	83.28	83.04	95.25	2.64
0.357	2.20	60103	57.53	63.88	83.28	82.82	97.47	2.59
0.386	2.11	65145	58.70	63.98	83.04	82.82	98.74	2.54

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m2C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.036	1.95	31214	91.66	59.42	-0.7	0.025	0.5	3.97

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.189	4.78	31089	58.40	63.88	83.76	83.28	98.49	4.14
0.221	3.70	36588	58.53	63.98	83.52	83.28	99.62	3.47
0.257	2.99	43341	58.53	64.14	83.52	83.04	102.15	3.10
0.304	2.49	51206	58.70	64.29	83.28	83.04	105.89	2.74
0.325	2.35	54855	58.84	64.44	83.04	82.56	108.12	2.60
0.351	2.23	59228	58.84	64.52	82.82	82.56	111.35	2.53
0.372	2.15	62479	58.98	64.67	82.80	82.32	114.10	2.48
0.386	2.11	65163	59.07	64.80	82.56	82.32	116.57	2.45

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	DFA/ FA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.039	1.82	34736	108.42	66.42	1.6	0.024	3.0	3.69

2. TROCADOR DE CALOR COM ALETAS DE FUROS DE 3MM

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30732	56.09	72.67	84.94	84.47	109.82	7.15
0.211	3.98	34978	56.09	72.67	84.71	84.47	110.33	6.04
0.249	3.12	41425	56.17	72.82	84.71	84.23	111.92	5.68
0.297	2.55	50104	56.17	72.98	84.71	84.23	113.07	5.31
0.311	2.44	51513	56.32	73.13	84.47	84.00	115.26	5.19
0.351	2.23	59078	56.47	73.21	84.47	84.00	117.50	5.08
0.372	2.15	62489	56.47	73.44	84.47	83.76	120.87	4.98
0.395	2.09	64764	56.55	73.67	84.23	83.76	122.41	4.94

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.016	4.19	13182	125.92	95.79	0.1	1.732	0.679	-2.68	8.31

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TOE (C)	TOS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30471	56.32	72.44	84.00	83.52	131.36	6.75
0.224	3.70	37279	56.44	72.67	83.76	83.36	134.34	6.10
0.270	2.82	45328	56.44	72.82	84.00	83.36	136.27	5.57
0.311	2.44	51056	56.44	72.90	83.76	83.12	137.59	5.13
0.351	2.23	59476	56.44	72.98	83.76	83.12	140.18	4.95
0.372	2.15	62214	56.55	73.05	83.36	83.12	142.13	4.81
0.384	2.12	63965	56.55	73.13	83.36	82.89	143.23	4.68
0.387	2.11	64722	56.55	73.21	83.36	82.65	146.16	4.59

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.019	3.20	16074	156.07	122.22	1.0	1.722	0.675	2.98	5.83

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30522	56.44	73.82	85.18	84.71	155.60	6.27
0.221	3.71	37443	56.44	73.90	84.94	84.47	155.75	5.11
0.240	3.28	40134	56.55	73.98	84.71	84.23	156.32	4.76
0.290	2.61	48715	56.55	74.13	84.47	84.23	158.49	4.41
0.325	2.35	54696	56.70	74.21	84.47	84.00	160.02	4.30
0.357	2.20	59882	56.78	74.29	84.23	84.00	161.38	4.17
0.378	2.13	62238	56.78	74.44	84.23	83.76	163.37	4.05
0.395	2.09	64781	56.86	74.52	84.23	83.76	166.35	3.91

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.021	2.86	17799	178.56	134.22	-0.1	1.698	0.665	3.04	5.69

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30516	57.54	73.84	86.65	85.18	181.40	6.07
0.221	3.70	36521	57.54	73.90	85.41	84.94	187.26	4.97
0.257	2.99	43435	57.70	74.13	85.18	84.94	187.79	4.76
0.270	2.82	45128	57.85	74.29	85.18	84.70	190.24	4.42
0.304	2.49	51296	57.85	74.44	85.18	84.70	193.75	4.18
0.318	2.39	53348	57.92	74.52	84.94	84.70	195.03	3.87
0.351	2.23	59412	57.85	74.67	84.94	84.47	197.76	3.77
0.386	2.11	64912	57.92	74.75	84.70	84.23	198.95	3.69

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NDAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.026	2.47	21413	216.39	166.33	0.2	1.603	0.628	-1.61	4.97

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30531	57.70	73.52	84.71	84.23	194.96	6.12
0.224	3.70	37627	57.70	73.67	84.47	84.00	198.90	4.94
0.258	2.99	42496	57.85	73.84	84.47	84.00	201.51	4.55
0.287	2.55	49337	57.92	73.90	84.47	84.00	205.65	4.08
0.325	2.35	54679	57.92	74.13	84.23	83.76	217.82	3.79
0.341	2.27	56471	58.08	74.29	84.23	83.76	223.24	3.70
0.369	2.16	61176	58.08	74.44	84.00	83.76	227.19	3.64
0.384	2.11	62735	58.15	74.52	84.00	83.52	233.16	3.58

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.027	2.42	22915	238.16	173.15	-2.0	1.601	0.620	-1.05	4.83

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30418	58.15	74.67	85.41	84.94	228.02	5.89
0.221	3.70	36641	58.31	74.75	85.18	84.71	226.80	4.92
0.249	3.12	41282	58.44	74.90	85.18	84.71	228.36	4.48
0.297	2.55	49287	58.53	75.06	84.94	84.23	231.31	4.11
0.315	2.42	52971	58.53	75.19	84.94	84.23	235.44	3.91
0.338	2.28	57105	58.70	75.36	84.71	84.23	236.22	3.80
0.357	2.20	59978	58.84	75.44	84.71	84.23	237.05	3.67
0.386	2.11	65114	58.98	75.56	84.47	84.00	240.17	3.56

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ²)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.030	2.34	24917	298.57	197.90	1.6	1.588	0.613	0.5	4.74

3. TROCADOR DE CALOR COM ALETAS DE FUROS DE 5MM

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30629	56.78	72.13	86.12	85.65	91.52	6.73
0.224	3.70	37127	56.70	72.21	86.36	85.89	91.94	5.78
0.257	2.99	43295	56.55	72.44	86.36	85.89	93.27	5.36
0.297	2.55	50072	56.47	72.67	86.60	86.12	94.23	5.12
0.325	2.35	54811	56.32	72.82	86.60	86.12	96.05	5.03
0.351	2.23	59168	56.17	72.98	86.60	86.12	97.92	4.97
0.372	2.15	62554	56.09	73.13	86.36	85.89	100.73	4.93
0.386	2.11	65062	55.94	73.21	86.36	86.12	102.00	4.90

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	ONU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.015	4.43	12292	100.55	73.85	0.2	1.612	0.654	2.81	8.84

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30202	56.40	71.67	84.94	84.47	109.96	6.44
0.211	3.98	35021	56.32	72.21	85.41	84.94	112.89	5.62
0.240	3.28	39993	56.32	72.44	85.65	85.18	113.56	5.16
0.270	2.82	45135	56.25	72.67	85.89	85.41	114.66	4.88
0.297	2.55	49772	56.09	72.90	85.89	85.65	117.65	4.73
0.318	2.39	53591	56.25	73.05	85.89	85.65	118.44	4.64
0.342	2.27	57171	56.17	73.21	85.89	85.65	120.36	4.58
0.363	2.18	60801	56.17	73.44	85.89	85.65	122.82	4.54

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNV/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.017	3.58	14209	123.80	90.95	3.3	1.592	0.623	-2.19	7.16

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TOE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30629	57.39	72.59	86.12	85.65	139.12	6.01
0.221	3.71	37231	57.54	72.98	86.60	86.12	139.16	4.94
0.257	2.99	43416	57.70	73.13	86.60	86.12	139.75	4.45
0.290	2.61	48678	57.85	73.29	86.36	85.89	141.66	4.19
0.315	2.42	52936	57.92	73.44	86.36	85.89	143.00	4.06
0.338	2.28	57031	58.08	73.67	86.60	86.12	144.19	3.98
0.363	2.18	61229	58.15	73.90	86.60	86.12	145.94	3.92
0.384	2.12	64585	58.31	74.13	86.36	86.12	149.87	3.88

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.022	2.74	18133	153.86	112.67	-1.4	1.490	0.584	-1.99	5.48

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30117	56.86	70.21	84.71	84.23	139.03	5.90
0.221	3.70	36404	56.86	70.90	84.71	84.23	147.98	4.79
0.253	3.05	41861	57.01	71.52	84.94	84.47	153.68	4.30
0.286	2.65	47235	57.09	71.83	84.94	84.47	157.32	4.02
0.311	2.44	51328	57.09	71.90	84.71	84.23	160.17	3.89
0.341	2.27	56451	57.09	72.44	84.94	84.47	166.51	3.79
0.369	2.16	61107	57.16	72.59	84.94	84.71	168.17	3.72
0.387	2.11	63883	57.24	72.75	84.94	84.47	170.01	3.68

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.025	2.47	20755	171.73	126.28	-2.9	1.482	0.564	0.51	4.94

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30458	58.53	72.29	85.65	85.18	159.85	5.86
0.221	3.70	36404	58.84	72.90	85.89	85.41	164.27	4.74
0.244	3.20	41092	59.07	73.36	86.36	85.89	165.37	4.36
0.270	2.82	45389	59.22	73.52	86.36	85.89	166.88	4.10
0.304	2.49	51155	59.30	73.82	86.36	85.89	169.96	3.88
0.332	2.32	55776	59.45	73.98	86.36	85.89	171.08	3.76
0.357	2.20	60039	59.45	74.13	86.36	85.89	173.48	3.69
0.378	2.13	63532	59.53	74.29	86.36	85.89	175.29	3.64

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.027	2.39	21946	184.28	134.64	-2.6	1.460	0.547	1.05	4.78

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30732	58.92	72.90	85.41	84.94	193.87	5.81
0.221	3.70	36610	59.07	73.13	85.18	84.71	197.78	4.67
0.258	2.99	42691	59.30	73.44	85.18	84.71	200.37	4.14
0.297	2.55	49235	59.45	73.75	85.18	84.71	204.43	3.84
0.335	2.30	55150	59.60	73.98	84.47	84.23	216.61	3.68
0.360	2.19	59285	59.75	74.29	84.47	84.23	222.04	3.60
0.378	2.13	62116	59.91	74.52	84.47	84.00	225.93	3.56
0.395	2.09	64715	59.98	74.67	84.23	83.76	232.46	3.54

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.030	2.26	24892	236.82	172.90	2.0	1.399	0.581	1.46	4.52

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE C	TFS C	TQE C	TQS C	U (W/m ² C)	DU/ U (%)
0.189	4.79	31182	59.53	73.44	84.94	84.47	223.58	5.56
0.221	3.70	36610	59.75	73.67	85.18	84.71	222.35	4.67
0.248	3.12	41256	59.98	73.90	85.18	84.71	223.88	4.20
0.270	2.82	44756	60.36	74.21	85.18	84.71	225.67	3.98
0.304	2.49	50441	60.52	74.44	85.18	84.71	228.68	3.75
0.332	2.32	54898	60.82	74.52	85.18	84.71	229.34	3.65
0.354	2.22	58692	60.97	74.75	85.18	84.71	231.21	3.58
0.372	2.15	62768	61.20	75.06	85.18	84.94	235.46	3.53

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.033	2.20	27095	275.69	187.91	1.4	1.325	0.572	-0.58	4.40

4. TROCADOR DE CALOR COM ALETAS DE FUROS DE 8MM

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TOS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30576	56.17	72.67	85.65	85.18	87.86	6.68
0.211	3.98	35149	56.17	72.82	85.65	85.18	88.26	5.66
0.244	3.20	40978	56.09	72.82	85.65	85.18	89.07	5.30
0.297	2.55	49924	56.17	72.90	85.41	85.18	90.93	5.05
0.311	2.44	51512	56.32	72.98	85.41	84.94	93.17	5.01
0.325	2.35	54849	56.55	73.05	85.41	84.94	94.50	4.95
0.338	2.28	57126	56.55	73.13	85.18	84.94	96.70	4.90
0.372	2.15	62524	56.70	73.21	85.18	84.71	98.94	4.86

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.013	4.46	12236	97.50	71.62	3.7	1.446	0.566	-2.0	8.95

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TOE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30221	56.70	72.21	85.65	85.18	113.26	6.52
0.221	3.70	36387	56.55	72.44	85.65	85.18	116.28	5.71
0.257	2.99	43234	56.70	72.44	85.41	84.94	116.97	5.25
0.318	2.39	53536	56.70	72.67	85.41	84.94	118.10	4.96
0.338	2.28	56984	56.70	72.82	85.18	84.71	121.76	4.81
0.351	2.23	59187	56.78	72.90	85.18	84.47	122.58	4.70
0.369	2.16	61128	56.78	72.98	85.18	84.47	123.97	4.65
0.384	2.12	64618	56.86	73.13	84.94	84.47	126.87	4.59

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.020	3.14	17464	128.26	95.21	-1.0	1.404	0.550	3.51	6.25

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30585	56.78	72.59	85.89	85.65	144.82	6.15
0.224	3.70	37154	56.78	72.67	85.65	85.18	144.90	5.10
0.257	2.99	43439	56.78	72.82	85.65	85.18	145.34	4.55
0.290	2.61	48619	56.86	72.90	85.18	84.94	147.81	4.30
0.311	2.44	51376	56.86	72.98	85.18	84.94	148.72	4.18
0.338	2.28	57056	57.01	73.05	85.18	84.94	150.11	4.03
0.363	2.18	61415	57.09	73.13	85.18	84.47	151.78	3.97
0.387	2.11	63914	57.09	73.21	84.94	84.47	155.86	3.91

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.024	2.55	21135	160.42	117.69	-3.1	1.295	0.507	-2.95	4.87

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30134	56.86	71.67	85.89	85.65	147.32	6.19
0.221	3.70	36452	56.86	71.67	85.89	85.18	156.82	4.91
0.253	3.05	41887	57.01	71.82	85.65	85.18	162.90	4.42
0.304	2.49	50523	57.01	71.90	85.65	85.18	166.75	4.18
0.341	2.27	56411	57.09	72.44	85.18	84.94	169.78	4.03
0.357	2.20	60105	57.09	72.59	85.18	84.94	175.66	3.90
0.378	2.13	63558	57.16	72.59	85.18	84.47	177.41	3.79
0.387	2.11	63947	57.16	72.82	84.94	84.47	179.51	3.76

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.027	2.32	23416	183.28	138.55	-0.5	1.290	0.505	0.5	4.67

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m ²)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30689	57.85	72.75	85.65	85.18	190.65	5.75
0.221	3.70	36652	57.85	72.82	85.41	84.94	194.50	4.60
0.249	3.12	41210	57.92	72.90	85.18	84.94	197.06	4.06
0.297	2.55	49196	58.08	73.05	85.18	84.94	201.04	3.74
0.325	2.35	54789	58.08	73.13	85.18	84.94	213.04	3.56
0.360	2.19	59303	58.15	73.21	85.18	84.94	218.37	3.51
0.378	2.13	62129	58.15	73.21	84.94	84.71	222.16	3.48
0.395	2.09	64789	58.31	73.44	84.71	84.47	228.60	3.42

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m ² C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.032	2.12	26753	232.89	170.11	2.0	1.211	0.474	-0.5	4.22

MAG (Kg/s)	DMAG/ MAG (%)	REAG	TFE (C)	TFS (C)	TQE (C)	TQS (C)	U (W/m2)	DU/ U (%)
0.183	5.06	30994	58.31	73.44	85.18	84.94	208.38	5.39
0.211	3.98	35106	58.31	73.67	85.18	84.94	207.45	4.48
0.249	3.12	41310	58.53	73.90	85.18	84.71	209.10	4.09
0.270	2.82	45097	58.53	73.98	84.94	84.71	210.82	3.91
0.297	2.55	49267	58.84	74.13	84.94	84.47	213.35	3.69
0.332	2.32	55058	58.84	74.29	84.71	84.47	214.20	3.60
0.351	2.23	59176	58.92	74.44	84.71	84.23	215.72	3.53
0.378	2.13	62155	59.07	74.52	84.47	84.00	219.92	3.49

MAR (Kg/s)	DMAR/ MAR (%)	REAR	HAR (W/m2C)	NUAR	DNU/ NU (%) ERRO	FA	KA	DKA/ KA (%) ERRO	DFA/ FA (%) INC
0.034	2.14	27587	256.84	174.97	1.8	1.207	0.472	-0.8	4.07

5. RENDIMENTO DÁS ALETAS DE FUROS DE 3MM

$$P / C = 0.10$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.92311	0.92140	0.92322
0.92388	0.92304	0.92400
0.92542	0.92505	0.92571
0.92823	0.92820	0.92874
0.93179	0.93198	0.93247
0.93622	0.93646	0.93704
0.94142	0.94164	0.94249
0.94853	0.94752	0.94742
0.95684	0.95590	0.95569
0.96636	0.96516	0.96480
0.97736	0.97550	0.97671
0.99050	0.98973	0.99028
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.974902$$

$$P / C = 0.20$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.87613	0.87481	0.87626
0.87737	0.87668	0.87752
0.87985	0.87951	0.88018
0.88408	0.88401	0.88465
0.88935	0.88971	0.89039
0.89628	0.89674	0.89755
0.90454	0.90513	0.90624
0.91602	0.91498	0.91474
0.92927	0.92807	0.92767
0.94445	0.94287	0.94197
0.96192	0.95975	0.96090
0.98237	0.98135	0.98202
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.942347$$

P / C = 0.30

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.83302	0.83206	0.83318
0.83469	0.83415	0.83487
0.83802	0.83770	0.83839
0.84353	0.84342	0.84415
0.85033	0.85085	0.85170
0.85953	0.86019	0.86122
0.87056	0.87149	0.87284
0.88604	0.88496	0.88459
0.90380	0.90235	0.90178
0.92416	0.92224	0.92085
0.94760	0.94514	0.94624
0.97482	0.97357	0.97434
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.912382

P / C = 0.40

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.79334	0.79270	0.79353
0.79539	0.79498	0.79560
0.79949	0.79920	0.79989
0.80615	0.80602	0.80683
0.81435	0.81502	0.81601
0.82561	0.82644	0.82767
0.83917	0.84041	0.84196
0.85828	0.85717	0.85668
0.88018	0.87852	0.87777
0.90532	0.90308	0.90122
0.93428	0.93154	0.93259
0.96777	0.96631	0.96718
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.884706

$$P/C = 0.50$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.75670	0.75635	0.75691
0.75910	0.75880	0.75933
0.76388	0.76362	0.76432
0.77160	0.77144	0.77232
0.78106	0.78186	0.78300
0.79419	0.79519	0.79659
0.81006	0.81158	0.81332
0.83251	0.83137	0.83076
0.85822	0.85634	0.85543
0.88776	0.88523	0.88293
0.92183	0.91884	0.91984
0.96117	0.95951	0.96048
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.859065$$

$$P/C = 0.60$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.72278	0.72269	0.72300
0.72548	0.72530	0.72574
0.73090	0.73066	0.73136
0.73956	0.73938	0.74033
0.75017	0.75110	0.75236
0.76501	0.76617	0.76773
0.78299	0.78478	0.78668
0.80851	0.80734	0.80662
0.83773	0.83566	0.83460
0.87135	0.86854	0.86583
0.91017	0.90694	0.90790
0.95497	0.95313	0.95418
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.835239$$

$$P/C = 0.70$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.69128	0.69144	0.69152
0.69427	0.69418	0.69455
0.70025	0.70004	0.70074
0.70978	0.70958	0.71059
0.72144	0.72248	0.72385
0.73784	0.73914	0.74084
0.75775	0.75979	0.76184
0.78610	0.78490	0.78408
0.81856	0.81631	0.81510
0.85597	0.85289	0.84980
0.89922	0.89577	0.89668
0.94914	0.94713	0.94826
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.813040$$

$$P/C = 0.80$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.66196	0.66235	0.66222
0.66521	0.66521	0.66551
0.67172	0.67152	0.67222
0.68203	0.68181	0.68288
0.69465	0.69579	0.69727
0.71247	0.71391	0.71574
0.73417	0.73642	0.73861
0.76512	0.76389	0.76297
0.80058	0.79816	0.79682
0.84151	0.83819	0.83473
0.88890	0.88524	0.88611
0.94363	0.94145	0.94266
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.792304$$

P/ C = 0.90

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.63462	0.63521	0.63489
0.63810	0.63819	0.63842
0.64508	0.64490	0.64561
0.65611	0.65588	0.65700
0.66960	0.67084	0.67241
0.68873	0.69029	0.69225
0.71206	0.71453	0.71683
0.74543	0.74417	0.74316
0.78367	0.78110	0.77962
0.82789	0.82435	0.82054
0.87916	0.87531	0.87614
0.93841	0.93609	0.93736
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.772890

P/ C = 1.00

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.60906	0.60983	0.60934
0.61276	0.61292	0.61309
0.62016	0.62000	0.62071
0.63185	0.63160	0.63277
0.64614	0.64747	0.64913
0.66647	0.66815	0.67021
0.69131	0.69397	0.69638
0.72691	0.72563	0.72452
0.76775	0.76502	0.76342
0.81502	0.81127	0.80713
0.86994	0.86590	0.86669
0.93347	0.93099	0.93234
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.754673

6. RENDIMENTO DAS ALETAS DE FUROS DE 5MM

$$P/C = 0.10$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.91851	0.91681	0.91862
0.91928	0.91845	0.91941
0.92082	0.92045	0.92111
0.92362	0.92358	0.92412
0.92716	0.92734	0.92783
0.93156	0.93181	0.93238
0.93674	0.93695	0.93780
0.94382	0.94281	0.94271
0.95208	0.95115	0.95094
0.96155	0.96036	0.96000
0.97249	0.97065	0.97185
0.98557	0.98480	0.98535
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.970288$$

$$P/C = 0.20$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.87177	0.87046	0.87190
0.87300	0.87232	0.87316
0.87547	0.87513	0.87580
0.87969	0.87961	0.88025
0.88492	0.88528	0.88596
0.89182	0.89228	0.89309
0.90004	0.90062	0.90173
0.91147	0.91042	0.91019
0.92465	0.92345	0.92305
0.93975	0.93818	0.93729
0.95713	0.95497	0.95612
0.97749	0.97647	0.97713
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.937894$$

$$P / C = 0.30$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.82888	0.82792	0.82904
0.83053	0.83000	0.83072
0.83385	0.83354	0.83421
0.83933	0.83923	0.83995
0.84610	0.84662	0.84746
0.85526	0.85591	0.85693
0.86623	0.86716	0.86850
0.88163	0.88055	0.88018
0.89930	0.89787	0.89729
0.91956	0.91765	0.91627
0.94289	0.94043	0.94153
0.96997	0.96873	0.96949
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.908078$$

$$P / C = 0.40$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.78940	0.78876	0.78958
0.79143	0.79102	0.79164
0.79551	0.79522	0.79591
0.80214	0.80201	0.80281
0.81030	0.81096	0.81195
0.82150	0.82233	0.82355
0.83499	0.83623	0.83777
0.85401	0.85290	0.85241
0.87580	0.87414	0.87340
0.90082	0.89859	0.89674
0.92963	0.92690	0.92795
0.96295	0.96150	0.96237
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.880540$$

P / C = 0.50

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.75294	0.75259	0.75314
0.75532	0.75503	0.75555
0.76008	0.75982	0.76051
0.76776	0.76760	0.76848
0.77717	0.77797	0.77910
0.79024	0.79124	0.79263
0.80603	0.80755	0.80927
0.82837	0.82723	0.82662
0.85395	0.85208	0.85118
0.88335	0.88082	0.87854
0.91724	0.91427	0.91526
0.95639	0.95474	0.95570
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.855027

P / C = 0.60

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.71918	0.71910	0.71940
0.72187	0.72169	0.72213
0.72726	0.72702	0.72772
0.73588	0.73570	0.73665
0.74644	0.74736	0.74862
0.76120	0.76236	0.76391
0.77909	0.78088	0.78277
0.80449	0.80332	0.80261
0.83356	0.83150	0.83044
0.86702	0.86422	0.86152
0.90564	0.90243	0.90338
0.95022	0.94839	0.94944
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

Eta = 0.831319

$$P/C = 0.70$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.68784	0.68800	0.68808
0.69082	0.69073	0.69109
0.69677	0.69655	0.69725
0.70625	0.70605	0.70706
0.71785	0.71889	0.72025
0.73417	0.73546	0.73716
0.75398	0.75601	0.75805
0.78219	0.78099	0.78017
0.81449	0.81225	0.81105
0.85171	0.84865	0.84557
0.89475	0.89131	0.89222
0.94442	0.94241	0.94354
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.809231$$

$$P/C = 0.80$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.65867	0.65905	0.65893
0.66190	0.66190	0.66220
0.66837	0.66818	0.66888
0.67864	0.67842	0.67948
0.69119	0.69233	0.69380
0.70892	0.71035	0.71218
0.73051	0.73276	0.73493
0.76131	0.76009	0.75917
0.79660	0.79419	0.79285
0.83732	0.83402	0.83058
0.88448	0.88084	0.88170
0.93893	0.93677	0.93797
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.788598$$

$$P/C = 0.90$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.63146	0.63205	0.63173
0.63493	0.63501	0.63524
0.64187	0.64169	0.64240
0.65285	0.65261	0.65373
0.66627	0.66751	0.66907
0.68530	0.68686	0.68880
0.70852	0.71097	0.71327
0.74172	0.74047	0.73946
0.77978	0.77721	0.77574
0.82377	0.82025	0.81645
0.87479	0.87095	0.87178
0.93375	0.93143	0.93270
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.769281$$

$$P/C = 1.00$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.60603	0.60680	0.60631
0.60971	0.60987	0.61004
0.61708	0.61692	0.61763
0.62870	0.62846	0.62962
0.64292	0.64425	0.64590
0.66315	0.66482	0.66687
0.68787	0.69052	0.69292
0.72329	0.72202	0.72092
0.76393	0.76122	0.75962
0.81097	0.80724	0.80311
0.86562	0.86160	0.86238
0.92882	0.92636	0.92770
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.751154$$

7. RENDIMENTO DAS ALETAS DE FUROS DE 8MM

$$P / C = 0.10$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.91208	0.91040	0.91219
0.91285	0.91202	0.91297
0.91437	0.91400	0.91466
0.91715	0.91712	0.91765
0.92067	0.92085	0.92134
0.92504	0.92528	0.92585
0.93018	0.93039	0.93124
0.93721	0.93621	0.93611
0.94541	0.94449	0.94428
0.95482	0.95363	0.95328
0.96569	0.96386	0.96505
0.97867	0.97791	0.97845
1.00000	1.00000	1.00000

.....

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.963827$$

$$P / C = 0.20$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.86567	0.86436	0.86580
0.86689	0.86622	0.86705
0.86935	0.86901	0.86967
0.87353	0.87346	0.87409
0.87873	0.87908	0.87975
0.88558	0.88603	0.88683
0.89374	0.89432	0.89542
0.90509	0.90405	0.90381
0.91817	0.91699	0.91659
0.93317	0.93161	0.93073
0.95043	0.94829	0.94943
0.97064	0.96963	0.97029
1.00000	1.00000	1.00000

.....

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.931660$$

$$P/C = 0.30$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.82308	0.82212	0.82323
0.82472	0.82419	0.82490
0.82801	0.82770	0.82838
0.83346	0.83335	0.83407
0.84018	0.84069	0.84153
0.84927	0.84992	0.85093
0.86017	0.86109	0.86242
0.87546	0.87439	0.87402
0.89301	0.89158	0.89101
0.91313	0.91123	0.90985
0.93629	0.93385	0.93494
0.96318	0.96194	0.96271
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.902053$$

$$P/C = 0.40$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.78387	0.78324	0.78405
0.78589	0.78549	0.78610
0.78994	0.78966	0.79034
0.79653	0.79639	0.79719
0.80462	0.80528	0.80627
0.81575	0.81658	0.81778
0.82915	0.83037	0.83190
0.84804	0.84693	0.84645
0.86967	0.86803	0.86729
0.89451	0.89230	0.89046
0.92312	0.92041	0.92145
0.95621	0.95477	0.95563
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.874708$$

$$P/C = 0.50$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.74767	0.74732	0.74787
0.75003	0.74974	0.75026
0.75476	0.75450	0.75519
0.76239	0.76223	0.76310
0.77173	0.77253	0.77365
0.78471	0.78570	0.78708
0.80038	0.80189	0.80361
0.82257	0.82144	0.82084
0.84797	0.84612	0.84522
0.87716	0.87466	0.87239
0.91082	0.90787	0.90886
0.94969	0.94806	0.94901
1.00000	1.00000	1.00000

.....

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.849373$$

$$P/C = 0.60$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.71415	0.71406	0.71437
0.71682	0.71664	0.71707
0.72217	0.72193	0.72262
0.73073	0.73055	0.73149
0.74122	0.74213	0.74338
0.75587	0.75702	0.75856
0.77364	0.77541	0.77729
0.79886	0.79770	0.79699
0.82772	0.82568	0.82463
0.86095	0.85817	0.85549
0.89930	0.89611	0.89706
0.94357	0.94175	0.94279
1.00000	1.00000	1.00000

.....

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.825832$$

$$P/C = 0.70$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.68302	0.68318	0.68326
0.68598	0.68589	0.68625
0.69189	0.69168	0.69237
0.70131	0.70111	0.70211
0.71283	0.71386	0.71521
0.72903	0.73032	0.73200
0.74871	0.75071	0.75274
0.77672	0.77553	0.77471
0.80878	0.80656	0.80537
0.84575	0.84271	0.83965
0.88848	0.88507	0.88597
0.93781	0.93582	0.93693
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$Eta = 0.803897$$

$$P/C = 0.80$$

Distribuicao da Temperatura na Aleta

0.65406	0.65444	0.65431
0.65727	0.65727	0.65756
0.66370	0.66350	0.66420
0.67389	0.67367	0.67473
0.68635	0.68749	0.68894
0.70396	0.70538	0.70719
0.72540	0.72763	0.72979
0.75599	0.75477	0.75386
0.79102	0.78863	0.78730
0.83146	0.82819	0.82477
0.87829	0.87467	0.87553
0.93236	0.93021	0.93141
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$Eta = 0.783409$$

$$P/C = 0.90$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.62704	0.62762	0.62731
0.63048	0.63057	0.63079
0.63738	0.63720	0.63790
0.64828	0.64805	0.64915
0.66160	0.66283	0.66439
0.68050	0.68205	0.68398
0.70356	0.70600	0.70827
0.73653	0.73529	0.73428
0.77432	0.77177	0.77031
0.81800	0.81450	0.81074
0.86867	0.86485	0.86567
0.92721	0.92491	0.92617
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.764227$$

$$P/C = 1.00$$

Distribuição da Temperatura na Aleta

0.60179	0.60255	0.60207
0.60544	0.60560	0.60577
0.61276	0.61260	0.61330
0.62430	0.62406	0.62521
0.63842	0.63974	0.64138
0.65851	0.66017	0.66220
0.68306	0.68568	0.68807
0.71823	0.71697	0.71587
0.75858	0.75589	0.75430
0.80529	0.80158	0.79749
0.85956	0.85556	0.85634
0.92232	0.91988	0.92121
1.00000	1.00000	1.00000

Valor do rendimento da aleta

$$\text{Eta} = 0.746228$$