SERGIO LEAL BRAGA

COEFICIENTES DE TRANSPORTE
EM DUTOS TRIANGULARES LISOS E PINADOS

TESE DE DOUTORADO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

RIO, 12 DE JULHO DE 1985

SERGIO LEAL BRAGA

COEFICIENTES DE TRANSPORTE
EM DUTOS TRIANGULARES LISOS E PINADOS

Tese apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Francisco Eduardo Mourão Saboya

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO DE JANEIRO

RIO DE JANEIRO, 12 DE JULHO DE 1985

A meus pais

A Christiane

MEUS AGRADECIMENTOS

- ao Prof. Francisco E.M.Saboya pela valorosa orientação e cooperação durante a realização deste trabalho.
- aos Professores Carlos V.M. Braga, Eloi F. y Fernandez, Paulo Roberto S.Mendes e Philemon M.Cunha.
- a Jandir C.Netto pela construção do sistema experimental.
- aos técnicos Lourenço Ribeiro e Celso de Oliveira Fonseca do Laboratório de Termociências.
- ao Engº José Antonio Silva Mendes do ITUC.
- a Rosângela L.Almeida pelos serviços datilográficos.
- a Tamara P.Souza pela execução dos desenhos.
- a todos os professores, funcionários e técnicos do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ que, pelo ambiente sadio de trabalho, incentivaram-me ao longo de todo o período desta tese.
- ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela ajuda financeira recebida durante o curso.

RESUMO

Experiências foram realizadas para se determinar coeficientes de transferência de calor e fatores de atrito para escoamentos em dutos cujas seções transversais tem a forma de triângulos isósceles. Dois dutos foram usados; um tinha um ângulo de vértice igual a 120 graus e o outro 60 graus. As experiências foram realizadas utilizando-se trocadores de calor de dutos triangulares. Os fluidos foram ar e água. Coeficientes médios de transferência de calor foram determinados através da medida dos coeficientes globais de transferência de calor dos trocadores. No caso do duto de 120 graus, as paredes dos triângulos isósceles eram lisas. Foram estudados escoamentos laminares e turbulentos. Para o duto de 60 graus, duas situações foram consideradas; uma com paredes lisas e outra com duas paredes pinadas. A finalidade dos pinos foi aumentar a área de troca de calor. Nesse caso (60 graus) apenas escoamento turbulento foi estudado. Para os dutos com paredes lisas, foi possível se obter a dependência dos coeficientes de troca de calor dos dutos com o número de Prandtl. Para se atingir condições totalmente desenvolvidas, os trocadores de calor tinham um comprimento de entrada de aproximadamente 35 diâmetros hidráulicos. As condições de contorno térmicas consistiram de temperatura uniforme nas paredes iguais dos dutos, sendo a terceira parede isolada. Os dutos triangulares dos trocadores de calor

consistiram de duas paredes metálicas e uma parede de material me-
nos condutor. Os resultados são apresentados sob formas adimen-
sionais. Números de Nusselt e fatores de atrito como funções dos
números de Reynolds.

ABSTRACT

Experiments were performed to determine heat transfer coefficients and friction factors for flows in ducts whose cross sections have the shape of isosceles triangles. Two ducts were used; one with an apex angle equal to 120 degrees and the other 60 degrees. The experiments were performed by utilizing triangular duct heat exchangers. The fluids were air and water. Average heat transfer coefficients were determined by measuring the overall heat transfer coefficients of the heat exchangers. In the case of the 120 degrees duct, the walls of the isosceles triangles were smooth. Laminar and turbulent flows were studied. For the 60 degrees duct, two situations were considered; one with smooth walls and the other with two pinned walls. The purpose of the pins was to increase the heat transfer area. In this case (60 degrees) only turbulent flow was studied. For the ducts with smooth walls, it was possible to obtain the dependence of the duct heat transfer coefficients with Prandtl number. To attain fully developed conditions, the heat exchangers had a starting length of approximately 35 hydraulic diameters. The thermal boundary conditions consisted of uniform temperature on the two equal walls of the duct, the third wall being insulated. The triangular ducts of the heat exchangers consisted of two metallic walls and a wall of lesser conducting material.

The results are presented in dimensionless forms. Nusselt numbers and friction factors as functions of Reynolds numbers.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
NOMENCLATURA	xi
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - ANÁLISE TEÓRICA	9
2.1. Coeficientes de Troca de Calor	9
2.1.1. Fluxo de Calor	9
2.1.2. Coeficiente Global de Troca de Calor ...	13
2.1.3. Eficiência da Região Pinada η	13
2.1.4. Adimensionalização	14
2.2. Coeficiente de Perda de Carga	15
2.2.1. Trocador não Pinado	15
2.2.2. Trocador Pinado	17
CAPÍTULO 3 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	19
3.1. Troca de Calor no Trocador não Pinado	20
3.1.1. Regime Laminar	21
3.1.2. Regime Turbulento	27
3.2. Troca de Calor no Trocador Pinado	28
3.3. Perda de Carga no Trocador não Pinado	32
3.4. Perda de Carga no Trocador Pinado	32
CAPÍTULO 4 - CONSTRUÇÃO DOS TROCADORES E APARELHAGEM UTILI- ZADA	34
4.1. Introdução	34
4.2. Construção dos Trocadores de Calor	35

4.2.1. Dimensões Básicas	36
4.2.2. Materiais Empregados	42
4.2.3. Seção não Pinada de 120°	44
4.2.4. Trocadores de 60°	46
4.3. Circuito de Ar	50
4.4. Circuito de Água	53
4.5. Sistemas de Medidas	54
4.5.1. Medidores de Vazão de Ar	54
4.5.2. Medidores de Vazão de Água	56
4.5.3. Medição das Temperaturas	56
4.5.4. Medição das Pressões	58
CAPÍTULO 5 - REDUÇÃO DE DADOS	59
5.1. Troca de Calor	59
5.1.1. Regime Laminar - Trocador não Pinado ...	62
5.1.2. Regime Turbulento - Trocador não Pinado .	64
5.1.3. Regime Turbulento - Trocador Pinado	65
5.2. Perda de Carga	68
5.2.1. Trocador não Pinado	69
5.2.2. Trocador Pinado	70
CAPÍTULO 6 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	72
6.1. Troca de Calor	73
6.1.1. Regime Laminar	73
6.1.2. Regime Turbulento - Trocador Liso	77
6.1.3. Regime Turbulento - Trocador Pinado	80
6.2. Perda de Carga	82
6.2.1. Seção de 120°	83
6.2.2. Seção Pinada de 60°	88
CAPÍTULO 7 - COMENTÁRIOS FINAIS	94
APÊNDICE 1 - ANÁLISE DE INCERTEZA	99
APÊNDICE 2 - MEDIDA DE TEMPERATURA	109
APÊNDICE 3 - PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS	112
APÊNDICE 4 - MEDIDA DE VAZÃO DE AR	119

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1. Arranjo em quincôncio das aletas em forma de pinos
- Figura 1.2. Vista geral do aparato experimental
- Figura 2.1. Distribuição de temperatura num trocador de passe único
- Figura 2.2. Seção do trocador de calor não pinado
- Figura 2.3. Distribuição de pressão no trocador liso
- Figura 2.4. Distribuição de pressão no trocador pinado
- Figura 3.1. Número de Nusselt médio versus inverso de Graetz
- Figura 3.2. Relação entre os coeficientes de troca de calor global e do lado da água
- Figura 4.1. Possíveis configurações dos trocadores
- Figura 4.2. Seção transversal do trocador pinado
- Figura 4.3. Visão esquemática dos trechos de desenvolvimento, teste e redeseñvolvimento dos trocadores de calor
- Figura 4.4. Trocador de calor - entrada e saída dos fluidos
- Figura 4.5. Dobramento da superfície de troca de calor
- Figura 4.6. Termopares da água
- Figura 4.7. Termo-pilha do ar
- Figura 4.8. Distribuição dos pinos no trocador de calor
- Figura 4.9. Superfície pinada de troca de calor
- Figura 4.10. Seção transversal dos trocadores de dutos equiláteros
- Figura 4.11. Esquema geral dos circuitos dos fluidos

- Figura 4.12. Sistema de medição da vazão de ar
- Figura 5.1. Relação entre os coeficientes de troca de calor global e do lado da água (Re_{ar} fixo)
- Figura 6.1. Nusselt médio na região de entrada do trocador de 120° com base adiabática
- Figura 6.2. Coeficientes da equação de Stephan
- Figura 6.3. Números de Nusselt com fluxo de calor constante (Nu_H) e com parede isotérmica (Nu) para $Pr = 0,7$
- Figura 6.4. Relação entre os números de Nusselt com fluxo de calor constante (Nu_H) e de paredes isotérmicas (Nu) com Reynolds
- Figura 6.5. Relação entre os coeficientes de troca de calor global experimental e do lado da água
- Figura 6.6. Nusselt versus Reynolds para os trocadores pinado e liso ($Pr = 0,7$)
- Figura 6.7. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 8010$
- Figura 6.8. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 19063$
- Figura 6.9. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 30263$
- Figura 6.10.* Fator de fricção para escoamento desenvolvido no duto de 120°
- Figura 6.11. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, $Re=9091$
- Figura 6.12. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, $Re=23919$
- Figura 6.13. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, $Re=35980$
- Figura 6.14. Fator de fricção para escoamento desenvolvido em duto triangular equilátero sem pinos
- Figura 6.15. Coeficiente de perda localizada por fileira transversal de pinos
- Figura 7.1. Comparação entre os números de Nusselt dos dutos lisos (Nu) e pinados (Nu_p) de mesma área de troca e mesma potência de bombeamento
- Figura A4.1. Coeficientes de velocidade para medidores do tipo venturi
- Figura A5.1. Rotâmetros utilizados

NOMENCLATURA

- A - área de troca de calor no duto liso
- A_e - área de troca de calor no duto pinado
- A_s - área de escoamento de um duto
- A_t - área da garganta do medidor de vazão
- b - altura do pino
- C - constantes
- C_p - calor específico
- C_v - coeficiente de velocidade
- D - diâmetro
- d - diâmetro do pino
- D_H - diâmetro hidráulico
- d_t - diâmetro da garganta do medidor
- f - fator de atrito
- H - posição do flutuador do rotâmetro
- h - coeficiente de troca de calor por convecção
- K - coeficiente de escoamento
- k - condutividade térmica dos fluidos
- K_p - coeficiente de perda de carga localizada de uma fileira de pinos
- K_t - condutividade térmica da parede de troca de calor
- L - comprimento genérico
- ℓ - comprimento do lado do duto de escoamento

l_D	- comprimento de desenvolvimento do escoamento no trocador de calor
l_s	- comprimento da seção de teste
M	- massa molecular
$\dot{m}$	- vazão mássica
N_L	- número de fileiras longitudinais de pinos
N_T	- número de pinos por seção transversal
Nu	- número de Nusselt
P	- pressão
p	- perímetro do pino
Pr	- número de Prandtl
q	- taxa de troca de calor
Re	- número de Reynolds
S	- espaçamento entre os pinos
S_ℓ	- área lateral do pino
T	- temperatura
t	- espessura da parede de troca de calor
U	- coeficiente global de troca de calor
V	- velocidade média do escoamento
x	- posição genérica
x^+	- inverso do número de Graetz
α	- semi-ângulo do vértice
β	- razão entre os diâmetros da tubulação e da garganta nos medidores
μ	- viscosidade absoluta
η	- eficiência da região pinada
η_p	- eficiência do pino
ρ	- densidade do fluido

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O vasto campo de utilização dos trocadores de calor vem motivando, há muito tempo, o estudo e desenvolvimento de novas geometrias. É extremamente importante que se conheça, a "priori", o desempenho de cada tipo de trocador de calor, para que se possa escolher o mais indicado a cada situação. A escolha acertada de um trocador de calor, na execução de um projeto, pode resultar em economia significativa de espaço, custo inicial e custo de operação do sistema entre outros. Por sua vez, esta escolha está associada a uma série de variáveis. É fundamental que sejam conhecidos os coeficientes de troca de calor e perda de carga das geometrias a serem analisadas.

Nos estudos mais recentes, o trocador de calor compacto tem sido alvo de constantes investigações. Neste intuito, os dutos não circulares tem sido largamente pesquisados. Um grupo particular destes, é o dos dutos triangulares. Por suas características geométricas, os triângulos combinam-se facilmente em arranjos compactos.

Uma pesquisa bibliográfica foi realizada, visando obter informações sobre os estudos já feitos na determinação dos coefi-

cientes de troca de calor e perda de carga em dutos triangulares.

Eckert e Irvine [1] estudaram o comportamento do escoamento em dutos isósceles de ângulo do vértice igual a $11,46^{\circ}$. Neste trabalho foram obtidos os coeficientes de atrito nos regimes laminar e turbulento hidrodinamicamente desenvolvidos. Com a condição de fluxo de calor constante nas paredes foram realizados experimentos para determinar os coeficientes de troca de calor médio e local, para perfil de velocidade desenvolvido. Foram encontrados ainda neste trabalho os coeficientes médios de troca de calor para escoamentos com perfis de velocidade e temperatura não desenvolvidos, com a mesma condição de contorno.

Sparrow e Haji-Shekh [2], em estudo analítico, analisaram a troca de calor e perda de carga de escoamentos laminares em dutos isósceles, para qualquer ângulo do vértice. As condições empregadas foram fluxo de calor constante, perfis de velocidade e temperatura desenvolvidos e temperatura da parede constante por seção transversal ao escoamento.

Schmidt1 e Newell [3], através de métodos numéricos realizaram um estudo mais geral dos escoamentos laminares em dutos triangulares (isósceles), térmica e hidrodinamicamente desenvolvidos. Foram analisados canais com lados adiabáticos combinados com isotérmicos ou fluxo de calor constante na parede.

Parise [4], fazendo uma analogia entre transferência de massa e troca de calor, estudou os escoamentos laminares com perfis de velocidade e temperatura não desenvolvidos em dutos isósceles de base adiabática. Foram realizadas experiências em dutos com ângulo do vértice variando de 30° a 90° .

Shah e London [5] fizeram uma coletânea de diversos trabalhos em dutos triangulares nas mais variadas formas e condi-

ções de contorno, para escoamentos laminares. Um número muito grande de tipos de escoamentos completamente desenvolvidos são a apresentados para triângulos isósceles, equiláteros, retângulos e quaisquer, com condições de contorno de fluxo de calor constante na parede ou parede isotérmica. Para escoamentos na região de entrada (em desenvolvimento), pouco é apresentado. O duto equilátero é analisado nesta situação assim como o retângulo isósceles onde são fornecidos os coeficientes locais e médios de troca de calor para paredes isotérmicas e fluxo de calor constante na parede.

Altemani e Sparrow [6], em experiências com fluxo de calor constante na parede, determinaram o coeficiente de troca de calor local na região de entrada para escoamentos com perfis de velocidade e temperatura não desenvolvidos.

Fazendo uma análise destas referências, nota-se que existem muitas publicações onde foram realizadas experiências ou trabalhos analíticos em regime laminar completamente desenvolvido. Para escoamentos em desenvolvimento térmico simultâneo ou não com o hidrodinâmico, já se pode notar uma quantidade menor de informações. Finalmente, no caso dos escoamentos turbulentos, fica evidenciada a necessidade de novos estudos.

Este trabalho visou a determinação dos coeficientes de troca de calor e perda de carga em dutos triangulares isósceles de base adiabática. Foram realizadas experiências nos regimes laminar e turbulento com paredes isotérmicas.

No caso específico do regime laminar, os coeficientes de perda de carga podem ser encontrados na literatura [5]. Desta maneira, neste regime, procurou-se aqui apenas o coeficiente de troca de calor. Determinou-se o coeficiente de troca de calor, na

região de entrada de um canal triangular (isósceles), de paredes isotérmicas e base adiabática com ângulo do vértice de 120° . Para este estudo foi adotada a equação de Stephan [7] que correlaciona o coeficiente médio de troca de calor com a posição no duto relativa à entrada do escoamento. Parise [4] e Fernandes [8] utilizaram esta mesma equação que mostrou correlacionar bastante bem os pontos obtidos experimentalmente.

No regime turbulento foram estudados dois tipos de dutos; de parede lisa e com aletas em forma de pinos. Como uma das grandes aplicações dos canais triangulares é a sua utilização em trocadores de calor compactos, a utilização de aletas é plenamente justificável, principalmente se o fluido que escoar por este canal for um gás. Neste regime a condição de contorno também é a de parede isotérmica sendo que neste caso estudou-se o escoamento com perfis já desenvolvidos de velocidade e temperatura. Foram pesquisados os dutos lisos com ângulo de vértice de 60° e 120° . Para estudar o caso pinado, optou-se pelo triângulo equilátero. Esta escolha teve por base a maior utilização deste canal quando comparado aos outros dutos triangulares. As condições de contorno deste estudo coincidem com as dos outros estudos em regime turbulento realizados neste trabalho.

Nieckele [9] estudou um problema de troca de calor, sendo a superfície de troca também aletada com pinos. No seu caso a seção do duto era anular com o tubo interno pinado externamente e o externo adiabático. Os resultados apresentados no seu trabalho mostram um significativo incremento no coeficiente de troca de calor.

Metzger, Berry e Bronson [10] estudaram também os efeitos provocados pela adição de pinos em dutos retangulares. Assim co

mo Nieckele [9], neste trabalho também foram dispostos os pinos num arranjo triangular. As aletas foram dispostas formando triângulos equiláteros como pode ser observado na Figura 1.1.

Figura 1.1. Distribuição dos pinos em arranjo triangular

Para que fossem obtidos os coeficientes procurados (troca de calor e perda de carga) optou-se pela metodologia de estudo dos trocadores de calor. No caso deste trabalho, a adoção do referido método apresenta vantagens bastante interessantes. Por exemplo, os trocadores de calor possuem dutos idênticos para os dois fluidos. Isto permite que ambos os lados sejam estudados simultaneamente. Usando fluidos diferentes de um lado e do outro do trocador, pode-se verificar a influência das propriedades destes nos coeficientes procurados. Por serem idênticos os dutos de escoamento, os adimensionais relativos à troca de calor apresentam a mesma expressão. Por este motivo, é dispensável o conhecimento prévio do coeficiente de troca de calor de um dos fluidos.

A escolha dos fluidos de trabalho recaiu na água (destinada) e no ar.

A água, por seu alto calor específico, manteria praticamente constante a sua temperatura. Aliado a este fato, a utilização de um material com alta condutividade térmica para a superfície de troca de calor aproximaria bastante bem a condição dos testes, à de paredes isotérmicas. Esta situação seria ainda beneficiada por ser o coeficiente de troca de calor muito mais elevado do lado da água do que do ar.

Para a realização dos testes foram construídos três trocadores de calor. O primeiro formado por canais com ângulo do vértice de 120° e os outros dois equiláteros, um pinado e outro liso.

A Figura 1.2 mostra o conjunto montado. A água foi utilizada como fluido quente em circuito fechado e o ar, fluido frio, em circuito aberto.

Os estudos de troca de calor e perda de carga foram realizados separadamente. Foram realizadas ao todo 174 experiências, das quais 140 em troca de calor e 34 em perda de carga.

No Capítulo 2 é feita uma análise teórica tanto do problema de troca de calor quanto do de perda de carga. Aí pode servir to como a metodologia de trocador de calor pode ser usada para a obtenção dos coeficientes de troca de calor por convecção.

O Capítulo 3 mostra o procedimento experimental. Nele aparecem os dados experimentais necessários para que se possa obter os coeficientes procurados.

A escolha dos materiais empregados, das dimensões básicas e a construção de todo o aparato experimental são mostradas no Capítulo 4. São também apresentados neste capítulo os medidores utilizados e os pontos onde são feitas as medidas.

No Capítulo 5 pode ser vista a redução de dados, ou seja, como dos dados experimentais chega-se aos coeficientes de troca

Figura 1.2. Vista geral do aparato experimental

de calor e perda de carga.

Os resultados deste trabalho são apresentados no Capítulo 6 onde são feitas comparações e fornecidos também os desvios experimentais associados a cada um dos casos estudados.

Finalmente é feita uma conclusão no Capítulo 7. Aparecem neste também algumas sugestões para futuros trabalhos.

Como apêndices deste trabalho são fornecidos: (1) análise de incerteza; (2) detalhes sobre a medição das temperaturas e calibração deste sistema; (3) a obtenção das propriedades dos dois fluidos onde uma atenção especial foi dada ao ar devido à alta umidade verificada nos testes; (4) detalhes sobre a medição da vazão de ar, o sistema e sua calibração; (5) medição da vazão de água, medidores e calibração; (6) dados experimentais.

CAPÍTULO 2

ANÁLISE TEÓRICA

Neste capítulo é feita uma análise teórica do trocador de dutos triangulares com e sem pinos.

Deve-se ressaltar mais uma vez que apesar de ser utilizada a metodologia de trocadores de calor, objetiva-se aqui a obtenção dos coeficientes de transporte para dutos com a referida geometria. São eles os coeficientes de troca de calor (h) e perda de carga (f).

Para a realização das experiências, foram escolhidos o ar para fluido frio sendo a água o fluido quente.

A seguir é apresentada uma análise visando a determinação dos coeficientes desejados.

2.1. COEFICIENTES DE TROCA DE CALOR

2.1.1. FLUXO DE CALOR

As figuras a seguir representam as temperaturas dos fluidos num trocador de calor de correntes paralelas e opostas respectivamente, sem mudança de fase.

Figura 2.1. Distribuição de temperatura num trocador de passe único.

(a) correntes paralelas; (b) correntes opostas

A quantidade de calor trocada por unidade de tempo em qualquer um dos casos é dada pela integração da equação.

$$dq = U dA \Delta T \quad (2.1)$$

sobre toda a área de troca de calor A . ΔT é a diferença entre as temperaturas dos fluidos na seção considerada. Supondo o coeficiente global de transmissão de calor, U , constante, que não há perdas para o exterior e desprezando-se a variação de energia cinética, esta equação é facilmente integrada.

Balanco de energia no elemento dA .

$$dq = -\dot{m}_q c_{p_q} dT_q = \pm \dot{m}_f c_{p_f} dT_f = U dA (T_q - T_f) \quad (2.2)$$

onde

$\dot{m}$ é a vazão mássica,

c_p o calor específico a pressão constante, e

T a temperatura média.

Os índices q e f referem-se respectivamente aos fluidos quente e frio. O sinal (+) se aplica ao caso de correntes paralelas e o (-) ao de opostas.

Kreith [11] mostra que ao integrar-se a equação (2.1), no caso de calores específicos constantes e U constante, encontra-se

$$q = U A \overline{\Delta T} \quad (2.3)$$

onde

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.4)$$

Os índices 1 e 2 referem-se às extremidades do trocador (ver Figura 2.1). Esta equação se aplica aos dois casos, ou seja, correntes opostas e paralelas.

O calor trocado por cada um dos fluidos de trabalho é dado abaixo

$$q = m_q c_{p_q} (T_{q_e} - T_{q_s}) \quad (2.5)$$

e

$$q = m_f c_{p_f} (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (2.6)$$

A Figura 2.2 mostra uma seção transversal do trocador de calor não aletado em estudo. Ressalta-se o fato de que serão testadas seções com e sem pinos.

Figura 2.2. Seção transversal do trocador de calor não pinado

O calor trocado por unidade de tempo entre os fluidos quente e frio, num elemento de área dA é dado pelas equações abaixo.

$$dq = h_{ag} dA(T_{ag} - T_{pag}) \quad (2.7)$$

$$dq = \frac{k_t}{t} dA(T_{pag} - T_{par}) \quad (2.8)$$

$$dq = \eta h_{ar} dA_e(T_{par} - T_{ar}) \quad (2.9)$$

onde a equação (2.7) representa o calor trocado por convecção entre a água (temperatura média T_{ag}) e a parede do trocador deste lado, dA (temperatura T_{pag}). A equação (2.8) fornece o fluxo de calor que atravessa a parede do trocador de calor de espessura t e condutividade térmica k_t . Finalmente a equação (2.9) apresenta o fluxo de calor por convecção entre a superfície do trocador, dA_e (temperatura T_{par}) e o ar (temperatura média T_{ar}). η é a eficiência da região pinada e será definida mais adiante.

2.1.2. COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR

Baseando o coeficiente global U na área dA_e e igualando as três equações, acima com a equação (2.1) obtém-se:

$$dq = \frac{T_{ag} - T_{ar}}{\frac{1}{h_{ag} dA} + \frac{1}{\frac{k_t}{t} dA} + \frac{1}{\eta h_{ar} dA_e}} = U dA_e (T_{ag} - T_{ar}) \quad (2.10)$$

ou

$$U = \frac{1}{\frac{dA_e}{dA} \frac{1}{h_{ag}} + \frac{dA_e}{dA} \frac{t}{k_t} + \frac{1}{\eta h_{ar}}} \quad (2.11)$$

Sendo dA_e/dA igual a A_e/A , esta equação fica,

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{A} \frac{1}{h_{ag}} + \frac{A_e}{A} \frac{t}{k_t} + \frac{1}{\eta h_{ar}}} \quad (2.12)$$

2.1.3. EFICIÊNCIA DA REGIÃO PINADA η

Separando o fluxo de calor do lado do ar em duas parcelas, ou seja, uma parte pela base q_b e outra pelos pinos q_p , pode-se escrever:

$$q_b = h_{ar} (A_e - A_p) (T_{p_{ar}} - T_{ar}) \quad (2.13)$$

$$q_p = \eta_p h_{ar} A_p (T_{p_{ar}} - T_{ar}) \quad (2.14)$$

onde A_p representa a área de troca de calor dos pinos e η_p sua eficiência. Desta forma a equação (2.9), integrada, pode ser da-

da por

$$q = \eta h_{ar} A_e (T_{p_{ar}} - T_{ar}) = q_b + q_p \quad (2.15)$$

Destas equações obtêm-se para a eficiência da região pinada

$$\eta = 1 - (1 - \eta_p) \frac{A_p}{A_e} \quad (2.16)$$

Nieckele [9] mostra que a eficiência do pino, η_p , sem desprezar a troca de calor pela extremidade é dada por:

$$\eta_p = \frac{k_t \cdot A_t \cdot m[\alpha - e^{-2mb}]}{h_{ar} (S_\ell + A_t) [\alpha + e^{-2mb}]} \quad (2.17)$$

onde

$$m = \sqrt{\frac{h_{ar} \cdot p}{k_t \cdot A_t}}$$

p = perímetro do pino = πd

A_t = área transversal do pino = $\pi d^2/4$

b = altura do pino

S_ℓ = $p \times b$ (área lateral do pino)

$\alpha = [m + (h_{ar}/k_t)] / [m - (h_{ar}/k_t)]$

2.1.4. ADIMENSIONALIZAÇÃO

Normalmente os coeficientes de transporte são fornecidos na forma adimensional. No caso específico de troca de calor por convecção usa-se o número de Nusselt,

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot \ell}{k} \quad (2.18)$$

Figura 2.3. Distribuição de pressão no trocador liso

A perda de carga neste caso, para escoamento já desenvolvido é dada por

$$\Delta P = f \frac{L}{D_H} \rho \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.22)$$

e

$$\bar{V} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_S} \quad (2.23)$$

onde

f - fator de atrito adimensional

L - comprimento no qual se verifica a perda de carga

D_H - diâmetro hidráulico da seção sem pinos

$\bar{V}$ - velocidade média do escoamento

A_S - área da seção transversal de um duto do trocador

Desta forma o fator de atrito pode ser escrito como:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_H} \frac{\dot{m}^2}{2 \rho A_s^2}} \quad (2.24)$$

Ressalta-se o fato de que este fator é definido para a região onde o escoamento se encontra hidrodinamicamente desenvolvido.

2.2.2. TROCADOR PINADO

Na região pinada deste trocador, a perda de carga total, ΔP_T , pode ser também dividida em duas parcelas, como feito anteriormente com o fluxo de calor do lado do ar.

A Figura 2.4 mostra o comportamento da pressão ao longo do trocador.

Figura 2.4. Distribuição da pressão no trocador pinado

Nesta figura pode ser observada a queda de pressão que se ria obtida caso o trocador fosse liso (ΔP). Pode-se verificar também a parcela de perda causada pela inclusão dos pinos (ΔP_P). Desta forma, a perda total neste trocador pode ser escrita como

$$\Delta P_T = \Delta P + \Delta P_P \quad (2.25)$$

sendo que a parte relativa exclusivamente aos pinos pode ser dada por

$$\Delta P_P = N_L \cdot K_P \cdot \rho \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.26)$$

onde

N_L - número de fileiras longitudinais de pinos, e

K_P - coeficiente de perda localizada por fileira transversal de pinos.

Combinando as equações (2.23) e (2.26) pode-se escrever

$$K_P = \frac{\Delta P_P}{N_L \cdot \frac{\dot{m}_{ar}^2}{2 \rho A_S^2}} \quad (2.27)$$

Para a obtenção de ΔP_P , a equação (2.25) é escrita na forma

$$\Delta P_P = \Delta P_T - \Delta P \quad (2.28)$$

onde o termo ΔP_T é medido experimentalmente, enquanto ΔP é calculado pela expressão (2.22).

CAPÍTULO 3

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentados os procedimentos experimentais empregados na determinação dos coeficientes de transporte (transmissão de calor e perda de carga).

Ressalta-se que foi feita a opção por experiências independentes para a obtenção dos referidos coeficientes. Tal decisão teve por base os seguintes aspectos:

— Na determinação de um coeficiente de troca de calor previa-se a repetição de um mesmo número de Reynolds várias vezes, enquanto que para cada coeficiente de perda de carga, apenas um.

— Como se pretendia levantar todo o campo de pressões ao longo do trocador, muitas seriam as tomadas de pressão. Consequentemente, um número grande de mangueiras seriam utilizadas e este fato certamente dificultaria o isolamento da seção.

— A variação da temperatura do fluido ao longo do trocador provocaria uma variação do número de Reynolds.

— Finalmente, a quantidade de medidas por corrida seria

bem mais elevada.

Desta forma, sem que fosse necessário o isolamento da seção seriam feitas as experiências de perda de carga. Posteriormente uma única tomada de pressão seria utilizada para a determinação de propriedades, ficando as outras obstruídas. Feito então o isolamento proceder-se-iam os testes de troca de calor.

A seguir então são apresentados os procedimentos experimentais.

3.1. TROCA DE CALOR NO TROCADOR NÃO PINADO

Neste caso, as áreas de troca de calor observadas pelos fluidos são idênticas, ou seja,

$$A_e = A$$

e evidentemente a eficiência da região pinada, η , é igual a unidade;

$$\eta = 1$$

Desta forma a equação (2.12) se transforma em

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ag}} + \frac{t}{k_t} + \frac{1}{h_{ar}}} \quad (3.1)$$

Sendo conhecidas a espessura t e a condutividade k_t da parede do trocador, considerada constante, a equação acima é reescrita como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ag}} + \frac{1}{h_{ar}} + C_L \quad (3.2)$$

onde a constante C_L , conhecida, é dada por

$$C_L = \frac{t}{k_t} \quad (3.3)$$

Das equações (2.3) e (2.4) tem-se

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{q} \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.4)$$

onde a taxa de calor trocado, q , é dada pelas equações (2.5) ou (2.6).

Da equação (3.4) o coeficiente global de troca de calor (U) pode ser obtido. Para isto devem ser conhecidas as temperaturas de entrada e saída dos dois fluidos. Suas vazões mássicas e calores específicos. Obviamente, os fatores geométricos são conhecidos.

Determinados então o primeiro e o último termos da equação (3.2), devem ser finalmente determinados os coeficientes de troca de calor por convecção nos dois fluidos (h_{ag} e h_{ar}). Os procedimentos para cada um dos tipos de escoamentos é descrito a seguir.

3.1.1. REGIME LAMINAR

Neste caso, ambos os fluidos escoarão em regime laminar.

Na forma adimensional, Stephan [7] propõe, para este regime,

$$\overline{Nu} = Nu_{\infty} + \frac{1}{C_1 (X^+)^{n_1} + C_2 (X^+)^{n_2}} \quad (3.5)$$

onde C_1 , C_2 , n_1 e n_2 são constantes a serem determinadas e X^+ é o inverso do número de Graetz, dado por

$$X^+ = \frac{\frac{x}{D_H}}{Re \ Pr} \quad (3.6)$$

Na equação (3.5) $\bar{Nu}$ é o número de Nusselt médio entre a entrada do escoamento e a posição genérica x . Nu_∞ é o valor do mesmo adimensional para escoamentos termicamente desenvolvidos. Finalmente, os números de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr) são respectivamente

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (3.7)$$

e

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.8)$$

Kays [12] mostra que o número de Nusselt, na entrada de dutos, decresce até atingir o valor desenvolvido (ver Figura 3.1).

Figura 3.1. Número de Nusselt médio versus inverso de Graetz

Da figura acima pode-se concluir que o último termo da equação (3.5) tende a se anular à medida que cresce o inverso de Graetz. Por outro lado, para pequenos valores de X^+ tem-se $\overline{Nu}$ muito maior do que Nu_∞ . Para satisfazer estas condições os dois membros do denominador do último termo de (3.5) devem ser pequenos para pequenos X^+ e pelo menos um deles significativamente grande para altos X^+ . Esta situação ocorrerá quando um dos expoentes for menor e o outro maior do que a unidade. Supondo então $n_1 < 1$ e $n_2 > 1$ chega-se à conclusão que o primeiro termo do denominador será o mais importante próximo à entrada e que o outro será o responsável pelo "desaparecimento" da fração na região desenvolvida termicamente.

Assim sendo, em regiões bem próximas à entrada podem ser desprezadas tanto o Nu_∞ como o segundo membro do denominador da equação (3.5). Esta reduz-se então a

$$\overline{Nu} = \frac{1}{C_1 (X^+)^{n_1}} \quad (3.9)$$

Por outro lado, a região de entrada de dutos se comporta de maneira semelhante ao escoamento ao longo de uma placa plana. Isto permite escrever,

$$\overline{Nu}_x = C^* Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad (3.10)$$

onde

$$\overline{Nu}_x = \frac{\bar{h} \cdot x}{k} \quad (3.11)$$

e

$$Re_x = \rho \frac{V x}{\mu} \quad (3.12)$$

Sendo C^* uma constante, e combinando as três últimas equações tem-se:

$$\frac{\bar{h} x}{k} = C^* Pr^{1/3} \left(\rho \frac{V x}{\mu} \right)^{1/2} \quad (3.13)$$

Multiplicando ambos os lados desta equação por D_H/x chega-se a

$$\frac{\bar{h} D_H}{k} = C^* Pr^{1/3} \left(\rho \frac{V D_H}{\mu} \right)^{1/2} \left(\frac{D_H}{x} \right)^{1/2} \quad (3.14)$$

ou

$$\overline{Nu} = C^* Pr^{1/3} Re^{1/2} \left(\frac{D_H}{x} \right)^{1/2} \quad (3.15)$$

ou ainda

$$\overline{Nu} = C^* Pr^{-1/6} \left(Re Pr \frac{D_H}{x} \right)^{1/2} \quad (3.16)$$

Das equações (3.6) e (3.16) obtêm-se

$$\overline{Nu} = \frac{1}{C Pr^{1/6} (X^+)^{1/2}} \quad (3.17)$$

onde

$$C = (C^*)^{-1} \quad (3.18)$$

Comparando então as equações (3.9) e (3.17), chega-se a

$$C_1 = C \cdot Pr^{1/6} \quad (3.19)$$

e

$$n_1 = 0,5 \quad (3.20)$$

Com estes resultados a equação (3.5) pode ser reescrita na seguinte forma:

$$\overline{Nu} = Nu_{\infty} + \frac{1}{C \text{Pr}^{1/6} (X^+)^{1/2} + C_2 (X^+)^{n_2}} \quad (3.21)$$

Como foi dito anteriormente, esta expressão fornece o valor médio do número de Nusselt desde a entrada ($X^+ = 0$) até um ponto genérico x . Por outro lado, tem-se

$$\overline{Nu} = \frac{1}{x} \int_0^x Nu \, dx \quad (3.22)$$

ou

$$\overline{Nu} = \frac{D_H \text{Re} \text{Pr}}{x} \int_0^x Nu \frac{1}{D_H \text{Re} \text{Pr}} \, dx \quad (3.23)$$

ou ainda,

$$\overline{Nu} = \frac{1}{X^+} \int_0^{X^+} Nu \, dX^+ \quad (3.24)$$

Da equação (3.24), por derivação, obtém-se o valor do número de Nusselt local.

$$Nu = \frac{d}{dX^+} (\overline{Nu} X^+) \quad (3.25)$$

Visando a determinação do Nusselt médio entre duas seções 1 e 2 ($\overline{Nu}_{12}$), adota-se o seguinte procedimento:

Sendo

$$\overline{Nu}_{12} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} Nu \, dx \quad , \quad (3.26)$$

tem-se

$$\overline{Nu}_{12} \cdot \frac{(x_2 - x_1)}{D_H \, Re \, Pr} = \int_{x_1}^{x_2} Nu \cdot \frac{1}{D_H \, Re \, Pr} \, dx \quad (3.27)$$

ou

$$\overline{Nu}_{12} \cdot (x_2^+ - x_1^+) = \int_{x_1^+}^{x_2^+} Nu \, dx^+ \quad (3.28)$$

Da equação (3.25) tem-se que

$$\int_{x_1^+}^{x_2^+} Nu \, dx^+ = \overline{Nu} \, x^+ \Big|_{x_1^+}^{x_2^+} \quad (3.29)$$

Combinando a equação (3.29) com a equação (3.28) resulta

$$\overline{Nu}_{12} \cdot (x_2^+ - x_1^+) = \overline{Nu}_2 \, x_2^+ - \overline{Nu}_1 \, x_1^+ \quad (3.30)$$

ou

$$\overline{Nu}_{12} = \frac{\overline{Nu}_2 \, x_2^+ - \overline{Nu}_1 \, x_1^+}{x_2^+ - x_1^+} \quad (3.31)$$

Convém notar que os valores de $\overline{Nu}_1$ e $\overline{Nu}_2$ da equação (3.31) são obtidos da equação (3.21).

A equação (3.31) evidentemente pode ser aplicada aos dois fluidos. Chamando então o número de Nusselt médio entre as seções 1 e 2 do lado da água de Nu_{ag} e do lado do ar de Nu_{ar} , tem-se

$$h_{ag} = \frac{Nu_{ag} \cdot k_{ag}}{D_H} \quad (3.32)$$

e

$$h_{ar} = \frac{Nu_{ar} \cdot k_{ar}}{D_H} \quad (3.33)$$

sendo estes os coeficientes de troca de calor por convecção médios nos dois fluidos respectivamente.

Substituindo as equações (3.32) e (3.33) na equação (3.2) encontra-se

$$\frac{1}{U} = \frac{D_H}{Nu_{ar} \cdot k_{ar}} + \frac{D_H}{Nu_{ag} \cdot k_{ag}} + C_L \quad (3.34)$$

Se forem conhecidas as temperaturas, vazões e propriedades dos dois fluidos, poderão ser finalmente determinadas as constantes C , C_2 e n_2 da equação (3.21). Para tal usa-se o método dos mínimos quadrados.

3.1.2. REGIME TURBULENTO

Neste tipo de escoamento deseja-se obter uma expressão para o número de Nusselt para escoamentos já desenvolvidos. Ressalta-se aqui o fato de que nesta situação o coeficiente de troca de calor por convecção pode ser assumido como constante, ou seja

$$\bar{h} = h_x \quad (3.35)$$

Deve-se então, ter o cuidado de determinar no trocador de calor a região de desenvolvimento térmico. Evidentemente as medi-

das serão efetuadas numa região posterior a esta.

Para este regime, foi adotada para o número de Nusselt uma expressão já tradicional [13], ou seja,

$$Nu = C Pr^n Re^m \quad (3.36)$$

Nesta série de experiências ambos os fluidos escoarão no regime turbulento. Isto permite utilizar a equação (3.36) nos dois lados do trocador de calor. Fazendo uso das equações (3.32) e (3.33) são obtidos os coeficientes de troca de calor nos dois fluidos como função das incógnitas C , n e m , na forma

$$h_{ag} = \frac{C Pr_{ag}^n Re_{ag}^m k_{ag}}{D_H} \quad (3.37)$$

e

$$h_{ar} = \frac{C Pr_{ar}^n Re_{ar}^m k_{ar}}{D_H} \quad (3.38)$$

Substituindo estas duas últimas expressões na equação (3.2) obtém-se:

$$\frac{1}{U} = \frac{D_H}{C Pr_{ar}^n Re_{ar}^m k_{ar}} + \frac{D_H}{C Pr_{ag}^n Re_{ag}^m k_{ag}} + C_L \quad (3.39)$$

sendo então determinadas as incógnitas através do mesmo método utilizado no regime laminar (mínimos quadrados).

3.2. TROCA DE CALOR NO TROCADOR PINADO

Nesta etapa as áreas de troca de calor são diferentes. Isto se dá devido à introdução dos pinos do lado do ar, visando au

mentar o coeficiente de troca de calor deste lado, sensivelmente inferior ao coeficiente do lado da água.

Combinando as equações (2.12) e (3.3) tem-se:

$$\frac{1}{U} = \frac{A_e}{A h_{ag}} + \frac{A_e C_L}{A} + \frac{1}{\eta h_{ar}} \quad (3.40)$$

Com os resultados obtidos no trocador não pinado, os coeficientes do lado da água (não pinado) são conhecidos, qualquer que seja o regime de escoamento.

Visando então a determinação do coeficiente do lado do ar, a vazão deste é fixada na faixa turbulenta. Na realidade, esta vazão fixa visa um número de Reynolds fixo.

O escoamento de água nesta fase das experiências deve ser também turbulento e, como já foi dito, de coeficientes de troca de calor conhecidos para todas as vazões. A opção por este regime tem por base os seguintes motivos:

— O aumento do número de Reynolds faz com que o coeficiente de troca do lado deste fluido (h_{ag}) seja maior. Com isto, devido à menor resistência à troca de calor, tem-se maiores trocas. Este fato implica numa variação da temperatura do ar mais acentuada, facilitando e diminuindo a incerteza da medida desta.

— Sendo maior a vazão mássica da água, terá esta uma temperatura praticamente constante. Sabe-se que são pequenas as resistências à troca de calor por convecção neste fluido e também à de condução na parede interna do trocador, quando comparados ao lado do ar. Isto permite concluir que será basicamente constante a temperatura da parede, aproximando-se este caso bastante do isotérmico.

Se por um lado esta alta vazão conduz o problema ao caso isotérmico, por outro reduz bastante a diferença de temperaturas do lado da água, dificultando sua medida. Por este fato, a determinação do calor trocado aqui deve ser feito pelo lado do ar. Usa-se então neste caso a equação (2.6) e não a (2.5) para obter-se melhores resultados.

Como feito anteriormente para o trocador não pinado, determina-se então o coeficiente global de troca de calor (U). As mesmas equações (2.3) e (2.4) devem ser utilizadas. É necessário aqui o conhecimento dos mesmos parâmetros das situações anteriores, ou seja, as temperaturas dos fluidos (entrada e saída), as vazões, os calores específicos e os parâmetros geométricos.

Pode ser observado que a equação (3.40), estando fixo o número de Reynolds do ar, fica,

$$\frac{1}{U} = \frac{A_e}{A} \frac{1}{h_{ag}} + C_i \quad (3.41)$$

onde

$$C_i = \frac{A_e}{A} C_L + \frac{1}{\eta h_{ar}} \quad (3.42)$$

fixo para cada número de Reynolds do ar.

A equação (3.41) mostra que neste caso $1/U$ é uma função linear de $1/h_{ag}$ de coeficiente angular A_e/A .

A Figura 3.2 mostra o comportamento desta função para várias vazões de ar.

Variando-se então a vazão de água, varia-se consequentemente o h_{ag} e, para uma vazão fixa de ar, é possível encontrar-se a respectiva reta da figura a seguir. Repetindo-se o proces

so para várias vazões de ar obtêm-se sucessivamente as outras retas que devem ser paralelas. O coeficiente angular (A_e/A) é sempre o mesmo.

Figura 3.2. Relação entre os coeficientes de troca de calor global e do lado da água

Extrapolando-se as retas acima para $1/h_{ag} = 0$ tem-se finalmente C_i . A equação (3.42) rearrumada fica

$$\frac{1}{\eta h_{ar}} = C_i - \frac{A_e}{A} C_L \quad (3.43)$$

encontra-se assim o produto $\eta \cdot h_{ar}$.

A determinação do valor de h_{ar} pode então ser feita com o auxílio das equações (2.16) e (2.17).

Neste caso, o número de Nusselt deveria também ser determinado como função dos números de Reynolds e Prandtl. Todavia, a

dependência deste último adimensional não pode aqui ser levantada. Para tal seria necessário mais de um número de Prandtl no lado do pinado.

Desta forma, determina-se a função

$$Nu_p = \frac{h_{ar} D_H}{k_{ar}} = f(Re_{ar}) \quad (3.44)$$

que será válida só para escoamentos com o mesmo número de Prandtl das experiências.

3.3. PERDA DE CARGA NO TROCADOR NÃO PINADO

Como foi explicado no início deste capítulo, a determinação do coeficiente de perda de carga, f , é feita independentemente. Optou-se por experiências apenas com escoamento de ar. Desta forma a equação (2.24) é reescrita como:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_H} \frac{\dot{m}_{ar}^2}{2 \rho_{ar} A_s^2}} \quad (3.45)$$

Observando esta equação nota-se que devem ser conhecidos os parâmetros geométricos, a vazão mássica do ar, sua massa específica além da queda de pressão ocorrida no comprimento L . Deve-se lembrar que esta diferença de pressão deve ser encontrada na região já desenvolvida hidrodinamicamente.

3.4. PERDA DE CARGA NO TROCADOR PINADO

Neste trocador é usado o mesmo procedimento do anterior. A equação (2.27) reescrita agora para o lado do ar fica

$$K_P = \frac{\Delta P_P}{N_L \cdot \frac{\dot{m}_{ar}^2}{2 \rho_{ar} A_s^2}} \quad (3.46)$$

onde

$$\Delta P_P = \Delta P_T - \Delta P \quad (2.28)$$

Sendo assim, a perda de carga total (ΔP_T) é encontrada experimentalmente. A parcela correspondente a introdução dos pinos (ΔP_P) é determinada prolongando-se a reta obtida no desenvolvimento (parte lisa antes da seção de teste). A Figura 2.4 mostra que esta diferença de pressão é o afastamento entre as retas obtidas nos trechos desenvolvidos do trocador.

CAPÍTULO 4

CONSTRUÇÃO DOS TROCADORES E APARELHAGEM UTILIZADA

4.1. INTRODUÇÃO

Observando as equações apresentadas nos capítulos anteriores, nota-se serem necessários para a obtenção dos coeficientes de transporte, os seguintes fatores:

- Dimensões básicas dos trocadores
- Temperaturas dos fluidos nos trocadores
- Propriedades dos dois fluidos
- Distribuição de pressão nos trocadores
- Vazões mássicas
- Condutividade da parede intermediária

Neste capítulo são apresentadas e justificadas as dimensões básicas dos trocadores, os materiais escolhidos e os circuitos completos dos dois fluidos. As posições dos medidores de temperatura e pressão são também fornecidas de modo que satisfaçam as condições impostas anteriormente. Descreve-se também como são feitas estas medições e a aparelhagem usada para este fim.

4.2. CONSTRUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

No projeto dos trocadores, a primeira decisão foi relativa ao número de canais de escoamento. Devido à geometria do duto em estudo, um dos dois fluidos teria dois semi-canais nas extremidades de um arranjo retangular. A Figura 4.1 mostra três possíveis configurações.

Figura 4.1. Possíveis configurações dos trocadores
 (a) 1 canal por fluido; (b) 3 canais;
 (c) 5 canais

Neste trabalho o fluido de maior importância é o ar. Nele está a maior resistência e por isto mesmo as aletas serão postas deste lado. Portanto, optou-se pelos canais inteiros para este fluido.

Pode-se observar na Figura 4.1 que a escolha teve por base um número ímpar de canais, por questão de simetria. O arranjo (a) evidentemente não é aconselhável, pois a água escoaria apenas em semi-canais onde o escoamento é diferente do que ocorreria

em um canal idêntico ao do ar. A forma (b) já apresenta o canal central do ar ladeado por dois canais inteiros de água. Esta configuração, porém, também foi rejeitada. Conservativamente, eliminando qualquer possibilidade de interferência do semi-canal (4) no canal (2) e deste no (3), optou-se pelo último arranjo.

Ficou determinado então que a água escoaria em quatro canais inteiros e dois semi-canais. Estudos preliminares de perda de carga mostram que a vazão nestes semi-canais é aproximadamente a metade da que ocorre nos canais inteiros quando submetidos à mesma diferença de pressão. Isto indica que a velocidade média da água em todos os canais é praticamente constante.

4.2.1. DIMENSÕES BÁSICAS

Para a determinação das dimensões básicas tomou-se por ponto de partida o diâmetro dos pinos. Sendo o menor diâmetro encontrado comercialmente para tarugos, $3/32"$ ($\approx 2,38\text{mm}$), este foi adotado para as aletas. Além de possuir uma boa precisão dimensional, estes são facilmente encontrados no mercado. Esta escolha teve por base a simplificação na fabricação do modelo pinado.

Quanto à distribuição dos pinos no duto triangular, várias alternativas foram estudadas. Escolheu-se a apresentada na Figura 4.2.

Foram os seguintes os adimensionais escolhidos:

Espaçamento transversal dos pinos (s)

$$\frac{s}{d} = 3$$

Altura do pino (b)

$$\frac{b}{d} = 2$$

Distância mínima de pino a vértice (e)

$$\frac{e}{d} = 4$$

Lado do duto (ℓ)

$$\frac{\ell}{d} = 18,5$$

Como já citado anteriormente, estas aletas só seriam utilizadas no duto equilátero. Neste caso, para dimensão do lado, tem-se,

$$\ell = 18,5 \times d = 44,05\text{mm} \quad (4.1)$$

Figura 4.2. Seção transversal do trocador pinado.

Os pinos pontilhados referem-se à seção seguinte

Estes parâmetros associados à espessura da chapa determinaram as dimensões da seção transversal do trocador de 60° pinado.

Para que a mesma caixa externa com o seu isolamento pudesse ser utilizada no trocador de calor não pinado, estas dimensões foram mantidas neste último. Finalmente ficou decidido que a mesma superfície de troca não pinada seria utilizada tanto no trocador de dutos equiláteros quanto no de dutos isósceles com ângulo do vértice de 120° .

Para determinar o comprimento dos trocadores, foi construído um protótipo para estudo de perda de carga. Este era composto de um duto triangular de 90° (intermediário aos dutos que se pretendia estudar). Foram realizadas diversas experiências neste além de outras em dutos circulares. Estes testes visavam principalmente a determinação do comprimento necessário ao desenvolvimento hidrodinâmico. Foi constatado então que $15 D_H$ seriam suficientes para o comprimento de entrada nos estudos com regime turbulento na faixa em estudo. Altemani e Sparrow [6] mostram que para números de Reynolds inferiores a 35.000 são necessários aproximadamente $35 D_H$ para o desenvolvimento térmico em dutos equiláteros da base adiabática com fluxo de calor constante. A partir destes dados ficou determinado que o comprimento de desenvolvimento teria no mínimo $30 D_H$. Nesta posição, nos números de Reynolds mais elevados, o número de Nusselt estaria a aproximadamente 5% do valor desenvolvido.

Com base nestes dados foi adotado o comprimento de 2 metros para o trocador de calor. Nesta dimensão são encontradas comercialmente chapas metálicas. Evidentemente, estes 2 metros foram divididos convenientemente para que fossem respeitados os comprimentos necessários ao desenvolvimento do escoamento. A Fi-

gura 4.3 mostra os trechos de desenvolvimento, da seção de teste e de redesevolvimento do escoamento. Deve-se ressaltar que neste projeto, optou-se por dimensões idênticas antes e depois da seção de testes. Esta característica permite o estudo de troca de calor em correntes paralelas ou opostas.

Figura 4.3. Visão esquemática dos trechos de desenvolvimento, teste e redesevolvimento dos trocadores de calor

O comprimento da seção de teste ficou determinado de forma que no trocador aletado se pudessem instalar setenta fileiras de pinos no sentido longitudinal. Este elevado número é importante para que se possa considerar desprezível o efeito de entrada nos coeficientes de transporte.

Após tomadas estas decisões ficam determinadas as características geométricas dos dutos. A Tabela 4.1 fornece os dados básicos dos trocadores lisos necessários ao estudo proposto. Nesta são fornecidos:

D_H - diâmetro hidráulico

ℓ_D - comprimento de desenvolvimento e redesevolvimento

ℓ_S - comprimento da seção de teste

A_S - área transversal ao escoamento por duto

$\frac{\ell_D}{D_H}$ - comprimento adimensional dos trechos de desenvolvimento e redesevolvimento

$\frac{\ell_S}{D_H}$ — comprimento adimensional da seção de teste

TABELA 4.1

Ângulo do Vértice	120°	60°
D_H (mm)	20,4	25,4
ℓ_D (mm)	785,4	785,4
ℓ_S (mm)	429,3	429,3
A_S (mm ²)	840,3	840,3
ℓ_D/D_H	38,5	30,9
ℓ_S/D_H	21,0	16,9

A Figura 4.4 é um desenho esquemático da seção de teste escolhida. Como já mencionado, estimativas iniciais mostram ser o lado do ar, o mais crítico. Quase toda a resistência à troca de calor do sistema está na convecção deste fluido. Por este motivo, cuidados especiais foram tomados no sentido de se obter o seu rápido desenvolvimento térmico. Como pode ser observado, o ar entra e sai na mesma direção do escoamento. Já a água é obrigada, nestas mesmas situações a desviar-se 90°.

Figura 4.4. Trocador de calor - entrada e saída dos fluidos

4.2.2. MATERIAIS EMPREGADOS

Uma vez escolhida a forma da seção mais conveniente, passou-se à seleção dos materiais a serem empregados.

Por suas características anti-oxidantes, alta condutividade de térmica e facilidades de usinagem, corte e solda, o latão comercial foi escolhido para separar os fluidos. Para a confecção da caixa externa optou-se pelo PVC. Os motivos básicos foram a baixa condutividade, o custo e a simplicidade de manuseio (corte, colagem, etc).

Como se pretendia estudar mais do que um ângulo nos canais lisos, adotou-se um método de fabricação da superfície de calor (latão), que permitisse a variação do ângulo de modo simples. Este método consistiu na abertura de rasgos longitudinais através do uso de discos de serra como pode ser visto na Figura 4.5 (a). Posteriormente a chapa foi então dobrada como mostra o detalhe Figura 4.5(b). Este procedimento permitiu a variação de ângulo de um protótipo ao outro sem que, para tal, fossem necessárias operações de solda. Além disto, tal processo resultou no aproveitamento desta mesma chapa em dois trocadores.

Visando um dobramento gradual, ficou estabelecido que os primeiros testes seriam feitos com a seção de 120° . Posteriormente, fechando mais o ângulo da seção, seria construída a seção lisa de 60° .

Figura 4.5. Dobramento da superfície de troca de calor

4.2.3. SEÇÃO NÃO PINADA DE 120°

Conforme previsto anteriormente, este trocador teve a caixa externa totalmente construída em PVC e a superfície de troca de calor em latão. Para a determinação das temperaturas foram instalados termopares do tipo T (cobre-constantan) na entrada e saída da seção de testes. Sendo previstas diferenças de temperaturas muito pequenas na água, adotou-se para este fluido uma termopilha diferencial. Na determinação da temperatura do fluido foi utilizado um único sensor. A Figura 4.6 mostra esquematicamente a instalação usada.

Figura 4.6. Termopares da água

Como do lado do ar, devido à menor capacidade térmica, esperavam-se maiores variações de temperatura, optou-se, neste caso, por uma termo-pilha em cada extremidade da seção de teste. A Figura 4.7 mostra arranjo utilizado neste caso.

Figura 4.7. Termo-pilha do ar

Foram também feitas, para determinar a distribuição de pressão, quinze tomadas ao longo do trocador. A Tabela 4.2 indica as posições das tomadas tomando como origem a entrada do trocador. Deve-se aqui lembrar que a seção de testes, baseada na mesma referência vai de $x_1 = 785,4\text{mm}$ até $x_2 = 1214,7\text{mm}$ (ver Figura 4.3).

Nos regimes turbulentos, como já mencionado, o comprimento de entrada deste trocador ($x < x_1$) deve ser suficiente para que se atinja o desenvolvimento do escoamento. Estas tomadas de pressão, além de servirem para checar os estudos anteriores, possibilitam maior precisão na determinação dos coeficientes de perda de carga.

TABELA 4.2. Posição das tomadas de pressão

Tomada de Pressão #	Posição (mm)
1	120
2	180
3	240
4	360
5	480
6	600
7	720
8	1000
9	1335
10	1395
11	1455
12	1575
13	1695
14	1815
15	1935

Devido a problemas apresentados nos primeiros testes, uma junta elástica foi inserida na parte inferior da caixa externa (parte em contato com a água). Tendo o PVC um alto coeficiente de expansão térmica e estando as chapas superior e inferior da caixa submetidas a diferentes temperaturas, surgiram, devido às expansões diferenciadas, distorções. Esta junta foi posicionada próxima à saída da água visando não perturbar o escoamento na seção de teste. Tal medida sanou o problema apresentado.

4.2.4. TROCADORES DE 60°

Conforme pode ser visto no Capítulo 1, foram construídos, neste ângulo, duas seções. A primeira lisa e a seguinte com ale

tas em forma de pinos cilíndricos.

A superfície de troca de calor da seção lisa foi a mesma empregada no trocador de 120° . Para tal esta teve o seu dobramento mais acentuado até obter-se o ângulo desejado (ver Figura 4.5). Para a seção aletada foi confeccionada uma nova chapa. Inicialmente foram abertos rasgos idênticos aos da seção anterior, para posterior dobramento. Em seguida foram executados em fresa de precisão furos, nos quais seriam inseridos os pinos. A Figura 4.8 mostra um detalhe dos pinos na seção. No total foram instalados 2.800 pinos distribuídos em 70 fileiras de oito aletas por seção em cada um dos cinco canais.

Figura 4.8. Distribuição dos pinos no trocador de calor

A colocação dos pinos foi feita com o auxílio de um gabarito de altura. Estes possuíam um comprimento equivalente à espessura da chapa somada a duas vezes o seu diâmetro. A colocação foi executada com uma pequena interferência e, para garantir uma perfeita vedação, toda a superfície oposta aos pinos recebeu uma camada de solda. Posteriormente efetuou-se um polimento da mesma. Finalmente dobrou-se a chapa de modo análogo ao dobramento executado na superfície lisa. A Figura 4.9 mostra a forma final obtida.

Na confecção da caixa externa, optou-se agora pela substituição da parte inferior, na seção anterior em PVC, por alumínio. Esta permuta eliminou a necessidade da junta de expansão, facilitando a construção. Uma visão da seção reta destes novos trocadores é apresentada na Figura 4.10.

Foram mantidas as posições dos termopares, suas ligações e as tomadas de pressão utilizadas no trocador de 120° .

Figura 4.9. Superfície pinada de troca de calor

Figura 4.10. Seção transversal dos trocadores de dutos equiláteros

4.3. CIRCUITO DE AR

Como pode ser visto na Figura 4.11, optou-se por um circuito de ar aberto. Utilizou-se um soprador (g) trabalhando na aspiração. Tal medida foi adotada por três motivos básicos:

— Ao passar através do soprador o ar se aquece sensivelmente. Caso o trocador fosse instalado no recalque deste, a diferença de temperatura entre os fluidos seria menor.

— Este aquecimento exige um intervalo de tempo razoável até que se obtenha o regime permanente. Certamente o início das experiências seria retardado por este fato.

— Outro inconveniente de se trabalhar no recalque é a pressão manométrica positiva no interior da seção. Isto poderia provocar uma deformação na caixa do trocador. Esta ocorrência é irrelevante ao se trabalhar na aspiração.

Figura 4.11. Esquema geral dos circuitos dos fluidos

Os dois primeiros fatos citados foram constatados experimentalmente nos testes preliminares de perda de carga.

Desta forma o ar é sugado do ambiente refrigerado, passa através do uniformizador (c) e sua vazão determinada no medidor de obstrução (d). Estes medidores serão abordados com mais detalhes posteriormente. Logo após o ar segue para o trocador de calor, passando na entrada e na saída deste pelas câmaras plenas (e) e (f) que garantem a uniformidade da pressão em todos os canais. Consequentemente, não existe motivo para que entre estas vazões sejam diferentes. Em seguida o ar é aspirado pelo soprador e após passar por este é expelido para o exterior.

Três são os dispositivos de controle de vazão (válvulas borboleta) que podem ser utilizados:

— Válvula (h) que comunica a câmara plena de saída com o exterior. Quando aberta eleva a pressão da câmara diminuindo a vazão de ar. Foi instalada para operar no regime laminar, visando elevar a vazão no soprador, melhorando sua refrigeração.

— Válvula (i) do próprio soprador. Poderia ser usada tomando-se o cuidado com a refrigeração do soprador. Nos testes, contudo, esta foi mantida sempre aberta por ser o ventilador posicionado externamente à sala de testes.

— Válvula (b) na entrada do sistema de medição de vazão. Das três existentes esta é a mais importante do sistema. Foi a mais utilizada. Por ser removível, não era empregada nas vazões mais elevadas.

As seções 1 e 2 assinaladas na figura indicam as extremidades da seção de teste. Nestes pontos foram instalados os termopares do tipo cobre-constantan já mencionados neste capítulo.

4.4. CIRCUITO DE ÁGUA

Sendo a água o fluido quente e seu calor específico elevado, optou-se por um circuito fechado. Isto implica num pequeno fornecimento de calor quando atingido o regime permanente no sistema.

Inicialmente a água é aspirada do reservatório (j), por uma bomba centrífuga (k), enviada ao painel dos rotâmetros (r) onde se determina sua vazão e segue para o trocador. Como no caso do ar, na entrada e na saída deste, passa a água através das câmaras plenas (l) e (m) visando uniformizar o escoamento em todos os dutos.

Foram instalados ao todo oito válvulas (v_1 a v_8) de controle que permitem que a água circule em corrente paralela ou oposta. A válvula v_1 serve para controlar o retorno ao reservatório do líquido excedente bombeando e fica tanto mais aberta quanto menor for a vazão requerida na experiência. v_2 , v_3 e v_4 são as válvulas que controlam realmente a vazão da seção.

Para que o escoamento seja paralelo, v_6 e v_8 estarão abertas e v_5 e v_7 fechadas.

Para corrente oposta, o inverso acontece, v_6 e v_8 estarão fechadas e v_5 e v_7 abertas.

A medição das temperaturas é feita através de termopares do tipo T como indicado na Figura 4.6 instalados nas seções 1 e 2.

A elevação da temperatura da água até o ponto desejado é feita através de resistências elétricas (R) no reservatório (j). A manutenção do regime permanente é conseguida ao variar-se a potência dissipada por intermédio de um variador de voltagem (n).

4.5. SISTEMAS DE MEDIDAS

A seguir são apresentados os diversos sistemas de medidas utilizados na obtenção dos dados necessários à determinação dos coeficientes de transporte desejados.

4.5.1. MEDIDORES DE VAZÃO DE AR

As experiências previstas para a determinação dos coeficientes de transporte procurados neste trabalho abrangem uma faixa muito ampla de vazões mássicas do ar. Para cobrir todos os valores esperados foram projetados e construídos três diferentes medidores de obstrução. A escolha recaiu em duas placas de orifício para as vazões mais baixas e num venturi a ser utilizado nas experiências que exigissem maiores números de Reynolds. A opção por este último evidentemente deve-se ao fato de se conseguir uma recuperação de pressão quase total neste tipo de medidor. Ressalta-se o fato de que a vazão total dos cinco canais passa integralmente através deste sistema de medições. Evidentemente, aí serão encontradas as maiores perdas de carga do circuito de ar.

Todos os componentes deste conjunto foram projetados seguindo-se rigorosamente as normas da ASME [14] (The American Society of Mechanical Engineers). Foram respeitados os comprimentos exigidos para entrada e saída do escoamento nos medidores, os posicionamentos das tomadas de pressão e a geometria dos medidores.

A Figura 4.12 mostra o sistema desmontado. Pode-se aí observar ainda o uniformizador do escoamento também baseado nas mesmas normas [14].

O diâmetro escolhido para a tubulação foi de 2" (50,8mm). Sabendo que a relação entre os diâmetros da garganta (d_t) e da

Figura 4.12. Sistema de medição de vazão de ar

tubulação (D) é designado por β , tem-se,

$$\beta = \frac{d_t}{D} \quad (4.2)$$

Para os orifícios, cálculos preliminares foram efetuados, levando às seguintes relações:

— Para as menores vazões, necessários nos escoamentos laminares, $\beta = 0,20$ ($d = 10,16\text{mm}$).

— Na faixa intermediária, ou seja, para os escoamentos no início da faixa turbulenta, $\beta = 0,45$ ($d = 22,86\text{mm}$).

No caso do venturi que seria utilizado em toda faixa superior restante, foi escolhida $\beta = 0,50$ ($d = 25,4\text{mm}$).

Visando uma maior confiabilidade nestas medidas foram executadas calibrações nos três sistemas. Mais detalhes sobre a medição de vazão do ar encontram-se no Apêndice 4.

4.5.2. MEDIDORES DE VAZÃO DE ÁGUA

Como já foi dito na descrição do circuito da água, foram utilizados rotâmetros para a determinação da vazão deste fluido. Pelo mesmo motivo apresentado no caso do ar, foram aqui necessários também três medidores. Foram então confeccionados três rotâmetros que abrangessem toda a faixa prevista de vazões nas experiências. Após a confecção foram também os rotâmetros calibrados. Esta calibração é vista no Apêndice 5.

4.5.3. MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS

Como já citado anteriormente, são as seguintes as temperaturas necessárias:

- T_{amb} - temperatura ambiente
- T_{ar_1} - temperatura do ar na seção 1
- T_{ar_2} - temperatura do ar na seção 2
- T_{ag_1} - temperatura da água na seção 1
- T_{ag_2} - temperatura da água na seção 2

Conforme pode ser visto na Figura 4.6 optou-se por determinar T_{ag_1} e ΔT_{ag} , ou seja,

$$T_{ag_2} = T_{ag_1} + \Delta T_{ag} \quad (4.3)$$

Desta forma, são efetuadas cinco leituras de temperaturas por experiências; as quatro primeiras apresentadas na lista de temperaturas desejadas mais a diferença de temperaturas da água na seção de teste.

As medições foram efetuadas em um milivoltímetro marca Hewlett-Packard modelo 3465 B. Para escolher a temperatura a ser medida, uma chave seletora foi inserida entre os termopares e o milivoltímetro.

Todo o sistema (termopares, chave seletora e multímetro) foi calibrado antes de ser instalado.

Utilizou-se para tal, um banho de temperatura da marca Rosemount [15] e um termômetro de platina também Rosemount [16]. Para encontrar a temperatura fornecida por um termopar, foi utilizada a tabela da ECIL [17]. Nos pontos de calibração, a diferença máxima observada entre os dois sistemas foi da ordem de $0,08^{\circ}\text{C}$.

Mais detalhes sobre a avaliação das temperaturas são apresentados no Apêndice 2.

4.5.4. MEDIÇÃO DAS PRESSÕES

Diversos são os pontos do escoamento onde se necessitam pressões absolutas, manométricas ou diferença de pressão.

A pressão atmosférica era lida em um barômetro de coluna de mercúrio marca Fisher Scientific (menor graduação: 0,1mm Hg).

Na determinação da vazão do ar é necessário o conhecimento da diferença de pressão criada pelo medidor de obstrução. Para tal são utilizados manômetros diferenciais de coluna de água ou mercúrio de acordo com a faixa de vazão em estudo. Estes mesmos manômetros servem também para encontrar a pressão manométrica do escoamento no medidor, útil na determinação das propriedades do ar (ver Apêndice 3).

Tanto no estudo de troca de calor como no de perda de carga, é preciso que se conheça a pressão manométrica num ponto genérico do interior do trocador. Na determinação do coeficiente de troca de calor, esta pressão combinada com a barométrica fornece a pressão absoluta do escoamento neste ponto. Esta última é utilizada na determinação das propriedades do ar (Apêndice 3). Nas experiências de perda de carga, além da aplicação descrita, a mesma pressão manométrica serve também como pressão de referência. Neste caso são utilizadas as quinze tomadas de pressão já mencionadas. Com o auxílio de uma válvula seletora de pressões, mede-se a diferença de pressão entre um ponto qualquer e o ponto de referência. Tal medida é feita com um manômetro eletrônico diferencial de alta precisão. De posse das diferenças de pressão e da pressão de referência, pode-se levantar toda a curva de pressão no interior do trocador. Para este levantamento, utiliza-se o manômetro marca MKS Baratron tipo 170M-6B [18].

CAPÍTULO 5

REDUÇÃO DE DADOS

Neste capítulo é apresentado como, dos dados coletados experimentalmente, chega-se aos coeficientes de transportes procurados.

Como na prática esta obtenção foi efetuada em duas etapas, aqui será adotado o mesmo procedimento.

5.1. TROCA DE CALOR

Medidas efetuadas por corrida:

- Milivoltagens associadas às temperaturas obtidas com os termopares instalados:

V_1 - seção 1 do ar

V_2 - seção 2 do ar

V_3 - seção 1 da água

V_4 - diferença entre as seções 1 e 2 da água

V_5 - medidor de vazão

- Posição do flutuador do rotâmetro (H)

- Diferença de pressão no medidor de obstrução do lado do ar (ΔP)

- Pressão manométrica na entrada do mesmo medidor (P_{man})
- Pressão de referência no interior do trocador (P_{ref})
- Umidade relativa do ar ambiente (ϕ)
- Pressão atmosférica (P_{at})

Todas estas medidas eram efetuadas após atingir-se o regime permanente no sistema. A constatação deste fato se dava pela observação de um registrador ($x \times t$) que monitorava uma das temperaturas. Complementando este registro, de tempos em tempos eram feitas todas as medidas. Quando estas não mais variavam, considerava-se que o regime permanente fora atingido.

O tempo requerido para a obtenção do regime permanente variava de experimento para experimento. Em alguns casos, a ocorrência da condição de estacionaridade demorava de 2 a 3 horas, ou mais. Isto era devido às baixas taxas de troca de calor e à sensibilidade do experimento às variações do meio externo.

O tratamento dos dados obtidos foi efetuado através de um programa de computador. Inicialmente as milivoltagens eram convertidas em temperaturas.

$$V_1 \longrightarrow T_{\text{ar}_1}$$

$$V_2 \longrightarrow T_{\text{ar}_2}$$

$$V_3 \longrightarrow T_{\text{ag}}$$

$$V_4 \longrightarrow \Delta T_{\text{ag}}$$

$$V_5 \longrightarrow T_{\text{amb}}$$

Esta determinação é apresentada com maiores detalhes no

Apêndice 2.

De posse das temperaturas da água, suas propriedades eram então determinadas (ver Apêndice 3). O mesmo acontecia com as densidades dos fluidos dos medidores de pressão em função da temperatura ambiente.

Tendo então as temperaturas e as pressões do ar tanto no medidor quanto no interior do trocador, as propriedades deste fluido podem ser avaliadas nestas situações. Tais determinações são apresentadas igualmente no Apêndice 3. A umidade relativa do meio ambiente é utilizada juntamente com as propriedades do vapor para que se determinem as propriedades do ar úmido. Este cuidado deve-se ao fato de serem altas as umidades observadas.

Com a diferença de pressão no medidor e as propriedades do ar, a vazão mássica deste fluido pode ser determinada. O método utilizado é mostrado no Apêndice 4.

A vazão da água é obtida com o auxílio da altura do flutuador e a temperatura do fluido. Esta última é utilizada para corrigir possíveis discrepâncias surgidas devido à diferença das condições de calibração. A metodologia empregada é descrita no Apêndice 5.

O número de Reynolds, para os dois escoamentos, apresentado pela equação (3.7) pode ser reescrito como

$$Re = \frac{\dot{m} D_H}{5 A_S \mu} \quad (5.1)$$

onde a vazão mássica ($\dot{m}$) é dividida pelo número de canais de escoamento.

O diâmetro hidráulico dado pela equação (2.21) rearrumada fica sendo

$$D_H = \frac{\sin(2\alpha)}{1 + \sin\alpha} \ell \quad (5.2)$$

onde α é a metade do ângulo do vértice e ℓ o lado do triângulo. A área transversal ao escoamento por duto não pinado é

$$A_s = \ell^2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha \quad (5.3)$$

O número de Prandtl fornecido pela equação (3.8) pode ser diretamente calculado visto serem conhecidas todas as propriedades necessárias dos dois fluidos.

$$Pr = \frac{\mu C_P}{k} \quad (3.8)$$

O calor trocado é obtido da equação (2.6). Optou-se pelo uso desta equação (fluido frio) por ter o ar um menor calor específico. Obviamente este fato implica numa maior diferença de temperatura entre a entrada e a saída da seção de teste. Esta equação adaptada fica

$$q = \frac{\dot{m}_{ar}}{5} C_{P_{ar}} (T_{ar2} - T_{ar1}). \quad (5.4)$$

5.1.1. REGIME LAMINAR - TROCADOR NÃO PINADO

O coeficiente global de troca de calor neste caso pode ser determinado através da equação (2.3)

$$U = \frac{q}{A \Delta T} \quad (2.3)$$

onde, da equação (2.4) chega-se a

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_{ag} + T_{ar2} - T_{ar1}}{\ln \frac{T_{ag} - T_{ar1}}{T_{ag} - \Delta T_{ag} - T_{ar2}}} \quad (5.5)$$

e

$$A = 2 \cdot l \cdot (x_2 - x_1) \quad (5.6)$$

Desta forma obtém-se o coeficiente global experimental.

O objetivo desta etapa é a determinação das constantes C , C_2 e n_2 da equação (3.2). Segundo Shah e London [5] o número de Nusselt para escoamentos desenvolvidos nesta forma é $Nu_\infty = 1,8$. Assim,

$$\overline{Nu} = 1.8 + \frac{1}{C \text{Pr}^{1/6} (X^+)^{1/2} + C_2 (X^+)^{n_2}} \quad (5.7)$$

Esta equação é válida para os dois fluidos sendo o inverso do número de Graetz (X^+) encontrado numa posição genérica pela expressão (3.6).

A determinação destas constantes é feita do seguinte modo:

— São calculados X_{ar1}^+ , X_{ar2}^+ , X_{ag1}^+ e X_{ag2}^+ pela expressão (3.6).

— Com a equação (5.7), são determinados $\overline{Nu}_{ar1}$, $\overline{Nu}_{ar2}$, $\overline{Nu}_{ag1}$ e $\overline{Nu}_{ag2}$. Aqui são arbitrados valores para as constantes que podem vir a se alterar como será visto.

— Da equação (3.31) tiram-se os valores de Nu_{ar} e Nu_{ag} .

— Levando estes últimos na equação (3.34) obtém-se

$$\frac{1}{U_2} = \frac{D_H}{Nu_{ar} k_{ar}} + \frac{D_H}{Nu_{ag} k_{ag}} + C_L \quad (5.8)$$

onde $C_L = 2,634 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{O}/\text{C}/\text{W}$.

O valor do coeficiente global de troca de calor calculado desta forma (U_2) é comparado ao experimental (U).

Este procedimento é repetido para todas as experiências deste tipo (laminar), com os mesmos coeficientes arbitrados.

A determinação final dos coeficientes é feita minimizando a função

$$f(C, C_2, n_2) = \sum_{i=1}^N (U_2 - U)^2 \quad (5.9)$$

Devido à complexidade da função, esta minimização é obtida pelo método de tentativas.

5.1.2. REGIME TURBULENTO - TROCADOR NÃO PINADO

Neste caso o coeficiente global, U , é determinado da mesma forma do item anterior.

Utilizando então a equação (3.39), são determinadas as constantes C , n e m que aparecem nesta.

$$\frac{1}{U^2} = \frac{D_H}{C \text{Pr}_{\text{ar}}^n \text{Re}_{\text{ar}}^m k_{\text{ar}}} + \frac{D_H}{C \text{Pr}_{\text{ag}}^n \text{Re}_{\text{ag}}^m k_{\text{ag}}} + C_L \quad (3.39)$$

De modo análogo ao item anterior, para um terno de constantes (C, n, m) arbitrado obtém-se

$$f(C, n, m) = \sum_{i=1}^N (U_2 - U)^2 \quad (5.10)$$

onde U_2 é o coeficiente calculado com o terno de constantes para a experiência i e U o mesmo parâmetro, porém experimental.

Ainda usando o mesmo procedimento do item anterior, a fun

ção proposta na equação (5.10) é minimizada. Os valores que a minimizam são então substituídos na equação (3.36) fornecendo o número de Nusselt deste escoamento.

5.1.3. REGIME TURBULENTO - TROCADOR PINADO

Como pode ser visto na equação (2.10) o coeficiente global neste caso é baseado na área pinada (A_e). Integrando esta equação como foi feito com a equação (2.1) chega-se a

$$q = U A_e \overline{\Delta T} \quad (5.11)$$

O calor, q , é obtido com a equação (5.4). A área A_e na equação (5.11) é dada por

$$A_e = A + N_T N_L S_\ell \quad (5.12)$$

A diferença média logarítmica é obtida pela expressão (5.5).

Desta forma, pode-se determinar o coeficiente global de troca de calor, U , na equação (5.11).

Conforme pode ser visto no Capítulo 3, adotou-se o procedimento de, para cada número de Reynolds do ar fixo $(Re_{ar})_i$, variar o mesmo adimensional do outro fluido $(Re_{ag})_j$.

A equação (3.41) pode então ser reescrita como

$$\left(\frac{1}{U}\right)_{ij} = \frac{A_e}{A} \left(\frac{1}{h_{ag}}\right)_j + C_i \quad (5.13)$$

onde

$$C_i = \frac{A_e}{A} C_L + \left(\frac{1}{\eta h_{ar}}\right)_i \quad (5.14)$$

Procedendo desta forma, os pontos obtidos experimentalmente para um mesmo número de Reynolds do ar podem ser representados graficamente como mostra a Figura 5.1.

Figura 5.1. Relação entre os coeficientes de troca de calor global e do lado da água (Re_{ar} fixo)

Observando a expressão (5.13), verifica-se que esta é a equação de uma reta. Seu coeficiente angular é a razão entre as áreas de troca de calor dos dois fluidos (A_e/A) e o coeficiente linear (C_i) é constante para um número de Reynolds fixo do lado do ar.

Arrumando convenientemente as equações (5.13) e (5.14) chega-se a

$$\left(\frac{1}{\eta h_{ar}} \right)_i = \left(\frac{1}{U} \right)_{ij} - \frac{A_e}{A} \left(\frac{1}{h_{ag}} \right)_j - \frac{A_e}{A} C_L \quad (5.15)$$

Sendo constantes $(1/(\eta h_{ar}))_i$ e $A_e C_L/A$, fazendo o somatório das expressões obtidas nas N corridas com variação da vazão

da água, obtém-se,

$$N \left(\frac{1}{\eta h_{ar}} \right)_i = \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{U} \right)_{ij} - \frac{A_e}{A} \left(\sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{h_{ag}} \right)_j - N \left(\frac{A_e}{A} C_L \right) \right) \quad (5.16)$$

ou

$$\left(\frac{1}{\eta h_{ar}} \right)_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{U} \right)_{ij} - \frac{A_e}{N A} \sum_{j=1}^N \left(\frac{1}{h_{ag}} \right)_j - \frac{A_e}{A} C_L \quad (5.17)$$

A equação (5.17) prova que a reta dada pela equação (5.15) ou (5.13) (ver Figura 5.1) passa pelo ponto médio dos pontos experimentais. Desta forma, conhecida a relação entre as áreas tem-se a inclinação da reta ($t_{g\theta} = A_e/A$) e, dos dados coletados nas experiências, o ponto médio.

Ainda na equação (5.17), a resistência à troca de calor do lado pinado pode ser obtida. Ressalta-se o fato de que, nesta fase das experiências, a resistência do lado da água é conhecida. Isto é possível pelo fato de que o trocador não pinado é testado numa fase anterior a esta.

Finalmente, através de um processo iterativo usando as equações (2.16) e (2.17) chega-se ao coeficiente de troca de calor, h_{ar} .

Este processo sendo repetido para diversos números de Reynolds do fluido da região pinada (ar), permite a determinação da função expressa na equação (3.44), que nestas condições fica,

$$Nu_P = \frac{h_{ar} D_H}{k_{ar}} = f(Re_{ar}) \quad (5.18)$$

Convém chamar a atenção que no trocador liso foi possível determinar a dependência do número de Nusselt com Prandtl e Rey-

nolds. Aqui porém, sendo o ar o único fluido a escoar na região pinada, a dependência do número de Prandtl não pode ser determinada. Deste modo, tal função resume-se a forma

$$Nu = C Re^m \quad (5.19)$$

onde os coeficiente e expoente determinam-se pelo método dos mínimos quadrados.

5.2. PERDA DE CARGA

Medidas efetuadas por corrida:

- Diferença de pressão no medidor de obstrução do ar (ΔP)
- Pressão manométrica na entrada do referido medidor (P_{man})
- Temperatura do ar no medidor (T_{amb})
- Umidade relativa do ar ambiente (ϕ)
- Pressão atmosférica (P_{at})
- Pressão de referência no interior da seção (P_{ref})
- Diferenças de pressão entre as 15 tomadas da seção e a de referência ($\Delta P1$ a $\Delta P15$)

Visando o tratamento adequado destes dados, montou-se um programa de computador. Com a pressão manométrica da entrada do medidor e a obtida no barômetro, tem-se

$$P = P_{at} + P_{man} \quad (5.20)$$

Com esta pressão, a temperatura e a umidade, as propriedades do ar no medidor podem ser avaliadas (Apêndice 3).

Conforme pode ser visto no Apêndice 4, a vazão mássica do ar é obtida usando-se suas propriedades e o ΔP medido.

Fazendo uso da pressão manométrica de referência da seção, juntamente com as diferenças entre este ponto e as outras tomadas, obtém-se, para pressão manométrica da tomada i ,

$$P_{m_i} = P_{ref} + \Delta P_i \quad (5.21)$$

Com a vazão mássica e as propriedades, o número de Reynolds pode ser determinado pela equação (5.1)

5.2.1. TROCADOR NÃO PINADO

Conhecidas as pressões manométricas no interior da seção, uma reta pode ser ajustada na região desenvolvida hidrodinamicamente. Esta tem a forma

$$P_m = A x + B \quad (5.22)$$

A obtenção dos coeficientes desta função é feita pelos mínimos quadrados onde,

$$A = \frac{dP}{dx} \quad (5.23)$$

Nesta situação, ou seja, escoamento desenvolvido

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\Delta P}{L} \quad (5.24)$$

Assim sendo, a equação (3.45) se transforma em

$$f = \frac{dP}{dx} \frac{2 \rho_{ar} D_H A_s^2}{(\dot{m}_{ar}/5)^2} \quad (5.25)$$

A vazão mássica ($\dot{m}_{ar}$) é dividida pelo número de canais.

Este processo é repetido para diversos números de Reynolds de modo que se obtenha

$$f = g(Re_{ar}) \quad (5.16)$$

Mais uma vez estes parâmetros são ajustados por uma curva, empregando-se o método dos mínimos quadrados.

A forma desta função foi escolhida como sendo

$$f = C Re^m$$

com base na fórmula de Blasius [19].

5.2.2. TROCADOR PINADO

Da mesma forma que no trocador liso, aqui também é conhecida a distribuição de pressão ao longo do trocador de calor. Para cada número de Reynolds do escoamento, tem-se uma curva de pressão. Conforme especificado no Capítulo 3, a perda de carga adicional devido aos pinos é o afastamento entre as retas obtidas nos trechos de desenvolvimento e redesevolvimento do trocador. Assim sendo, de posse da curva de pressão, podem ser ajustadas duas retas nos referidos trechos (como feito no trocador liso). O parâmetro em questão pode ser então obtido da diferença entre os coeficientes lineares das retas ou pela diferença entre os valores das funções encontradas numa mesma posição.

Finalmente, substituindo-se o valor de ΔP_p na equação (3.46), o coeficiente de perda devido a uma fileira de pinos (K_p) é encontrado.

Quando repetido o processo para várias vazões de ar, obtêm-se a dependência deste parâmetro com o número de Reynolds.

$$K_p = f(Re) \quad (2.28)$$

A obtenção desta função também é feita com o auxílio do método dos mínimos quadrados.

CAPÍTULO 6

APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

As correlações encontradas para os coeficientes de transportes procurados são apresentadas neste capítulo. Inicialmente são fornecidos os números de Nusselt para regime laminar no trocador de calor com ângulo de vértice de 120° . Para tal foram determinados os coeficientes da equação de Stephan [7] e estes valores são apresentados juntamente com os obtidos por Parise [4]. Em seguida são fornecidas as correlações obtidas em regime turbulento para os trocadores lisos de 120° e 60° . Com este último (60°) é feita uma comparação com o caso apresentado por Altemani [6] que corresponde à condição de fluxo de calor constante na parede. Encerrando os estudos de troca de calor o número de Nusselt associado ao duto pinado é apresentado na forma da equação (5.19). Neste caso é feita a comparação entre os dutos liso e pinado visando verificar a influência provocada pela inclusão dos pinos.

Dando prosseguimento aos resultados são fornecidos os fatores de atrito (f) como função do número de Reynolds para os dutos lisos de 120° e 60° bem como o coeficiente de perda de carga localizada (K_p) provocado por uma fileira transversal de pinos.

Para todos os resultados apresentados são indicados os desvios associados às respectivas experiências.

6.1. TROCA DE CALOR

Conforme previsto nos capítulos anteriores, foram realizadas quatro séries de experiências em troca de calor. Nestes estudos foram utilizados trocadores de calor formados por dutos triangulares, isósceles e de base adiabática. A primeira série visava encontrar o número de Nusselt para escoamentos laminares com perfis de velocidade e temperatura não desenvolvidos em dutos com ângulo do vértice de 120° . Nas duas seguintes estudou-se o regime turbulento em canais de ângulos 120° e 60° respectivamente. Em ambos os casos os escoamentos encontram-se já desenvolvidos na seção de testes. A última série de experimentos aqui foi realizada num trocador equilátero com aletas em forma de pinos. O regime do escoamento foi também turbulento neste caso.

Os resultados obtidos destas experiências são apresentados detalhadamente e comentados em seguida.

6.1.1. REGIME LAMINAR

Para a determinação do número de Nusselt médio no escoamento laminar, foram feitas cinco experiências. Este número de experiências mostrou-se satisfatório uma vez que a forma de equação

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}(X^+, Pr) \quad (6.1)$$

é dada pela equação de Stephan (5.7). Assim foi necessária a determinação das três constantes desconhecidas nesta expressão (vide equação (5.7)). Deve-se ressaltar o fato que o tempo requeri

do para a obtenção do regime permanente nestes experimentos era muito grande. Aproximadamente oito horas..

A equação encontrada para o número de Nusselt médio desde a entrada até uma posição genérica, x , é apresentada a seguir.

$$\overline{Nu} = 1,8 + \frac{1}{1,279 Pr^{1/6} (X^+)^{1/2} + 10^{9,31} (X^+)^{10,00}} \quad (6.2)$$

Este número de Nusselt é baseado na diferença média logarítmica de temperaturas para canais de paredes isotérmicas.

Convém notar que as experiências realizadas tiveram por finalidade a determinação das constantes

$$C = 1,279$$

$$C_2 = 10^{9,31}$$

$$n_2 = 10,00$$

de modo que as discrepâncias entre os coeficientes globais de troca de calor calculados e experimentais fossem mínimos. Neste particular o erro médio associado às experiências realizadas foi de 1,35%.

Na Figura 6.1 o número de Nusselt médio, dado pela equação (6.2), é apresentado como função de $X^+ = 1/Gz = x/D_H Re Pr$ para $Pr = 0,7$ e $Pr = 2,8$ (valores aproximados dos experimentais).

Da equação (3.25) pode ser obtido o número de Nusselt numa posição genérica ao longo do escoamento. Este número de Nusselt é baseado na diferença entre a temperatura média de mistura do fluido e a temperatura da parede. Assim tem-se:

$$Nu = \frac{d}{dx^+} (\overline{Nu} X^+) \quad (3.25)$$

Figura 6.1. Nusselt médio na região de entrada do trocador de 120° com base adiabática

Parise [4] encontrou através de analogia entre transferência de calor e massa as constantes C , C_2 e n_2 para dutos de 30°, 45°, 60° e 90°. A Figura 6.2 mostra o comportamento destas constantes para a faixa de 30° a 120°.

Verifica-se na Figura 6.2 que o comportamento contínuo encontrado por Parise [4] para o coeficiente C_2 e para o expoente n_2 foi mantido. O coeficiente C também manteve a mesma tendência, situando-se numa faixa aproximadamente constante.

Figura 6.2. Coeficientes de equação de Stephan

6.1.2. REGIME TURBULENTO - TROCADOR LISO

Na obtenção do número de Nusselt em escoamentos turbulentos foram realizadas duas séries de experiências. A primeira delas visando determinar a expressão do referido adimensional para os dutos de 120° . Foram realizadas neste trocador dezenove corridas com o número de Reynolds do ar variando de 7000 a 29000 e o da água de 5000 a 25000, aproximadamente. Como previsto no Capítulo 5 minimizou-se a função dada pela expressão (5.10) em relação a C, n e m.

$$f(C, n, m) = \sum_{i=1}^{19} (U_2 - U)^2 \quad (5.10)$$

onde o coeficiente global de troca de calor experimental (U) foi determinado pela equação (2.3) e o calculado (U_2) pela expressão (3.39).

A correlação obtida foi

$$Nu = 0,013 Pr^{0,39} Re^{0,82} \quad (6.3)$$

O erro médio entre os coeficientes globais experimentais e os ajustados foi de 3,41% o que mostra a boa qualidade da função ajustada (equação (6.3)).

Deve-se ressaltar mais uma vez que foi possível neste trabalho encontrar-se a dependência do número de Nusselt em relação aos números de Reynolds e Prandtl. A dependência com o número de Prandtl tornou-se possível por serem idênticos os canais de escoamento dos dois fluidos. Desta maneira, C, n e m são os mesmos para os dois dutos.

A segunda série de experiências foi feita no trocador de dutos equiláteros. O resultado encontrado aqui é utilizado na de terminação dos coeficientes de troca de calor do trocador pinado. Foram realizadas 51 experiências com o número de Reynolds do lado do ar variando de 6000 a 38000 e o da água de 6000 a 34000, a- proximadamente. O mesmo procedimento utilizado no trocador de 120° foi repetido neste caso. A correlação obtida foi

$$Nu = 0,014 Pr^{0,39} Re^{0,82} \quad (6.4)$$

Comparando as equações (6.3) e (6.4) observa-se a coincidência nos expoentes de Prandtl e Reynolds. Deve-se ressaltar o fato de que estes expoentes foram obtidos isoladamente sem que fosse imposta esta condição.

O erro médio entre os coeficientes globais de troca de calor experimentais e os calculados com o auxílio da curva apresentada na equação (6.4) foi de 3,25%.

Altemani e Sparrow [6] encontraram para escoamentos em dutos equiláteros de base adiabática e fluxo de calor constante na parede,

$$Nu_H = 0,019 Re^{0,781} \quad (6.5)$$

Esta expressão é válida para escoamentos desenvolvidos de fluidos com número de Prandtl igual a 0,7.

A Figura 6.3 mostra como se comportam as funções apresentadas nas equações (6.4) e (6.5). Ambas as curvas foram obtidas para número de Prandtl igual a 0,7. Nesta pode ser observada que para números de Reynolds mais elevados, os números de Nusselt en

contrados no presente trabalho (Nu) e o obtido por Altemani [6], (Nu_H), se aproximam.

Figura 6.3. Números de Nusselt com fluxo de calor constante (Nu_H) e com parede isotérmica (Nu) para $Pr = 0,7$

Sleicher e Tribus, referendados por Kays [12], mostram que em dutos circulares o mesmo efeito é verificado (aproximação de Nu_H e Nu a medida que cresce o Reynolds). A Figura 6.4 mostra o comportamento da relação Nu_H/Nu para dutos circulares [12] e para dutos triangulares equiláteros de base adiabática. Esta última obtida das correlações (6.4) e (6.5).

Figura 6.4. Relação entre os números de Nusselt com fluxo de calor constante (Nu_H) e de parede isotérmica (Nu) com Reynolds

6.1.3. REGIME TURBULENTO - TROCADOR PINADO

Conforme descrito no Capítulo 5, foram realizadas experiências de troca de calor com o número de Reynolds do ar fixo, variando-se a vazão da água e, conseqüentemente o seu número de Reynolds. Ao todo foram feitas 65 experiências com 11 diferentes Reynolds para o fluido frio.

O coeficiente global de troca de calor U , nesta etapa obtinha-se com o auxílio da equação (5.11). Sendo já conhecida a correlação para o lado da água (duto liso) foi possível construir o gráfico apresentado na Figura 6.5. As retas apresentadas possuem para coeficiente angular a relação entre as áreas (A_e/A) e passam pelo ponto médio dos pontos experimentais também representados na figura (esta é a condição de mínimo erro quadrático para funções lineares).

Observando a Figura 6.5 pode-se verificar o pequeno espalhamento obtido entre os pontos experimentais e as retas. O desvio médio constatado foi da ordem de 2,26%.

Com a equação (5.17) o produto ($\eta \cdot h_{ar}$) pode ser determinado para cada Reynolds fixo do ar (Re_{ar})_i. Usando então as equações (2.16) e (2.17) a eficiência da região pinada pode ser obtida. Finalmente encontra-se o coeficiente de troca de calor desta região associado a cada número de Reynolds testado.

Aplicando o critério dos mínimos quadrados é feito um ajuste na forma prevista pela equação (5.19). A curva encontrada foi

$$Nu = 0,0216 Re^{0,8741}$$

(6.6)

Figura 6.5. Relação entre os coeficientes de troca de calor global experimental e do lado da água

A curva ajustada bem como os pontos utilizados na sua determinação são apresentados na Figura 6.6. Nesta pode ser observado o pequeno desvio médio obtido, cerca de 1,10%. Deve-se ressaltar que o número de Reynolds utilizado no ajuste tem por comprimento característico o diâmetro hidráulico da seção lisa. Isto facilita a comparação entre os trocadores liso e pinado. A Figura 6.6 apresenta ainda a curva ajustada para o trocador liso com $Pr = 0,7$.

Figura 6.6. Nusselt versus Reynolds para os trocadores pinado e liso ($Pr=0,7$)

6.2. PERDA DE CARGA

Como foi citado na Introdução deste trabalho, os coeficientes de perda de carga em regime laminar são conhecidos. Shah e London [5] mostram que para dutos de 120° o produto entre o fator de atrito (f) e o número de Reynolds (Re), para escoamentos desenvolvidos, é dado por

$$f Re = 12,744$$

(6.7)

O mesmo adimensional para dutos de 60° [5] é

$$f Re = 13,333$$

(6.8)

Desta forma os experimentos para a determinação da perda de carga, situaram-se exclusivamente em escoamentos turbulentos.

No caso específico do trocador equilátero, os coeficientes das seções lisa e pinada foram obtidos simultaneamente. Isto foi possível por ter o trocador aletado entrada e saída lisas de comprimentos suficientemente longos para o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento.

Assim sendo, as experiências realizadas com a finalidade de se determinar a perda de pressão ao longo do trocador, foram divididas em dois grupos. No primeiro foram levantadas as curvas de pressão do trocador liso de 120° . No outro, foi efetuado o mesmo levantamento, agora com o trocador de 60° com os pinos instalados. Em ambos os casos foram estudados 17 números de Reynolds diferentes.

6.2.1. SEÇÃO DE 120°

As Figuras 6.7, 6.8 e 6.9 mostram o comportamento da pressão para três diferentes Reynolds no trocador de 120° . Nestas pode ser observado o pequeno espalhamento entre os pontos experimentais e a curva ajustada (mínimos quadrados) na parte desenvolvida.

Figura 6.7. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 8010$

Figura 6.8. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 19063$

Figura 6.9. Pressão x Posição - $2\alpha = 120^\circ$, $Re = 30263$

A Figura 6.10 mostra então como varia o fator de atrito, f , com o número de Reynolds. A curva ajustada neste caso foi

$$f = \frac{1,489}{Re^{0,434}} \quad (4.9)$$

e é mostrada na Figura 6.10.

O erro médio entre esta função e os pontos experimentais foi de 1,91%. Mais detalhes sobre a incerteza associada a esta experiência encontram-se no Apêndice 1.

Figura 6.10. Fator de atrito para escoamento desenvolvido em duto triangular isósceles sem pinos com ângulos do vértice de 120°

6.2.2. SEÇÃO PINADA DE 60°

Como já citado anteriormente, este trocador foi utilizado tanto para obter-se o fator de atrito, f , da parte lisa, como a perda adicional devido às fileiras transversais de pinos (K_p).

As Figuras 6.11, 6.12 e 6.13 mostram três diferentes distribuições de pressão para três números de Reynolds típicos. Pode-se reparar nestas figuras o desenvolvimento e o redesenvolvimento do escoamento no trocador. Nota-se também o pequeno espalhamento na reta ajustada. Assim como no trocador de 120°, neste também foram determinados os fatores de atrito através dos coeficientes angulares das retas ajustadas.

O ajuste entre os 17 fatores de atrito, f , e os números de Reynolds a estes associados, resultou, neste caso, na função

$$f = \frac{1,171}{Re^{0,382}} \quad (6.10)$$

O espalhamento médio deste ajuste foi de 1,79% e pode ser visualizado na Figura 6.14.

Observando as Figuras 6.11, 6.12 e 6.13 pode-se ver como foram obtidas as diferenças de pressão provocada pelos pinos (ΔP_p). Com ΔP_p determinado analiticamente (distância entre duas retas paralelas) e a equação (3.46), chega-se ao coeficiente K_p para cada vazão no trocador. A Figura 6.15 mostra finalmente como se comporta K_p e a curva a ele ajustada. Esta função, obtida também pelo método dos mínimos quadrados é dada pela equação (6.11).

$$K_p = 0,02982 + \frac{10^{3,260}}{Re^{1,130}} \quad (6.11)$$

Figura 6.11. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, $Re = 9091$

Figura 6.12. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, $Re = 23919$

Figura 6.13. Pressão x Posição - $2\alpha = 60^\circ$, duto pinado, Re = 35980

O espalhamento médio entre os pontos experimentais e os ajustados foi inferior a 1,25%. Maiores detalhes sobre a incerteza do experimento são apresentados no Apêndice 1.

Figura 6.14. Fator de atrito para escoamento desenvolvido em duto triangular equilátero sem pinos

Figura 6.15. Coeficiente de perda localizada por fileira transversal de pinos

CAPÍTULO 7

COMENTÁRIOS FINAIS

Observando os resultados apresentados no Capítulo 6 e os desvios encontrados para os pontos experimentais, pode-se concluir que o método experimental aqui usado foi bastante satisfatório.

O emprego da equação de Stephan [7], na determinação do número de Nusselt médio para o escoamento laminar, apresentou um bom resultado. O desvio médio de 1,35% entre os coeficientes globais de troca de calor calculado e experimental, neste caso, é uma prova deste fato. Houve ainda uma boa concordância com os resultados obtidos por Parise que estudou este mesmo tipo de escoamento com outros ângulos e outra técnica experimental (ver Figura 6.2).

No regime turbulento, analisado nos trocadores lisos, o método empregado mostrou-se igualmente satisfatório. Devem ser ressaltadas as vantagens associadas à esta metodologia. Sendo os dutos de escoamento idênticos para os dois fluidos, a mesma expressão para o número de Nusselt pode ser assumida nos dois lados do trocador. Este procedimento permite a determinação simultânea dos coeficientes de troca de calor por convecção nos dois fluidos. Por este motivo não é necessário o conhecimento prévio des

te parâmetro em um dos fluidos. Outro ponto importante é o fato de ser possível, por este método, estabelecer a dependência do número de Nusselt com o número de Prandtl. Foram estudados dois casos: o duto isósceles de 120° e o duto equilátero. Ambos de base adiabática. Para o duto de 120° obteve-se

$$Nu = 0,013 Pr^{0,39} Re^{0,82} \quad (6.3)$$

e para o equilátero,

$$Nu = 0,014 Pr^{0,39} Re^{0,82} \quad (6.4)$$

Nas equações (6.3) e (6.4) pode ser verificada a coincidência (não imposta) dos expoentes dos números de Prandtl e Reynolds. No primeiro caso observou-se um espalhamento de 3,41% e no segundo 3,25%. Além destas constatações significativas, foi feita uma comparação com o estudo de Altemani [6] que realizou experiências com fluxo de calor constante em canais equiláteros de base adiabática. O resultado obtido nesta comparação quando confrontado com estudo semelhante feito por Sleicher [12] apresenta a mesma tendência.

A metodologia de determinação simultânea dos coeficientes de troca de calor nos dois fluidos foi também utilizada no caso laminar. Neste caso porém, o valor assumido para o número de Nusselt desenvolvido foi obtido Schmidt1, referendado por Shah [5].

A última etapa dos estudos de troca de calor consistiu na determinação do número de Nusselt num trocador equilátero pinado. A expressão obtida com espalhamento de apenas 1,1% foi

$$Nu = 0,0216 Re^{0,8741} \quad (6.6)$$

A Figura 6.6 mostra o aumento significativo no número de Nusselt devido à inclusão dos pinos. Evidentemente o crescimento da taxa de troca de calor vem acompanhado de um aumento na perda de carga. Desta forma, uma comparação baseada apenas no número de Reynolds não seria totalmente justa. Para uma mesma vazão, o coeficiente de troca de calor é bem maior no duto pinado, porém, devido aos pinos, a perda de carga é também mais elevada.

Visando encontrar uma comparação mais racional entre os dutos estudados, tomou-se por base a mesma área de troca de calor e a mesma potência de bombeamento. Igualando a superfície de troca de calor, o duto liso teve seu comprimento cerca de 53% maior do que o pinado. Os lados dos dois triângulos (seção reta do trocador) foram considerados idênticos. Ao igualar-se então a potência de bombeamento, foi possível estabelecer uma relação entre os números de Reynolds para os dois casos.

A Figura 7.1 mostra o resultado desta comparação.

Na escala esquerda da Figura 7.1 é fornecido o número de Nusselt (Nu para o duto liso e Nu_p para o pinado), na abscissa são fornecidos os números de Reynolds para o duto liso (Re) e para o duto pinado (Re_p). Desta forma, para um mesmo ponto da abscissa, tem-se dois números de Reynolds que correspondem a uma mesma potência de bombeamento. Observando as curvas dos números de Nusselt para os dois casos nota-se que mesmo a menores Re , o duto pinado possui um Nusselt bem mais elevado. Visando melhorar este confronto, é fornecida ainda na Figura 7.1 uma terceira curva. Esta relaciona os números de Nusselt do duto pinado com o liso (Nu_p/Nu). O valor desta razão é fornecido na escala à direita do gráfico. Pode-se notar aí o rápido crescimento de Nu_p/Nu para baixos Reynolds. A medida que este cresce, a relação tende

a se estabilizar. Ressalta-se o fato de que em certos trechos da Figura 7.1, as curvas aparecem tracejadas. Nestas partes, foram utilizadas as expressões obtidas neste trabalho, extrapoladas.

A visualização deste gráfico mostra a vantagem obtida em termos do número de Nusselt ao se pinar o duto. Como se este motivo não fosse suficiente, deve-se lembrar que o duto pinado é ainda significativamente mais compacto do que o liso.

Finalmente, como sugestões para outros trabalhos, recomenda-se o estudo em regimes turbulentos mais elevados, com outros ângulos. Com um número maior de geometrias triangulares pode-se chegar a uma correlação genérica com dependência do ângulo. Pode-se ainda verificar a influência de pinos em outros ângulos bem como diferentes arranjos e razões de aspecto destes.

Figura 7.1. Comparação entre os números de Nusselt dos dutos lisos (Nu) e pinados (Nu_p) de mesma área de troca e mesma potência de bombeamento

APÊNDICE 1

ANÁLISE DE INCERTEZA

Para verificar a boa qualidade dos experimentos efetuados neste trabalho, foi feita uma análise de incerteza dos resultados experimentais obtidos.

O critério adotado foi o método de Kline e McClintock [20]. Para um determinado resultado R obtido das medidas dos parâmetros $p_1, p_2, \dots, p_n$, ou seja,

$$R = f(p_1, p_2, \dots, p_n) \quad , \quad (A1.1)$$

a incerteza associada a este é dada por

$$(\Delta R)^2 = \left(\frac{\partial R}{\partial p_1} \right)^2 (\Delta p_1)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial p_2} \right)^2 (\Delta p_2)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial p_n} \right)^2 (\Delta p_n)^2 \quad (A2.2)$$

onde $\Delta p_1, \Delta p_2, \dots, \Delta p_n$ são as incertezas associadas aos parâmetros.

Não foram aqui consideradas as incertezas nas determinações das propriedades dos dois fluidos envolvidos no experimento.

A seguir são apresentadas as expressões das incertezas nos resultados experimentais obtidos.

VAZÃO DE AR

A vazão de ar é obtida com o auxílio de medidores de obstrução (orifícios e venturi) e dada por

$$\dot{m}_{ar} = K A_t \sqrt{2 \rho_{ar} \Delta P} \quad (A1.3)$$

onde a área da garganta do medidor (A_t) é

$$A_t = \frac{\pi d_t^2}{4} \quad (A1.4)$$

e a diferença de pressão (ΔP) provocada pela obstrução é obtida da leitura da coluna (h) de um manômetro diferencial. Mais detalhes sobre esta medida são fornecidos no Apêndice 4.

Segundo as normas da ASME [14], a incerteza no coeficiente de descarga, K , é da ordem de 1% no venturi e 1% ou menos nos orifícios.

Aplicando o critério de Kline e McClintock [20], à expressão (A1.3) chega-se com o auxílio da equação (A1.4) a

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} \right)^2 = \left(\frac{\Delta K}{K} \right)^2 + \left(\frac{\Delta h}{2h} \right)^2 + \left(2 \frac{\Delta d_t}{d_t} \right)^2 \quad (A1.5)$$

Foram então adotados os seguintes valores para a obtenção da incerteza da vazão de ar:

$$\frac{\Delta K}{K} = 1\% \quad (\text{segundo [14]})$$

$$\Delta h = 3\text{mm}$$

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

A adoção do valor de Δh teve por base a leitura das duas colunas do manômetro diferencial. Sendo de 2mm a menor divisão, usou-se duas vezes a metade deste valor acrescido de mais 1mm devido à flutuação.

No Apêndice 6 pode ser visto a incerteza associada às vazões de ar para todas as corridas.

VAZÃO DE ÁGUA

Na determinação desta vazão, foram utilizados três rotâmetros (ver Apêndice 5).

Neste caso, duas são as possíveis causas de erro de medida. São elas, a própria calibração e a leitura efetuada no experimento. Desta forma, pode-se escrever

$$\left(\frac{D \dot{m}_{ag}}{\dot{m}_{ag}} \right)^2 = \left(\frac{D \dot{m}_{ag}}{\dot{m}_{ag}} \right)_{cal}^2 + \left(\frac{D \dot{m}_{ag}}{\dot{m}_{ag}} \right)_{leit}^2 \quad (A1.6)$$

Para a incerteza associada à calibração, foram utilizados os seguintes valores:

Rotâmetro 1 $\longrightarrow$ 0,15%

Rotâmetro 2 $\longrightarrow$ 0,77%

Rotâmetro 3 $\longrightarrow$ 1,02%

A obtenção destes valores é vista no Apêndice 5.

Para a incerteza da leitura, usou-se, para os rotâmetros a metade da menor divisão, ou seja, 0,25 para os dois primeiros e 0,5 para o maior.

Do mesmo modo do caso do ar, as incertezas associadas às vazões de água foram determinadas a cada corrida e apresentadas no Apêndice 6.

NÚMERO DE REYNOLDS

Este adimensional pode ser visto na equação (5.1) dada por

$$Re = \frac{\dot{m} D_H}{5 A_S \mu} \quad (5.1)$$

que combinada com as equações (5.2) e (5.3) fica

$$Re = \frac{2 \dot{m}}{5 \mu} \frac{1}{\ell (1 + \sin \alpha)} \quad (A1.7)$$

ou seja,

$$Re = Re(m, \mu, \ell, \alpha) \quad (A1.8)$$

Desprezando a incerteza na viscosidade, pode-se escrever,

$$\left(\frac{\Delta Re}{Re} \right)^2 = \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \ell}{\ell} \right)^2 + \left(\frac{\cos \alpha}{1 + \sin \alpha} \right)^2 (\Delta \alpha)^2 \quad (A1.9)$$

Da equação (A1.9) a incerteza no número de Reynolds para cada um dos dois fluidos pode ser obtida. Para tal usa-se a incerteza já determinada da vazão mássica do fluido em questão.

Para estes cálculos adotou-se como incerteza no lado dos dutos dos trocadores (ℓ) o valor

$$\Delta \ell = 0,5 \text{ mm}$$

e no caso do ângulo do vértice do triângulo (α),

$$\Delta\alpha = 1,5^\circ$$

No Apêndice 6 podem ser vistas as incertezas associadas aos números de Reynolds dos fluidos para cada experiência.

COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR

O coeficiente global de troca de calor é apresentado na equação (2.3)

$$U = \frac{q}{A \overline{\Delta T}} \quad (2.3)$$

onde a equação (5.5) fornece

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_{ag} + T_{ar2} - T_{ar1}}{\ln \frac{T_{ag} - T_{ar1}}{T_{ar} - \Delta T_{ag} - T_{ar2}}} \quad (5.5)$$

Sendo o trocador adiabático, pode-se escrever

$$q = \dot{m}_{ar} C_{par} (T_{ar2} - T_{ar1}) = \dot{m}_{ag} C_{pag} \Delta T_{ag} \quad (A1.10)$$

Da equação (A1.10) tem-se

$$\Delta T_{ag} = \frac{\dot{m}_{ar} C_{par} (T_{ar2} - T_{ar1})}{\dot{m}_{ag} C_{pag}} \quad (A1.11)$$

Optou-se neste trabalho pela determinação indireta da diferença de temperatura da água (Equação (A1.11)). Esta decisão foi tomada com base na constatação de diferenças muito pequenas

que implicariam em incertezas muito grandes.

Desta forma, a equação (2.3) combinada com as equações (5.5), (A1.10) e (A1.11) permite escrever,

$$U = \frac{\dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (T_{ar_2} - T_{ar_1})}{A \left(\frac{\dot{m}_{ar} C_{p_{ar}} (T_{ar_2} - T_{ar_1})}{\dot{m}_{ag} C_{p_{ag}}} + T_{ar_2} - T_{ar_1} \right)} \cdot \ln \frac{T_{ag} - T_{ar_1}}{T_{ag} - T_{ar_2} - \frac{\dot{m}_{ar} C_{p_{ar}}}{\dot{m}_{ag} C_{p_{ag}}} (T_{ar_2} - T_{ar_1})} \quad (A1.12)$$

Observando a equação (A1.12) nota-se que

$$U = U(\dot{m}_{ar}, \dot{m}_{ag}, A, T_{ar_1}, T_{ar_2}, T_{ag}) \quad (A1.13)$$

Pelo critério de Kline e McClintock [20],

$$(\Delta U)^2 = \left(\frac{\partial U}{\partial \dot{m}_{ar}} \right)^2 (\Delta \dot{m}_{ar})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial \dot{m}_{ag}} \right)^2 (\Delta \dot{m}_{ag})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial A} \right)^2 (\Delta A)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial T_{ar_1}} \right)^2 (\Delta T_{ar_1})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial T_{ar_2}} \right)^2 (\Delta T_{ar_2})^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial T_{ag}} \right)^2 (\Delta T_{ag})^2 \quad (A1.14)$$

Neste caso, devido a complexidade da função dada pela equação (A1.12), optou-se por determinar as derivadas parciais do coeficiente global de troca de calor numericamente.

As incertezas das vazões $\dot{m}_{ar}$ e $\dot{m}_{ag}$ são conhecidas. A incerteza na área de troca de calor, A , é mostrada a seguir. Para

o trocador não pinado, a área de troca de calor, dada pela equação (5.6) é

$$A = 2 \ell (x_2 - x_1) \quad (5.6)$$

chamando

$$(x_2 - x_1) = x_S \quad (A1.15)$$

tem-se

$$A = 2 \ell x_S \quad (A1.16)$$

A incerteza nesta área é então

$$(\Delta A)^2 = (2 x_S)^2 (\Delta \ell)^2 + (2 \ell)^2 (\Delta x_S)^2 \quad (A1.17)$$

No caso do trocador pinado, a equação (5.12) dá a área de troca de calor

$$A_e = A + N_T N_L S_\ell \quad (5.12)$$

onde

$$S_\ell = \pi d b \quad (A1.18)$$

sendo d o diâmetro do pino e b a sua altura.

Sendo desprezível a incerteza no diâmetro do pino, do critério de análise de incerteza adotado, chega-se a

$$(\Delta A_e)^2 = (\Delta A)^2 + (N_T N_L \pi d)^2 (\Delta b)^2 \quad (A1.19)$$

Finalmente, para as incertezas associadas às três temperaturas envolvidas na equação (A1.12) adotou-se o valor de $0,15^\circ\text{C}$. No Apêndice 2 pode ser visto que na calibração dos medidores de temperatura, o desvio médio foi de $0,08^\circ\text{C}$. A adoção deste valor mais elevado teve por base ser toda a formulação deste problema baseada na temperatura de mistura.

Nas incertezas dos parâmetros geométricos adotou-se como já visto no caso do número de Reynolds

$$\Delta l = 0,5\text{mm} ,$$

para o comprimento da seção de teste,

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

e a incerteza na altura do pino

$$\Delta b = 0,5\text{mm}$$

Assim como as incertezas anteriores, a do coeficiente global de troca de calor é apresentada, para todas as corridas, no Apêndice 6.

FATOR DE ATRITO

O fator de atrito dos escoamentos é visto na equação (5.25)

$$f = \frac{dP}{dx} \frac{50 \rho_{ar} D_H A_s^2}{\dot{m}_{ar}^2} \quad (5.25)$$

Combinando a equação (5.25) com as equações (5.2) e (5.3), pode-se escrever

$$f = \frac{25}{2} \frac{dP}{dx} \frac{\rho_{ar} \ell^5}{\dot{m}_{ar}} \frac{(\sin 2\alpha)^3}{1 + \sin \alpha} \quad (A1.20)$$

Da equação (A1.20) conclui-se ser

$$f = f\left(\frac{dP}{dx}, \dot{m}_{ar}, \ell, \alpha\right) \quad (A1.21)$$

Aplicando o critério para a determinação das incertezas, chega-se a

$$\begin{aligned} (\Delta f)^2 = & \left[\frac{\partial f}{\partial \frac{dP}{dx}} \right]^2 \left[\Delta \frac{dP}{dx} \right]^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial \dot{m}_{ar}} \right]^2 (\Delta \dot{m}_{ar})^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial \ell} \right]^2 (\Delta \ell)^2 + \\ & + \left[\frac{\partial f}{\partial \alpha} \right]^2 (\Delta \alpha)^2 \end{aligned} \quad (A1.22)$$

donde,

$$\begin{aligned} \left[\frac{\Delta f}{f} \right]^2 = & \left[\frac{\Delta \frac{dP}{dx}}{\frac{dP}{dx}} \right]^2 + \left[2 \frac{\Delta \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} \right]^2 + \left[5 \frac{\Delta \ell}{\ell} \right]^2 + \\ & + \left\{ \left[\frac{6}{\operatorname{tg} 2\alpha} - \frac{\cos \alpha}{1 + \sin \alpha} \right] (\Delta \alpha) \right\}^2 \end{aligned} \quad (A1.23)$$

Para a incerteza em dP/dx foi utilizado o espalhamento médio das curvas ajustadas. As incertezas na vazão e comprimento do lado do triângulo já foram abordadas assim como no ângulo do vértice do duto.

Os valores das incertezas mencionadas neste Apêndice são apresentadas para cada experiência no Apêndice 6. Neste pode-se

observar a boa concordância entre as funções ajustadas e os parâmetros experimentais.

APÊNDICE 2

MEDIDA DE TEMPERATURA

Como já foi citado no decorrer deste trabalho, foram utilizados termopares para a medição das temperaturas. A opção por este tipo de sensor teve por base sua facilidade de instalação e precisão de leitura fornecida. Além disto, por fornecer um sinal elétrico, o termopar torna-se bastante cômodo quando acoplado a medidores digitais.

A escolha do tipo a ser utilizado recaiu no tipo T (cobre-constantan). Este apresenta uma boa resolução em toda a faixa de temperatura esperada nos escoamentos dos dois fluidos.

Para efetuar a leitura da voltagem gerada no sensor utilizou-se um multímetro digital marca Hewlett-Packard modelo 3465 HP, com precisão de 1 μ V.

As ligações dos termopares ao multímetro já foram explicadas no Capítulo 4. Relembrando, foram utilizadas duas termopilhas de três junções para as seções de entrada e saída da seção de testes (ar). Foram usados termopares de uma só junção para a determinação das temperaturas de referência da água e do ar ambiente (no medidor de vazão do ar). Em todos os sistemas acima fo-

ram empregados pontos de gelo como temperatura de referência. Finalmente, na determinação da diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída da seção de testes utilizou-se uma termopilha diferencial, também já descrita, sem ponto de referência.

Entre estes cinco sistemas e o milivoltímetro foi instalada uma chave seletora que permitia a conexão independente de cada um destes pontos ao medidor.

Todo o conjunto de sensores, chave seletora, pontos de referência e multímetro foi montado fora dos protótipos experimentais e calibrado.

A calibração do sistema de medida de temperatura foi realizada num banho termostático marca Rosemount, modelos 910A2, 911A2 e 91053. Este consiste basicamente de um banho de líquido agitado e um controlador termostático de temperatura [15]. O fluido utilizado no banho agitado foi o óleo Nujol, apropriado para a faixa de temperatura utilizada. Como padrão de temperatura utilizou-se o termômetro de resistência de platina, marca Rosemount, modelo 162 CE, S/N 1925 [16], com certificado de calibração [21].

Para medir-se a resistência do termômetro de platina foi utilizada uma Ponte de Mueller [22], modelo "GR 1666-DC Resistance Bridge", marca GenRad [23]. Segundo o manual de instruções deste equipamento, sua precisão é de 0,01%. Este sistema padrão permite a determinação da temperatura com precisão de $0,01^{\circ}\text{C}$ na faixa de -190° a 500°C [22].

No processo de calibração tomou-se o cuidado de posicionar os termopares bastante próximos do termômetro de platina. Tal procedimento minimiza os possíveis erros de calibração provocados por gradientes de temperatura no líquido do banho aditado [24]. Va-

riando a temperatura do banho agitado foram checados 24 pontos na faixa de 20°C a 75°C . O desvio médio da temperatura dos termopares obtida através do catálogo da ECIL em relação à temperatura fornecida pelo termômetro de platina foi de $0,08^{\circ}\text{C}$. O erro percentual máximo foi 0,3% quando usada a mesma base de comparação.

De posse dos resultados obtidos na calibração, adotou-se a tabela de ECIL [17] para a obtenção das temperaturas lidas no sistema.

Posteriormente todo o conjunto foi instalado ao protótipo experimental.

Visando facilitar a redução de dados foram ajustadas curvas nesta tabela. Estas forneciam de acordo com a milivoltagem lida, a temperatura correspondente.

APÊNDICE 3

PROPRIEDADES DAS SUBSTÂNCIAS

Na obtenção dos resultados desejados neste trabalho, diversas são as propriedades necessárias dos fluidos envolvidos. Neste apêndice são apresentadas as maneiras pelas quais estes valores são encontrados.

ÁGUA

Nas experiências realizadas, as variações de pressão, as quais se submete este fluido, não afetam de modo significativo suas propriedades. Deste modo, estas são avaliadas como função exclusiva da temperatura média do fluido na seção de teste.

Das tabelas encontradas na referência [25], através do método dos mínimos quadrados, obtêm-se:

$$C_{p_{ag}} = 4152,648 + 0,52735 T_{ag} \quad (A3.1)$$

$$k_{ag} = 0,59687 + 9,5393 \times 10^{-4} T_{ag} \quad (A3.2)$$

$$\rho_{ag} = 1003,61 - 0,2704 T_{ag} \quad (A3.3)$$

Ressalta-se o fato de terem sido ajustadas as curvas acima nas faixas de utilização deste trabalho. Para a viscosidade, utilizou-se a expressão

$$\mu_{ag} = 1,002 \cdot 10^{-3} \times 10^{\left[\frac{1,3272(20 - T_{ag}) - 0,001053(T_{ag} - 20)^2}{T_{ag} + 105} \right]} \quad (A3.4)$$

Nas expressões apresentadas, são utilizadas as seguintes dimensões

$$[T_{ag}] = ^\circ\text{C} \quad ,$$

$$[C_{p_{ag}}] = \text{J/Kg} \cdot \text{K} \quad ,$$

$$[k_{ag}] = \text{W/m} \cdot \text{K} \quad ,$$

$$[\rho_{ag}] = \text{Kg/m}^3 \quad , \quad e$$

$$[\mu_{ag}] = \text{Kg/m} \cdot \text{s} \quad .$$

MERCÚRIO

Quando utilizado como fluido manométrico, sua massa específica é dada por

$$\rho_{merc} = 1000 (13,5953 - 2,44952 \times 10^{-3} T_{amb}) \quad (A3.5)$$

onde

$$[\rho_{merc}] = \text{Kg/m}^3$$

e

$$[T_{amb}] = ^\circ\text{C}$$

AR

Para este fluido foram consideradas as variações das propriedades não só com a temperatura mas também devido à pressão. Além destas duas variáveis, a umidade foi igualmente incluída entre os fatores que afetam as propriedades. Este parâmetro foi levado em consideração por causa dos altos valores observados no local dos testes; normalmente superior a 60%.

Dois são os locais onde estas propriedades devem ser avaliadas: no medidor de vazão onde sua temperatura é a ambiente e no interior do trocador. Neste último, a temperatura média, entre as observadas na entrada e saída da seção de teste, é utilizada na obtenção das propriedades. Em ambas as situações, a pressão é obtida com o uso de um barômetro e um manômetro de coluna d'água instalado em cada um destes pontos.

Como dito anteriormente, faz-se também necessário o conhecimento da umidade do ar que escoar no sistema. A determinação desta é feita através de um termohigrômetro que mede a umidade relativa (ϕ) do fluido aspirado através do duto de medição de vazão.

Da referência [26] tem-se, para pressão do vapor d'água na condição de saturação,

$$P_g = 10^{(33,59051 - 8,2 \log T^* + 0,0024804 T^* - 3142,31/T^*)} \quad (A3.6)$$

onde

$$T^* = T_{amb} + 273,16 \quad (A3.7)$$

T_{amb} é a temperatura ambiente, medida na entrada do sistema de determinação da vazão.

Conhecidas a umidade relativa (ϕ) e a pressão de saturação

do vapor d'água (P_g), da definição de umidade relativa, chega-se a

$$P_v = \phi \cdot P_g \quad (A3.8)$$

onde P_v é a pressão parcial do vapor d'água no ar.

Conhecida a pressão total P , tem-se para pressão parcial do ar seco,

$$P_{ar} = P - P_v \quad (A3.9)$$

Com os valores acima, pode-se encontrar a umidade absoluta do escoamento, dada por

$$w = \frac{R_{ar} P_v}{R_v P_{ar}} \quad (A3.10)$$

Como a umidade absoluta (w) é constante ao longo de todo o sistema, este valor é usado tanto na obtenção das propriedades no interior do trocador quanto no medidor de vazão.

A determinação da massa específica necessária na obtenção da vazão é conseguida com o auxílio da equação de estado, ou seja,

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} T_K} + \frac{P_v}{R_v T_K} \quad (A3.11)$$

onde T_K é a temperatura do ar em graus Kelvin. R_{ar} e R_v são respectivamente as constantes do ar e do vapor.

No interior da seção, conhecida a pressão P e a umidade absoluta determinada anteriormente, tem-se

$$P_v = \frac{P}{1 + \frac{R_{ar}}{R_v w}} \quad (A3.12)$$

e

$$P_{ar} = P - P_v \quad (A3.13)$$

Fazendo uma média ponderada entre os calores específicos do ar seco ($C_{p_{as}}$) e do vapor (C_{p_v}) chega-se ao calor específico da mistura ($C_{p_{ar}}$).

$$C_{p_{ar}} = \frac{C_{p_{as}}}{w+1} + w \frac{C_{p_v}}{w+1} \quad (A3.14)$$

Os valores a serem usados na expressão (A3.14) foram obtidos da referência [25], ajustando-se uma reta pelo método dos mínimos quadrados na faixa de trabalho esperada.

$$C_{p_{as}} = 1004,9929 + 0,0497 T \quad (A3.15)$$

e

$$C_{p_v} = 1856,12 + 0,29 T \quad (A3.16)$$

onde

$$[C_p] = J/Kg \cdot K$$

e

$$[T] = ^\circ C$$

Frank M. While [27] utiliza para a viscosidade de mistura de n gases a expressão

$$\mu_{mix} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n x_j F_{ij}} \quad (A3.17)$$

onde

$$F_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4} \right]^2}{(8 + 8 M_i/M_j)^{0,5}} \quad (A3.18)$$

sendo M_i a massa molecular e x_i a fração molar do componente i .

As expressões acima são igualmente aplicáveis para a condutividade térmica bastando para tal substituir μ_i por k_i .

No caso em estudo pode-se então escrever,

$$\mu_{ar} = \frac{x_{as} \cdot \mu_{as}}{x_{as} + x_v F_{12}} + \frac{x_v \cdot \mu_v}{x_v + x_{as} F_{21}} \quad (A3.19)$$

visto que $F_{11} = F_{22} = 1$.

Nesta equação

$$F_{12} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{as}}{\mu_v} \right)^{0,5} \left(\frac{M_v}{M_{as}} \right)^{0,25} \right]^2}{\left[8 + 8 \left(\frac{M_{as}}{M_v} \right) \right]^{0,5}} \quad (A3.20)$$

e

$$F_{21} = F_{12} \frac{M_{as}}{M_v} \frac{\mu_v}{\mu_{as}} \quad (A3.21)$$

Desta forma nota-se serem necessários para a determinação da viscosidade da mistura (ar-vapor d'água) as massas moleculares,

$$M_{as} = 28,98$$

e

$$M_v = 18,02$$

e as viscosidades destes gases isoladamente. Estas foram obtidas de modo análogo a obtenção do calor específico [25].

$$\mu_{as} = 9,960641 \times 10^{-7} + 6,902521 \times 10^{-8} T_K - 3,603079 \times 10^{-11} T_K^2 \quad (A3.22)$$

e

$$\mu_v = 7,7885 \times 10^{-6} + 4,3092 \times 10^{-8} T \quad (A3.23)$$

onde a viscosidade é dada em Kg/m·s, T_K em graus Kelvin e T em graus Celcius.

De modo análogo, para a condutividade tem-se,

$$k_{ar} = \frac{x_{as} \cdot k_{as}}{x_{as} + x_v F_{34}} + \frac{x_v \cdot k_v}{x_v + x_{as} F_{43}} \quad (A3.24)$$

onde

$$F_{34} = \frac{\left[1 + \left(\frac{k_{as}}{k_v} \right)^{0,5} \left(\frac{M_v}{M_{as}} \right)^{0,25} \right]^2}{\left[8 + 8 \frac{M_{as}}{M_v} \right]^{0,5}} \quad (A3.25)$$

e

$$F_{43} = F_{34} \frac{M_{as}}{M_v} \frac{k_v}{k_{as}} \quad (A3.26)$$

Para as condutividades térmicas dos fluidos [25]

$$k_{as} = 2,4177025 \times 10^{-2} + 7,68333 \times 10^{-5} T \quad (A3.27)$$

e

$$k_v = 1,7010 \times 10^{-2} + 7,4719 \times 10^{-5} T \quad (A3.28)$$

onde a condutividade é dada em W/m·K.

APÊNDICE 4

MEDIDA DE VAZÃO DE AR

Para determinação da vazão mássica do ar foram construídos três medidores. Como dito anteriormente, duas placas de orifício com $\beta = 0,20$ e $\beta = 0,45$ e um venturi com $\beta = 0,50$.

Visando a obtenção da incerteza nestas medidas, os três sistemas passaram por um processo de calibração. Estes foram efetuados com água, um reservatório de acumulação e um cronômetro. Os resultados obtidos nesta aferição, para os orifícios, foram excelentes. Observou-se um desvio médio, em relação aos valores previstos com base nas normas, inferior a 2,0%. Desta forma os coeficientes normalizados para orifícios foram adotados neste trabalho. A metodologia de cálculo é descrita a seguir:

Na determinação da vazão mássica ($\dot{m}_{ar}$), tem-se,

$$\dot{m}_{ar} = K A_t \sqrt{2 \rho_{ar} \Delta P} \quad (A4.1)$$

onde

K é o coeficiente de descarga,

A_t a área da garganta, e

ΔP a diferença de pressão encontrada no medidor.

A expressão acima é geral para todos os medidores de obstrução. Para o caso específico dos orifícios, segundo a ASME [14],

$$K = K_O + b \lambda \quad (A4.2)$$

sendo

$$\lambda = \frac{1000}{\sqrt{Re_D}} \quad (A4.3)$$

onde

$$Re_D = \rho \frac{VD}{\mu} \quad (A4.4)$$

D é o diâmetro da tubulação.

Ao utilizar-se tomadas de pressão situadas a distâncias D a montante e $D/2$ a jusante do orifício, tem-se,

$$K_O = 0,6014 - 0,01352 D^{-1/4} + \left(0,3760 + 0,07257 D^{-1/4} \right) \left(\frac{0,00025}{D^2 \beta^2 + 0,0025 D} + \beta^4 + 1,5 \beta^{16} \right) \quad (A4.5)$$

e

$$b = 0,0002 + \frac{0,0011}{D} + 0,0038 + \frac{0,0004}{D} \left[\beta^2 + (16,5 + 5 D) \beta^{16} \right] \quad (A4.6)$$

No caso do venturi, a ASME [28] apresenta a curva abaixo. Neste caso, C_V é o coeficiente de velocidade, dado por,

$$C_V = K \sqrt{1 - \beta^4} \quad (A4.7)$$

Figura A4.1. Coeficientes de velocidade para medidores do tipo venturi [28]

Além de não ser apresentada uma expressão para esta curva, nota-se existir uma faixa de incerteza na determinação do coeficiente de velocidade. Todos os pontos da calibração ficaram localizados dentro desta faixa mas como o venturi seria utilizado com $Re_D < 2 \times 10^5$, optou-se por uma curva própria. Sendo assim, com base nos pontos experimentais da calibração, foi feito o ajuste de uma curva. A equação obtida para o coeficiente de velocidade (razão entre as velocidades real e teórica) foi

$$C_V = 1,156 \times 10^{-1} \log Re_D + 0,4017 \quad (A4.8)$$

Esta expressão simples foi adotada por apresentar um espalhamento médio inferior a 1% na faixa de calibração ($3,0 \times 10^4 < Re_D < 1,4 \times 10^5$).

Observando a equação (A4.1) verifica-se serem necessárias a diferença de pressão (ΔP) e as propriedades do ar, para a obtenção de sua vazão mássica. Evidentemente, são conhecidas todas as dimensões dos medidores.

A diferença de pressão se obtinha em manômetros de coluna de água ou mercúrio, quando maior do que um metro de coluna d'água.

Para a determinação das propriedades do ar, lia-se simultaneamente a pressão barométrica do ambiente, suas umidade relativa e temperatura além da pressão na tomada a montante do medidor. Estes valores então podiam ser processados conforme apresentado no Apêndice 3.

APÊNDICE 5

MEDIDA DE VAZÃO DE ÁGUA

Assim como no caso do ar, a faixa de vazão necessária para todos os experimentos mostrou-se muito ampla. Como já dito anteriormente, três foram os rotâmetros construídos para cobri-la integralmente. A Figura A5.1 mostra os rotâmetros fabricados.

Após a confecção destes medidores, foram os mesmos calibrados de forma semelhante à calibração já mencionada dos orifícios e venturi. A única diferença entre os procedimentos foi o fato de utilizar-se aqui, água aquecida. Este cuidado visa minimizar os erros de leitura provenientes da diferença de temperatura entre a calibração e os testes.

De posse dos dados coletados, foi feito, para cada um dos rotâmetros, um ajuste entre a vazão mássica e a posição do flutuador.

Figura A5.1. Rotômetros utilizados

A seguir são apresentadas as expressões ajustadas e tabelas com os pontos experimentais, os calculados pela função e o respectivo erro.

As funções ajustadas são da forma:

$$\dot{m}_{ag} = A_0 + A_1 H + A_2 H^2 + A_3 H^3 \quad (A5.1)$$

onde

H - posição do flutuador

São apresentadas também as temperaturas de calibração para cada caso.

ROTÂMETRO 1

Temperatura de calibração = 65,0°C

Coefficientes do polinômio ajustado:

$$A_0 = 6,842765 \times 10^{-3}$$

$$A_1 = -2,147734 \times 10^{-4}$$

$$A_2 = 2,267728 \times 10^{-4}$$

$$A_3 = -3,390669 \times 10^{-6}$$

TABELA A5.1. Calibração do rotâmetro 1

H	$\dot{m} \times 10^2$ Kg/s	$\dot{m}_{calc} \times 10^2$ Kg/s	ERRO %
10,0	2,395	2,398	0,13
12,0	3,117	3,106	-0,35
14,0	3,886	3,898	0,31
16,0	4,760	4,757	-0,06
18,0	5,670	5,668	-0,04
21,0	7,093	7,094	0,01

Erro médio = 0,15%

ROTÂMETRO 2

Temperatura de calibração = 67,0°C

Coefficientes do polinômio ajustado:

$$A_0 = 7,360585 \times 10^{-2}$$

$$A_1 = 1,047664 \times 10^{-2}$$

$$A_2 = 6,688467 \times 10^{-4}$$

$$A_3 = -1,122500 \times 10^{-5}$$

TABELA A5.2. Calibração do rotâmetro 2

H	$\dot{m} \times 10^1$ Kg/s	$\dot{m}_{calc} \times 10^1$ Kg/s	ERRO %
4,0	1,279	1,255	-1,88
5,0	1,394	1,413	1,37
7,0	1,739	1,759	1,13
8,0	1,926	1,945	0,98
9,0	2,147	2,139	-0,38
10,0	2,343	2,340	-0,11
11,0	2,588	2,548	-1,53
12,0	2,778	2,762	-0,56
13,0	2,959	2,982	0,77
15,0	3,426	3,434	0,22
19,0	4,364	4,371	0,17
22,0	5,088	5,083	-0,10

Erro médio = 0,77%

ROTÂMETRO 3

Temperatura de calibração = 67,5°C

Coefficientes do polinômio ajustado:

$$A_0 = 5,189923 \times 10^{-1}$$

$$A_1 = 9,302279 \times 10^{-2}$$

$$A_2 = 1,859116 \times 10^{-3}$$

$$A_3 = -8,051473 \times 10^{-5}$$

TABELA A5.3. Calibração do rotâmetro 3

H	$\dot{m}$ Kg/s	$\dot{m}_{calc}$ Kg/s	ERRO %
0,0	0,528	0,519	-1,72
3,0	0,795	0,813	2,22
6,0	1,123	1,127	0,33
9,0	1,462	1,448	-0,95
12,0	1,779	1,764	-0,85
15,0	2,041	2,061	0,97
22,0	2,611	2,608	-0,12

Erro médio = 1,02%

Conforme pode ser observado, procurou-se efetuar as calibrações dos rotâmetros na faixa de temperatura esperada para as experiências ($\approx 65^{\circ}\text{C}$). Como este parâmetro não é fixo, variações em torno deste podem ocorrer. Faz-se então necessário corrigir os valores encontrados para a temperatura efetiva do experimento. Define-se então um fator de correção (f_C) dado por

$$f_C = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{\dot{m}_{\text{calculada}}} \quad (\text{A5.2})$$

Sabendo que sobre o flutuador em equilíbrio agem simultaneamente as forças peso (P), de arraste (F_a) e de empuxo (E), tem-se,

$$F_a + E = P \quad (\text{A5.3})$$

ou

$$C_a \frac{1}{2} \rho_{ag} V^2 A_f = \rho_f \nabla g - \rho_{ag} \nabla g \quad (\text{A5.4})$$

onde

C_a - coeficiente de arraste do flutuador

ρ_f - massa específica do flutuador

A_f - área transversal máxima do flutuador

V - velocidade média do escoamento

∇ - volume do flutuador

Sendo ainda a vazão mássica expressa por

$$\dot{m}_{ag} = \rho_{ag} V A_e \quad (\text{A5.5})$$

onde A_e é a área de escoamento, tem-se,

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_{ag} A_e} \quad (A5.6)$$

Substituindo-se esta última em (A5.4), obtém-se:

$$C_a \frac{1}{2} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{ag} A_e^2} A_f = (\rho_f - \rho_{ag}) \forall g \quad (A5.7)$$

que ao ser rearrumada fornece,

$$\dot{m} = \sqrt{\rho_{ag} (\rho_f - \rho_{ag}) \frac{A_e^2 \forall g}{A_f C_a}} \quad (A5.8)$$

Supondo ser constante o coeficiente de arraste entre a calibração e os testes, ao aplicar-se a equação (A5.8) nestas situações e substituir os resultados em (A5.2), chega-se a,

$$f_C = \sqrt{\frac{[\rho_{ag} (\rho_f - \rho_{ag})]_{T_{\text{teste}}}}{[\rho_{ag} (\rho_f - \rho_{ag})]_{T_{\text{calibração}}}}} \quad (A5.9)$$

Desta forma a vazão mássica da água é finalmente obtida ao multiplicar-se o valor encontrado na equação (A5.1) pelo fator obtido em (A5.9).

APÊNDICE 6

Neste apêndice são apresentados os programas utilizados bem como os resultados obtidos (listagens) de maior importância. Inicialmente é apresentado o programa "CALINC" que resolve o problema térmico. Em seguida são fornecidos os resultados obtidos com as respectivas incertezas. Para o problema hidrodinâmico foi utilizado o programa "PERDINC" que aparece a seguir. Finalmente os resultados encontrados neste caso são apresentados também com suas incertezas associadas.


```
PROGRAM CALINC(INPUT,OUTPUT,TAPE5=INPUT,TAPE6=OUTPUT)
```

```
*****
ESTE PROGRAMA CHECA O BALANCO DE CALOR TROCADO ENTRE O AR
E A AGUA E CALCULA O NUMERO DE NUSSELT PARA ESCOAMENTOS
LAMINARES E TURBULENTOS
```

```
PBAR=MM HG , PMAN=MMCA , PREF=MMCA (P7 OU P8 / PINADO OU NAO)
```

```
FI=% , DP=MMCA (SE DP=MMHG,SDMAR 1000.) , BETA
```

```
V1 , V2 , V3 , V4 E V5=MV ANG=ANGULO DA SECAD(GRAUS)
```

```
PINOS 0 OU 1 SE NAO PINADA OU PINADA A SECAG
```

```
*****
DIMENSION V(5),T(5),Z(70,7),XMAIS(10,4),XREPI(15),XNUPI(15)
DIMENSION YNVU(11,9),YNVHAG(11,9),YNVUM(11),YNVHM(11),YINTER(11)
DIMENSION YREM(11),RES(14,65),XEU(65)
SINVH=0.
SRE=0.
SNU=0.
NR=0.
NX=0.
READ(5,20) M,ANG,PINOS
IF(PINOS.EQ.0.) THEN
WRITE(6,40)
END IF
IF(PINOS.EQ.1.) THEN
WRITE(6,50)
READ(5,30) NRM
END IF
WRITE(6,60) ANG
WRITE(6,70) M
ANG=360./ANG
DO 10 N=1,M
CALL INPUT(TAMB,TAR1,TAR2,TAG,DTAG,DP,P,PREF,A,DH,ROT,ALT,BETA,FI,
*ANG,PINOS,NE,NC,NR,DMAR,N,RES)
CALL PROPAR(TAMB,P,FI,ROAR,ARVISC,W)
CALL VAZAR(BETA,P,DP,ROAR,ARVISC,ARM,DMAR,N,RES)
CALL VAZAG(ROT,TAG,ALT,AGM,DMAG,N,RES)
CALL PROPA2(TAR1,TAR2,PREF,ARVISC,ARK,CPAR,W)
CALL OUTPUT(TAR1,TAR2,TAG,DTAG,ARM,CPAR,DH,A,ARVISC,ARK,AGM,SINVH,
*N,M,SRE,SNU,Z,PINOS,XMAIS,NE,NC,SUINV,SARK,XREPI,XNUPI,NR,NRM,STU,
*DMAR,DMAG,ANG,RES,XEU,NX)
10 CONTINUE
CALL RESUMO(RES,M,XEU)
20 FORMAT(I2,F5.0,F3.0)
30 FORMAT(I2)
40 FORMAT(1H1,//////,52X,↑DUTO NAO PINADO↑,/)
50 FORMAT(1H1,//////,54X,↑DUTO PINADO↑,/)
60 FORMAT(/,40X,↑ANGULO DO VERTICE DA SECAD = ↑,F4.0,↑ GRAUS↑,/)
70 FORMAT(/,48X,↑NUMERO DE CORRIDAS = ↑,I2,/)
C
```

```
STOP
END
```

```

SUBROUTINE INPUT(TAMB,TAR1,TAR2,TAG,DTAG,DP,P,PREF,A,DH,ROT,ALT,BE
+TA,FI,ANG,PINDS,NE,NC,NR,DMA,N,RES)

```

ESTA SUBROTINA LE OS DADOS DE ENTRADA E CALCULA AS TEMPERATURAS E PRESSOES ENVOLVIDAS NO PROCESSO DE TROCA DE CALOR BEM COMO OS DADOS NECESSARIOS NAS DETERMINACOES DAS VAZOES DE AR AGUA.

```

DIMENSION V(5),T(5),RES(14,65)
IF(PINOS.EQ.0.) THEN
READ(5,1) (V(I),I=1,5),ROD,ALT,DP,PMAN,PREF,FI,PBAR,BETA
END IF
IF(PINDS.EQ.1.) THEN
READ(5,4) (V(I),I=1,5),ROD,ALT,DP,PMAN,PREF,FI,PBAR,BETA,NE,NC
END IF
IF(NE.EQ.1.) THEN
NR=NR+1.
IF(N.EQ.1.) THEN
WRITE(6,6)
WRITE(6,7)
WRITE(6,8)
END IF
END IF
V(1)=V(1)/3.
V(2)=V(2)/3.
V(4)=V(4)/3.
DO 200 I=1,5
IF (I.EQ.4) GO TO 200
IF (V(I).LT.1.196) GO TO 10
IF (V(I).LT.1.611) GO TO 20
IF (V(I).LT.2.035) GO TO 30
IF (V(I).LT.2.467) GO TO 40
GO TO 50
10 A=24.59725446
B=.5972874617
GO TO 100
20 A=24.09620632
B=1.190831973
GO TO 100
30 A=23.58477122
B=2.015682420
GO TO 100
40 A=23.13826233
B=2.924185400
GO TO 100
50 A=22.68499419
B=4.041296055
100 T(I)=A*V(I)+B
200 IF (I.EQ.3) T(4)=A*V(4)
CONTINUE
TAMB=T(5)
TAR1=T(1)
TAR2=T(2)
TAG=T(3)
DTAG=T(4)
RES(5,N)=TAG
RES(6,N)=TAR1
RES(7,N)=TAR2
ROAG=1003.61-.2704*TAMB
ROMERC=(13.5953-2.44952E-3*TAMB)*1000.
PBAR=PBAR/1000.
PMAN=PMAN/1000.
PREF=PREF/1000.
IF(DP.LT.1000.) DMAR=DP
IF(DP.GT.1000.) DMAR=DP-1000.
IF(DP.GT.1000.) DP=(DP-1000.)*ROMERC/ROAG
DP=(DP/1000.)*ROAG*9.80665
P=(PBAR*ROMERC-PMAN*ROAG)*9.80665
PREF=(PBAR*ROMERC-PREF*ROAG)*9.80665
PI=4.*ATAN(1.)
ALFA=PI/ANG
XL=44.05E-3

```

```

DH=2.*XL*SIN(ALFA)*COS(ALFA)/(1.+SIN(ALFA))
A=XL**2*SIN(ALFA)*COS(ALFA)
1 FORMAT(5F6.3,F3.0,F5.2,F5.0,2F4.0,F4.1,F5.0,F5.2)
4 FORMAT(5F6.3,F3.0,F5.2,F5.0,2F4.0,F4.1,F5.0,F5.2,I2,I2)
6 FORMAT(1H1,////,20X,↑REDHAR↑,4X,↑EF.PIN↑,4X,↑EF.REG↑,5X,↑H AR↑,4
*X,↑ERRO MED↑,/)
7 FORMAT(53X,↑2↑)
8 FORMAT(50X,↑W/M C↑,8X,↑%↑,/)

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
SUBROUTINE PROPAR(TAMB,P,FI,RQAR,ARVISC,W)

```

```

C*****C
C
C      ENTRAR COM
C      TAMB=C , FI=% , P=N/M2
C      ESTA SUBROTINA CALCULA AS PROPRIEDADES DO AR UMIDO
C      RQAR = MASSA ESPECIFICA EM KG/M3
C      ARVISC = VISCOSIDADE EM KG/M.S
C*****C

```

```

C
X=TAMB+273.16
PG=10.**(33.59051-8.2*LDG10(X)+.0024804*X-3142.31/X)
RAR=287.14
RVAP=461.76
PVAP=FI*PG/100.
TAMK=TAMB+273.15
PAR=P-PVAP
RQAR=PAR/RAR/TAMK+PVAP/RVAP/TAMK
W=.62188*PVAP/PAR
XA=PAR/P
XV=PVAP/P
VISAR=9.960641 E-7+(6.902521 E-8)*TAMK-(3.603079 E-11)*TAMK**2
VISV=7.7885E-6+4.3092E-8*TAMB
F12=((1.+(VISAR/VISV)**.5*.8E803)**2)/4.56773
F21=F12*1.60802*VISV/VISAR
ARVISC=((XA*VISAR)/(XA+XV*F12))+((XV*VISV)/(XV+XA*F21))

```

```

C
RETURN
END

```

SUBROUTINE VAZAR(BETA,P,DP,ROAR,ARVISC,ARM,DMAR,N,RES)

 ESTA SUBROTINA CALCULA A VAZAO TOTAL DE AR (ARM)
 EM KG/S QUE PASSA ATRAVES DOS CINCO CANAIS DA SECAD
 BETA INDICA QUAL DOS MEDIDORES ESTA SENDO UTILIZADO
 BETA = .20 OU .45 ORIFICIOS
 BETA = .50 VENTURI
 ENTRAR COM P EM N/M², ROAR EM KG/M³ E ARVISC EM KG/M.S
 DP EM N/M²

DIMENSION RES(14,65)
 D=.0508
 Y1=1.
 RE=100000.
 IF(BETA.NE..5) GO TO 50
 40 XC=.1156*LOG10(RE)+.4017
 XK=XC/(SQRT(1.-BETA**4))
 GO TO 120
 50 D=D/.0254
 XK0=(.6014-.01352/D**25)+(.376+.07257/D**25)*(.00025/(D**2*BETA
 +**2+.0025*D)+BETA**4+1.5*BETA**16)
 B=(.0002+.0011/D)+(.0038+.0004/D)*(BETA**2+(16.5+5*D)*BETA**16)
 D=D*.0254
 100 IF(BETA.EQ..5) GO TO 40
 ALAMB=1000./SQRT(BETA*RE)
 XK=XK0+ALAMB*B
 120 ARM=Y1*XK*ATAN(1.)*(BETA*D)**2*SQRT(2.*ROAR*DP)
 R1=RE
 IF(BETA.EQ..5) GO TO 150
 RE=ARM/(ARVISC*BETA*D*ATAN(1.))
 GO TO 200
 150 RE=ARM/(ARVISC*D*ATAN(1.))
 200 DRE=ABS(RE-R1)
 IF(DRE.GT.1.) GO TO 100
 DCD=.01
 DH=3.
 IF(BETA.EQ..5) DDT=.2
 IF(BETA.NE..5) DDT=.2
 DMAR=100.*(DCD**2+(DH/(2.*DMAR))**2+(DDT/(25.4*BETA))**2)**.5
 RES(1,N)=ARM
 RES(2,N)=DMAR
 DMAR=DMAR*ARM/100.
 RETURN
 END

SUBROUTINE VAZAG(ROD,TAG,ALT,AGM,DMAG,N,RES)

ESTA SUBROTINA CALCULA A VAZAO MASSICA TOTAL DE AGUA
QUE ESCDA ATRAVES DOS CINCO CANAIS DA SECAO.

ROD = 1, 2 OU 3 REPRESENTA QUAL DOS ROTAMETROS ESTA
SENDO UTILIZADO, OU SEJA, O MENOR, O MEDIO OU O
MAIOR RESPECTIVAMENTE. ALT INDICA A ALTURA DO FLU-
TUADOR. TAG A TEMPERATURA DA AGUA EM C. AGM A VA-
ZAO EM KG/S

TCAL E A TEMPERATURA DE CALIBRACAO DOS ROTAMETROS

```

DIMENSION RES(14,65)
IF(ROD.NE.3.) DALT=ALT+.25
IF(ROD.EQ.3.) DALT=ALT+.5
IF(ROD.EQ.2.) GO TO 10
IF(ROD.EQ.1.) GO TO 20
AGM=6.842765E-3-2.147734E-4*ALT+2.267728E-4*ALT**2-3.390669E-6*ALT
+**3
TCAL=65.
DAGM=6.842765E-3-2.147734E-4*DALT+2.267728E-4*DALT**2-3.390669E-6*
+DALT**3
DMC=.0015*AGM
GO TO 30
10 AGM=7.360585E-2+1.047664E-2*ALT+6.688467E-4*ALT**2-1.1225E-5*ALT**
+3
DAGM=7.360585E-2+1.047664E-2*DALT+6.688467E-4*DALT**2-1.1225E-5*DA
+LT**3
DMC=.0077*AGM
TCAL=67.
GO TO 30
20 AGM=5.189923E-1+9.302279E-2*ALT+1.859116E-3*ALT**2-8.051473E-5*ALT
+**3
DAGM=5.189923E-1+9.302279E-2*DALT+1.859116E-3*DALT**2-8.051473E-5*
+DALT**3
DMC=.01*AGM
TCAL=67.5
30 CONTINUE
ROFL=8522.
ROCAL=1003.61-.2704*TCAL
RDAG=1003.61-.2704*TAG
F=SQRT(RDAG*(ROFL-RDAG)/(ROCAL*(ROFL-ROCAL)))
AGM=F*AGM
DAGM=F*DAGM
DMC=F*DMC
DML=DAGM-AGM
DMAG=(DMC**2+DML**2)**.5
DMP=100.*DMAG/AGM
RES(3,N)=AGM
RES(4,N)=DMP

RETURN
END

```

```

C
SUBROUTINE PROPA2(TAR1,TAR2,P,ARVISC,ARK,CPAR,W)

```

```

C*****
C
C      ENTRAR COM
C      TAMB=C',    P=N/M2 ( = PREF)
C      ESTA SUBROTINA CALCULA AS PROPRIEDADES DO AR UMIDO
C      DENTRO DA SECAO DE TESTES PARA CALCULO DO CALOR
C      ARVISC = VISCOSIDADE EM KG/M.S
C      ARK    = CONDUTIVIDADE EM W/M.K
C      CPAR   = CALOR ESPECIFICO EM J/KG.K
C*****

```

```

C      TAMB=(TAR1+TAR2)/2.
C      TAMK=TAMB+273.15
C      PVAP=P/(1.+0.62186/W)
C      PAR=P-PVAP
C      CA=1004.9929+.0497*TAMB
C      CW=1856.12+.29*TAMB
C      CPAR=CA/(W+1)+W*CW/(W+1)
C      XA=PAR/P
C      XV=PVAP/P
C      VISAR=9.960641 E-7+(6.902521 E-8)*TAMK-(3.603079 E-11)*TAMK**2
C      VISV=7.7885E-6+4.3092E-8*TAMB
C      F12=((1.+(VISAR/VISV)**.5*.88803)**2)/4.56773
C      F21=F12*1.60802*VISV/VISAR
C      ARVISC=((XA*VISAR)/(XA+XV*F12))+((XV*VISV)/(XV+XA*F21))
C      AK=(24177.025*76.83333*TAMB)/1.- E+6
C      VK=1.7010E-2+7.4719E-5*TAMB
C      F34=((1.+(AK/VK)**.5*.88803)**2)/4.56773
C      F43=F34*1.60802*VK/AK
C      ARK=((XA*AK)/(XA+XV*F34))+((XV*VK)/(XV+XA*F43))

```

```

C      RETURN
C      END

```

```

C
SUBROUTINE OUTPUT(TAR1,TAR2,TAG,DTAG,ARM,CPAR,DH,A,ARVISC,ARK,AGM,
*SINVAH,N,M,SRE,SNU,Z,PINDS,XMAIS,NE,NC,SUINV,SARK,XREPI,XNUPI,NR,NR
*M,STU,DMAR,DMAG,ANG,RES,XEU,NX)

```

```

C*****C
C      ESTA SUBROTINA CALCULA O CALOR PERDIDO PELA AGUA E O RECEBIDO
C      PELO AR . VERIFICA O BALANÇO DE ENERGIA , ENCONTRA O ERRO   E
C      OS NUMEROS DE REYNOLDS , PRANDTL E NUSSELT DOS DOIS ESCGAMENTOS.
C*****C

```

```

C      DIMENSION Z(70,7),XMAIS(10,4),XREPI(15),XNUPI(15)
C      DIMENSION YNVU(11,9),YNVHAG(11,9),YNVUM(11),YNVHM(11),YNTER(11)
C      DIMENSION YREM(11),RES(14,65),XEU(65)
C      DTAR=TAR2-TAR1
C      AGK=9.539300415E-4*TAG+.5968670416
C      CPAG=.5273456259*TAG+4152.64786
C      AGVISC=1.002E-3*10.**((1.3272*(20.-TAG)-.001053*(TAG-20.))**2)/
+TAG+105.))
C      QAR=ARM*CPAR*DTAR
C      REDHAR=ARM*DH/(5.*A*ARVISC)
C      REDHAG=AGM*DH/(5.*A*AGVISC)
C      RES(8,N)=REDHAR
C      RES(10,N)=REDHAG
C      RES(12,N)=QAR
C      DT=QAR/AGM/CPAG
C      IF(DTAG.LT.0.) DT=-DT
C      X1=785.35E-3
C      X2=1214.65E-3
C      XS=X2-X1
C      CL=2.646E-5
C      XL=44.05E-3
C      AI=2.*XL*XS
C      PI=4.*ATAN(1.)
C      DPIN=3.*.0254/32.
C      B=2.*DPIN
C      S=PI*DPIN*B
C      AS=560.*S
C      TK=120.56
C      AT=PI*DPIN**2/4.
C      AP=2.*PI*DPIN**2+AT
C      ATP=560.*AP
C      IF(PINDS.EQ.1.) AE=AI+AS
C      IF(PINDS.EQ.0.) AE=AI
C      DTLOG=(DT+DTAR)/LOG((TAG-TAR1)/(TAG-DT-TAR2))
C      U=QAR/(5.*AE*DTLOG)
C      RES(13,N)=U
C      CALL INCERT(TAR1,TAR2,TAG,ARM,DH,A,ARVISC,AE,AGM,PINDS,DMAR,DMAG,C
*PAR,U,DTAG,CPAG,ANG,XS,XL,PI,DPIN,N,RES)
C      UINV=1./U
C      XNUD=1.8
C      PRAR=ARVISC*CPAR/ARK
C      PRAG=AGVISC*CPAG/AGK
C      Z(N,1)=U
C      Z(N,2)=AGK
C      Z(N,3)=PRAG
C      Z(N,4)=REDHAG
C      Z(N,5)=ARK
C      Z(N,6)=PRAR
C      Z(N,7)=REDHAR
C      IF(PINDS.EQ.1.) THEN
C      XNUAG=.014*PRAG**.39*REDHAG**.82
C      XHAG=XNUAG*AGK/DH
C      XHAGIN=1./XHAG
C      YNVU(NR,NE)=UINV
C      YNVHAG(NR,NE)=XHAGIN
C      IF(NE.EQ.1.) THEN
C      SRE=0.
C      SUINV=0.
C      SINVAH=0.
C      SARK=0.
C      IF(NK.EQ.1.) THEN
C      STU=0.
C      END IF
C      END IF

```

```

SRE=SRE+REDHAR
SUINV=SUINV+UINV
SINVH=SINVH+XHAGIN
SARK=SARK+ARK
IF(NE.EQ.NC) THEN
RE=SRE/NC
UINV=SUINV/NC
XHAGIN=SINVH/NC
YREM(NR)=RE
YNVUM(NR)=UINV
YNVHM(NR)=XHAGIN
ARK=SARK/NC
CLP=CL*AE/AI
ETAHAR=1./(UINV-CLP-AE/AI*XHAGIN)
CLPI=CLP+1/ETAHAR
YNTER(NR)=CLPI
XHAR=ETAHAR/.8
NI=0
10 CONTINUE
NI=NI+1
XM=(XHAR*PI*DPIN/(TK*AT))**.5
ALF=(XM+(XHAR/TK))/(XM-(XHAR/TK))
EX=-2.*XM*B
ETAP=(TK*AT*XM*(ALF-EXP(EX)))/(XHAR*(S+AT)*(ALF+EXP(EX)))
ETA=1.-(1.-ETAP)*ATP/AE
ETAH2=ETA*XHAR
DIF=ABS((ETAHAR-ETAH2)/ETAHAR*100.)
IF(DIF.GT..05) THEN
XHAR=ETAHAR/ETA
END IF
IF(DIF.LE..05) GO TO 30
IF(NI.EQ.20.) GO TO 20
GO TO 10
20 PRINT*,↑ ATINGIDO 20 ITERACOES ↑
30 CONTINUE
XREPI(NR)=RE
XNUPI(NR)=XHAR*DH/ARK
SUER=0.
DO 32 I=1,NC
NX=NX+1
XU2=(AE/AI)*YNVHAG(NR,I)+YNTER(NR)
UER=100.*(YNVU(NR,I)-XU2)/XU2
XEU(NX)=100.*(1./YNVU(NR,I)-1./XU2)/(1./XU2)
UER=ABS(UER)
SUER=SUER+UER
32 CONTINUE
STU=STU+SUER
UERM=SUER/NC
WRITE(6,300) RE,ETAP,ETA,XHAR,UERM
END IF
IF(NE.EQ.NC) THEN
IF(NR.EQ.NRM) THEN
ERMT=STU/M
WRITE(6,400) ERMT
SX=0.
SY=0.
SXY=0.
SX2=0.
DO 35 NA=1,NRM
SX=SX+LOG10(XREPI(NA))
SY=SY+LOG10(XNUPI(NA))
SXY=SXY+LOG10(XREPI(NA))*LOG10(XNUPI(NA))
SX2=SX2+(LOG10(XREPI(NA)))**2
35 CONTINUE
API=(NRM*SXY-SX*SY)/(NRM*SX2-SX**2)
BPI=(SY*SX2-SX*SXY)/(NRM*SX2-SX**2)
CPI=10.**BPI
WRITE(6,800) CPI,API
SERNU=0.
WRITE(6,850)
DO 37 I=1,NRM
XN=CPI*XREPI(I)**API
ERNU=100.*(XNUPI(I)-XN)/XN
WRITE(6,900) XREPI(I),XNUPI(I),XN,ERNU
ERNU=ABS(ERNU)
SERNU=SERNU+ERNU
37 CONTINUE
ERNUM=SERNU/NRM
WRITE(6,950) ERNUM
END IF
END IF

```



```

END IF
IF (PINOS.EQ.1.) GO TO 98
IF (REDHAG.LT.2000.) THEN
XMAIS(N,1)=X1/(REDHAR*PRAR*DH)
XMAIS(N,2)=X2/(REDHAR*PRAR*DH)
XMAIS(N,3)=X1/(REDHAG*PRAG*DH)
XMAIS(N,4)=X2/(REDHAG*PRAG*DH)
IF (N.EQ.M) THEN
EUMIN=1000000.
C=1.274
SEU=0.
DO 50 I=1,10
C2=10.**9.20
C=C+0.001
DO 50 J=1,15
EXX=9.85
C2=C2*10.**.01
DO 50 K=1,20
EXX=EXX+0.01
EUMED=0.
DO 40 L=1,M
XNUAR1=XNUD+1./(C*Z(L,6)**(1./6.)*XMAIS(L,1)**.5+C2*XMAIS(L,1)**EX
*X)
XNUAR2=XNUD+1./(C*Z(L,6)**(1./6.)*XMAIS(L,2)**.5+C2*XMAIS(L,2)**EX
*X)
XNUAG1=XNUD+1./(C*Z(L,3)**(1./6.)*XMAIS(L,3)**.5+C2*XMAIS(L,3)**EX
*X)
XNUAG2=XNUD+1./(C*Z(L,3)**(1./6.)*XMAIS(L,4)**.5+C2*XMAIS(L,4)**EX
*X)
XNUARS=(XMAIS(L,2)*XNUAR2-XMAIS(L,1)*XNUAR1)/(XMAIS(L,2)-XMAIS(L,1
*))
XNUAGS=(XMAIS(L,4)*XNUAG2-XMAIS(L,3)*XNUAG1)/(XMAIS(L,4)-XMAIS(L,3
*))
U2=1./(DH/(XNUARS*Z(L,5))+DH/(XNUAGS*Z(L,2))+CL)
EU=U2-Z(L,1)
EUR=100.*ABS(EU)/Z(L,1)
SEU=SEU+EU**2
EUMED=EUMED+EUR
40 CONTINUE
IF (SEU.LT.EUMIN) THEN
EUMIN=SEU
EUMEM=EUMED/M
CMIN=C
C2MIN=C2
EXXMIN=EXX
END IF
SEU=0.
50 CONTINUE
C2M=LOG10(C2MIN)
WRITE(6,330)
WRITE(6,350) CMIN,C2M,EXXMIN
WRITE(6,550) EUMEM
DO 60 L=1,M
C=CMIN
C2=C2MIN
EXX=EXXMIN
XNUAR1=XNUD+1./(C*Z(L,6)**(1./6.)*XMAIS(L,1)**.5+C2*XMAIS(L,1)**EX
*X)
XNUAR2=XNUD+1./(C*Z(L,6)**(1./6.)*XMAIS(L,2)**.5+C2*XMAIS(L,2)**EX
*X)
XNUAG1=XNUD+1./(C*Z(L,3)**(1./6.)*XMAIS(L,3)**.5+C2*XMAIS(L,3)**EX
*X)
XNUAG2=XNUD+1./(C*Z(L,3)**(1./6.)*XMAIS(L,4)**.5+C2*XMAIS(L,4)**EX
*X)
XNUARS=(XMAIS(L,2)*XNUAR2-XMAIS(L,1)*XNUAR1)/(XMAIS(L,2)-XMAIS(L,1
*))
XNUAGS=(XMAIS(L,4)*XNUAG2-XMAIS(L,3)*XNUAG1)/(XMAIS(L,4)-XMAIS(L,3
*))
U2=1./(DH/(XNUARS*Z(L,5))+DH/(XNUAGS*Z(L,2))+CL)
EU=100.*(U2-Z(L,1))/Z(L,1)
XEU(L)=EU
60 CONTINUE
END IF
END IF
IF (REDHAG.GT.2000.) THEN
IF (N.EQ.M) THEN
EUMIN=1000000.
X1=0.01
SEU=0.
DO 90 I=1,4
X2=0.37

```

```

X1=X1+0.001
DO 90 J=1,5
X3=0.78
X2=X2+0.01
DO 90 K=1,6
X3=X3+0.01
EUMED=0.
DO 85 L=1,M
U2=1./(DH/X1*(1./(Z(L,2)*Z(L,3)**X2*Z(L,4)**X3)+1./(Z(L,5)*Z(L,6)*
**X2*Z(L,7)**X3))+CL)
EU=U2-Z(L,1)
EUR=ABS(EU)/Z(L,1)
SEU=SEU+EU**2
EUMED=EUMED+EUR
85 CONTINUE
IF(SEU.LT.EUMIN) THEN
EUMIN=SEU
EUMEM=100.*EUMED/M
X1MIN=X1
X2MIN=X2
X3MIN=X3
END IF
SEU=0.
90 CONTINUE
WRITE(6,500) X1MIN,X2MIN,X3MIN
WRITE(6,550) EUMEM
DO 95 L=1,M
X1=X1MIN
X2=X2MIN
X3=X3MIN
U2=1./(DH/X1*(1./(Z(L,2)*Z(L,3)**X2*Z(L,4)**X3)+1./(Z(L,5)*Z(L,6)*
**X2*Z(L,7)**X3))+CL)
EU=100.*(U2-Z(L,1))/Z(L,1)
XEU(L)=EU
95 CONTINUE
END IF
END IF
98 CONTINUE
300 FORMAT(20X,F6.0,3X,F6.3,4X,F6.3,5X,F5.1,5X,F5.2,/)
330 FORMAT(/,48X,↑CONSTANTES DETERMINADAS↑,/)
350 FORMAT(/,40X,↑C =↑,F6.3,3X,↑C2 =↑,F6.3,3X,↑N2 =↑,F6.2,/)
400 FORMAT(/,19X,↑ERRO MEDIO ASSOCIADO AOS AJUSTES EM 1/U =↑,F5.2,/)
500 FORMAT(/,46X,↑NU =↑,F4.3,↑*PR*↑,F3.2,↑*RE*↑,F3.2,/)
550 FORMAT(/,49X,↑ERRO MEDIO =↑,F4.2,↑%↑,/)
800 FORMAT(1H1,///,30X,↑NUSSELT DO TROCADOR PINADO↑,///,30X,↑NU =↑,F5.
+4,↑*RE*↑,F5.4,/)
850 FORMAT(30X,↑REDHAR↑,5X,↑NU EXP↑,5X,↑NU CAL↑,4X,↑ERRO(%)↑,/)
900 FORMAT(30X,F6.0,5X,F6.2,5X,F6.2,5X,F5.2,/)
950 FORMAT(/,30X,↑ERRO MEDIO DO AJUSTE =↑,F4.2,↑%↑,/)
C
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE INCERT(TAR1,TAR2,TAG,ARM,DH,A,ARVISC,AE,AGM,PINOS,DMAR,
*DMAG,CPAR,UEX,DTAG,CPAG,ANG,XS,XL,PI,DPIN,N,RES)

```

ESTA SUBROTINA CALCULA AS INCERTEZAS ASSOCIADAS AO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR (U) E AOS NUMEROS DE REYNOLDS DO AR (REDHAR) E DA AGUA (REDHAG) EM RELACAO AS VARIAVEIS MEDIDAS EXPERIMENTALMENTE

```

DIMENSION RES(14,65)
DT1=.15
DT2=.15
DTA=.15
DB=.0005
DL=.0005
DS=.001
DALFA=PI/120.
ALFA=PI/ANG
DA2=(2.*XS*DL)**2+(2.*XL*DS)**2
IF(PINDS.EQ.0.) DA=DA2**.5
IF(PINDS.EQ.1.) DA=(DA2+(560.*PI*DPIN*DB)**2)**.5
REARIN=100.*((DMAR/ARM)**2+(DL/XL)**2+(DALFA*COS(ALFA)/(1.+SIN(ALF
*A)))**2)**.5
REAGIN=100.*((DMAG/AGM)**2+(DL/XL)**2+(DALFA*COS(ALFA)/(1.+SIN(ALF
*A)))**2)**.5
RES(9,N)=REARIN
RES(11,N)=REAGIN
DO 50 I=1,6
IF(I.EQ.1) ARM=ARM*1.000001
IF(I.EQ.2) AGM=AGM*1.000001
IF(I.EQ.3) TAR1=TAR1+.001
IF(I.EQ.4) TAR2=TAR2+.001
IF(I.EQ.5) TAG=TAG+.001
IF(I.EQ.6) AE=AE*1.000001

```

```

DTAR=TAR2-TAR1
AGVISC=1.002E-3*10.**((1.3272*(20.-TAG)-.001053*(TAG-20.))**2)/(
+TAG+105.))
QAR=ARM*CPAR*DTAR
REDHAR=ARM*DH/(5.*A*ARVISC)
REDHAG=AGM*DH/(5.*A*AGVISC)
DT=QAR/AGM/CPAG
IF(DTAG.LT.0.) DT=-DT
DTLOG=(DT+DTAR)/LOG((TAG-TAR1)/(TAG-DT-TAR2))
U=QAR/(5.*AE*DTLOG)

```

```

IF(1.EQ.1) THEN
ARM=ARM/1.000001
DUDM1=(U-UEX)/(ARM*0.000001)
END IF
IF(1.EQ.2) THEN
AGM=AGM/1.000001
DUDM2=(U-UEX)/(AGM*0.000001)
END IF
IF(1.EQ.3) THEN
TAR1=TAR1-0.001
DUDT1=(U-UEX)/0.001
END IF
IF(1.EQ.4) THEN
TAR2=TAR2-0.001
DUDT2=(U-UEX)/0.001
END IF
IF(1.EQ.5) THEN
TAG=TAG-0.001
DUDTA=(U-UEX)/0.001
END IF
IF(1.EQ.6) THEN
AE=AE/1.000001
DUDA=(U-UEX)/(AE*.000001)
END IF
50 CONTINUE
DU=((DUDM1*DMAR)**2+(DUDM2*DMAG)**2+(DUDT1*DT1)**2+(DUDT2*DT2)**2+

```

```
* (DUDTA*DTA)**2+(DUDA*DA)**2)**.5
UINCERT=100.*(DU/UEX)
RES(14,N)=UINCERT
```

RETURN
END

SUBROUTINE RESUMD(RES,M,XEU)

```

*****C
  ESTA SUBROTINA IMPRIME OS DADOS OBTIDOS EXPERIMENTALMENTE ,C
  SUAS INCERTEZAS E OS RESULTADOS ENCONTRADOS NESTE PROGRAMA  C
*****C

```

```
DIMENSION RES(14,65),XEU(65)
```

```
WRITE (6,100)
WRITE (6,200)
WRITE (6,250)
WRITE (6,300)
```

10-11

```
DO 50 I=1,M
```

$$Y_1 = I/17.$$

```
IF(YI.GT.I0) THEN
```

WRITE(6,100)

WRITE (6, 200)
WRITE (6, 200)

WRITE (6, 250)
WRITE (6, 250)

WR 11E 16
10-70-3

10-104
END IF

```
WRITE(6,400) I,(RES(J,I),J=1,14),XEU(I)
```

50 CONTINUE

```
100 FORMAT(1H1,/,15X,↑EXP↑,2X,↑MART↑,3X,↑DMART↑,3X,↑MAG↑,3X,↑DMAG↑,3X,↑
*TAG↑,2X,↑TAR1↑,2X,↑TAR2↑,3X,↑REAR↑,3X,↑DREAR↑,2X,↑REAG↑,3X,↑DREAG↑
*,4X,↑QT↑,7X,↑UT↑,5X,↑DU↑,3X,↑DU↑)
```

200 FORMAT(27X,↑MAR↑,10X,↑MAG↑,29X,↑REAR↑,10X,↑REAG↑,19X,↑UT↑,4X,↑UT↑)

```
250 FORMAT(103X,↑2↑,3X,↑INC↑,2X,↑ERRO↑)
```

```
300 FORMAT(19X,↑KG/S↑,5X,↑%↑,3X,↑KG/S↑,5X,↑%↑,5X,↑C↑,5X,↑C↑,5X,↑C↑,13X
      *,↑%↑,13X,↑%↑,6X,↑W↑,5X,↑W/M C↑,3X,↑%↑,4X,↑%↑,/)

```

```
400 FORMAT(15X,I2,2X,F5.4,2X,F4.1,2X,F5.3,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F
      *4.1,2X,F6.0,2X,F4.1,2X,F6.0,2X,F4.1,2X,F6.1,2X,F6.2,2X,F3.1,2X,F4.
```

*1, /)

RETURN

END

RESULTADOS

ESCOAMENTO LAMINAR

DUTO NAO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 120. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 5

CONSTANTES DETERMINADAS

C = 1.279 C2 = 10.**9.31 N2 = 10.00

ERRO MEDIO = 1.35 %

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U	DU INC	DU ERR
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M ² C	%	%
1	.0043	4.1	.027	3.3	64.5	47.8	50.5	1080.	4.3	301.	3.5	11.6	4.03	9.2	-1.3
2	.0044	4.1	.061	1.9	65.1	45.3	48.4	1114.	4.3	690.	2.4	13.9	4.05	8.1	2.3
3	.0051	4.1	.028	3.2	64.7	45.8	48.8	1284.	4.3	314.	3.5	15.2	4.64	8.5	-2.0
4	.0058	4.1	.037	2.8	64.6	44.8	47.7	1446.	4.3	408.	3.1	16.4	4.74	8.7	.4
5	.0058	4.1	.145	3.0	64.7	42.9	46.1	1453.	4.3	1616.	3.3	18.2	4.78	8.0	.7

ESCOAMENTO TURBULENTO

DUTO NAO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 120. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 19

$$NU = .013 * PR^{**}.39 * RE^{**}.82$$

ERRD MEDIO = 3.41 %

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U	DU U	DU U	DU U	ERRD ERRD
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M ² C	INC	%	%	%
1	.0284	2.1	.461	1.5	65.9	36.7	40.4	7377.	2.5	5236.	2.0	109.2	21.20	6.2	1.8		
2	.0433	1.9	.461	1.5	65.7	36.3	39.7	11263.	2.3	5223.	2.0	150.9	28.69	6.7	4.1		
3	.0532	1.9	.461	1.5	65.5	35.3	38.8	13863.	2.3	5211.	2.0	187.5	34.96	6.6	1.0		
4	.0579	1.9	1.320	4.2	64.3	35.0	38.3	15122.	2.3	14667.	4.4	192.4	36.86	6.9	5.6		
5	.0580	1.9	1.561	3.3	62.5	34.7	37.8	15150.	2.3	17993.	3.6	183.1	36.87	7.3	6.0		
6	.0665	1.9	.782	6.6	65.7	36.3	39.7	17316.	2.3	8872.	6.7	226.5	43.21	6.8	-7		
7	.0744	1.9	.461	1.5	65.6	33.8	37.4	19443.	2.3	5221.	2.0	274.1	48.40	6.3	-5.7		
8	.0745	1.9	.519	9.1	62.0	33.0	36.1	19550.	2.3	5583.	9.2	235.1	45.14	7.2	1.7		
9	.0745	1.9	.712	7.1	62.2	33.4	36.5	19529.	2.3	7675.	7.2	232.1	45.01	7.3	3.5		
10	.0743	1.9	.803	6.5	62.3	33.6	36.6	19478.	2.3	8669.	6.6	231.6	44.96	7.3	3.9		
11	.0743	1.9	1.661	3.3	62.3	33.8	36.9	19478.	2.3	17928.	3.6	234.8	46.02	7.2	3.6		
12	.0892	2.4	.461	1.5	63.9	33.2	36.5	23361.	2.7	5091.	2.0	299.5	54.80	7.0	-4.5		
13	.0882	2.4	1.234	4.5	63.5	34.7	38.1	23049.	2.8	13566.	4.7	307.5	59.90	6.8	-9.4		
14	.0897	2.4	1.277	4.3	63.5	34.3	37.3	23490.	2.7	14024.	4.5	272.4	52.07	7.6	5.7		
15	.0898	2.4	1.765	3.1	63.2	34.3	37.4	23489.	2.7	19295.	3.3	287.2	55.58	7.3	-1		
16	.0898	2.4	1.765	3.1	63.7	34.4	37.5	23488.	2.7	19435.	3.3	290.9	55.50	7.2	.1		
17	.1099	2.1	.461	1.5	63.3	33.6	36.5	28781.	2.5	5050.	2.0	324.2	61.02	7.8	.3		
18	.1096	2.1	.813	6.4	60.8	33.2	36.1	28785.	2.5	8582.	6.5	328.4	66.44	7.7	-4.9		
19	.1053	2.2	2.109	2.4	62.7	33.9	36.9	27593.	2.5	22890.	2.7	319.7	61.90	7.6	2.2		

DUTO NAO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 60. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 51

NU = .014*PR** .39*RE** .82

ERRD MEDIO = 3.25 %

EXP	MAR	DMAR	MAG	DMAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR	REAG	DREAG	Q	U	U ²	DU	DU	DU
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M	C	INC	ERRD	%
1	.1153	2.1	2.536	1.6	60.6	31.6	34.6	37647.	2.8	33208.	2.5	362.8	69.83	7.3	7.3	.8	
2	.1152	2.1	2.155	2.3	60.4	31.1	34.4	37673.	2.8	28130.	3.0	381.5	73.09	7.0	7.0	-4.1	
3	.1150	2.1	1.288	4.3	62.9	31.9	35.4	37544.	2.8	17455.	4.7	404.6	73.23	6.6	6.6	-5.6	
4	.1150	2.1	.906	5.8	61.5	31.9	35.0	37559.	2.8	12022.	6.1	367.0	69.44	7.2	7.2	-2.0	
5	.1149	2.1	.519	9.1	61.4	31.9	34.9	37557.	2.8	6880.	9.3	357.4	67.81	7.4	7.4	-2.8	
6	.0993	2.2	.510	9.2	61.8	32.3	35.5	32414.	2.9	6798.	9.4	325.1	61.83	7.1	7.1	-4.5	
7	.0993	2.2	.990	5.4	62.4	32.8	36.2	32344.	2.9	13312.	5.7	341.2	64.83	6.8	6.8	-5.9	
8	.0993	2.2	1.534	3.6	62.4	32.9	36.3	32339.	2.9	20626.	4.1	341.2	64.99	6.8	6.8	-4.8	
9	.0993	2.2	2.062	2.5	62.6	32.9	36.3	32339.	2.9	27807.	3.1	345.3	65.43	6.8	6.8	-4.7	
10	.0993	2.2	2.481	1.7	62.3	33.2	36.5	32320.	2.9	33305.	2.6	329.1	63.55	7.0	7.0	-1.5	
11	.0901	2.4	2.480	1.7	62.5	33.3	36.6	29333.	3.0	33415.	2.6	302.4	58.14	7.0	7.0	-4	
12	.0901	2.4	2.062	2.5	62.8	33.3	36.5	29325.	3.0	27871.	3.1	295.0	56.15	7.2	7.2	2.8	
13	.0901	2.4	1.556	3.5	62.7	33.2	36.4	29336.	3.0	20997.	4.0	291.3	55.45	7.2	7.2	3.5	
14	.0902	2.4	1.021	5.3	62.5	33.2	36.4	29347.	3.0	13747.	5.6	295.1	56.44	7.2	7.2	.4	
15	.0902	2.4	.519	9.1	62.3	33.0	36.2	29366.	3.0	6568.	9.3	287.7	55.23	7.3	7.3	-5	
16	.0796	2.6	2.515	1.7	62.0	32.8	36.1	25927.	3.3	33647.	2.5	266.9	51.15	7.1	7.1	2.4	
17	.0796	2.6	2.062	2.5	62.0	32.6	35.8	25946.	3.3	27569.	3.1	260.5	49.64	7.3	7.3	5.2	

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U W/M C	DU INC %	DU ERRD %
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W			
18	.0796	2.6	1.556	3.5	62.1	32.6	35.6	25941.	3.3	20836.	4.0	257.2	48.81	7.3	6.4
19	.0796	2.6	1.021	5.3	62.0	32.4	35.6	25959.	3.3	13642.	5.6	260.5	49.46	7.3	3.6
20	.0796	2.6	.519	9.1	61.6	32.2	35.3	25972.	3.3	6903.	9.3	253.9	48.37	7.4	3.2
21	.0402	1.9	.519	9.1	62.0	33.6	37.1	13074.	2.7	6943.	9.3	143.2	28.48	6.5	3.2
22	.0402	1.9	1.021	5.3	62.3	34.2	37.7	13046.	2.7	13710.	5.6	143.1	28.73	6.5	4.0
23	.0402	1.9	1.608	3.4	62.3	33.9	37.5	13059.	2.7	21589.	3.9	148.1	29.51	6.3	2.0
24	.0402	1.9	2.072	2.5	62.4	34.3	38.0	13037.	2.7	27860.	3.1	149.6	30.19	6.3	-0.1
25	.0402	1.9	2.529	1.6	62.1	34.5	38.0	13027.	2.7	33871.	2.5	144.6	29.60	6.5	2.1
26	.0498	1.9	2.529	1.6	61.9	34.2	37.5	16185.	2.7	33770.	2.5	167.2	33.91	6.9	6.1
27	.0499	1.9	2.062	2.5	62.0	34.1	37.4	16191.	2.7	27559.	3.1	167.3	33.81	6.9	6.2
28	.0499	1.9	1.556	3.5	62.3	33.9	37.4	16198.	2.7	20879.	4.0	177.5	35.30	6.5	1.3
29	.0499	1.9	1.011	5.3	62.8	33.9	37.5	16192.	2.7	13663.	5.7	181.5	35.50	6.4	-0.1
30	.0499	1.9	.519	9.1	62.3	33.6	37.0	16217.	2.7	6970.	9.3	173.5	34.12	6.7	2.0
31	.0577	1.9	.519	9.1	62.3	33.6	37.1	18765.	2.7	6977.	9.3	207.8	40.82	6.5	-4.4
32	.0580	1.9	1.556	3.5	62.2	32.8	36.3	18871.	2.7	20865.	4.0	206.2	39.53	6.5	2.0
33	.0580	1.9	2.062	2.5	62.3	32.9	36.5	18861.	2.7	27679.	3.1	208.6	40.05	6.4	1.1
34	.0580	1.9	2.515	1.7	62.1	32.8	36.2	18869.	2.7	33658.	2.5	201.4	38.71	6.6	4.9

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U	DU INC	DU ERRD
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M C	%	%
35	.0720	1.9	2.515	1.7	62.1	32.5	35.8	23452.	2.7	33680.	2.5	238.4	45.13	6.9	7.1
36	.0719	1.9	1.630	3.4	62.3	32.7	36.0	23430.	2.7	21872.	3.9	241.2	45.71	6.9	4.9
37	.0719	1.9	1.021	5.3	62.4	32.6	36.1	23429.	2.7	13724.	5.6	250.0	47.29	6.6	.2
38	.0719	1.9	.510	9.2	62.1	32.4	35.7	23445.	2.7	6830.	9.4	244.1	46.17	6.8	-.1
39	.0185	2.1	2.062	2.5	62.5	37.4	41.0	5958.	2.8	27752.	3.1	67.0	15.27	6.5	5.5
40	.0185	2.1	1.556	3.5	62.5	37.5	41.0	5957.	2.8	20934.	4.0	66.3	15.11	6.6	6.4
41	.0185	2.1	1.032	5.2	62.0	37.9	41.3	5947.	2.8	13793.	5.6	65.3	15.45	6.7	3.7
42	.0185	2.1	.519	9.1	61.8	37.5	41.0	5960.	2.8	6924.	9.3	65.5	15.39	6.6	3.3
43	.0248	2.0	.519	9.1	61.8	36.3	39.9	7977.	2.8	6920.	9.3	89.0	19.93	6.5	.4
44	.0247	2.0	1.021	5.3	63.0	36.9	40.6	7945.	2.8	13647.	5.6	93.5	20.47	6.2	-1.3
45	.0247	2.0	1.555	3.5	63.1	37.2	41.1	7940.	2.8	21135.	4.0	98.3	21.74	6.0	-6.6
46	.0247	2.0	2.062	2.5	62.4	37.3	40.9	7941.	2.8	27743.	3.1	91.4	20.73	6.4	-1.9
47	.0247	2.0	2.473	1.7	62.1	37.1	40.8	7948.	2.8	33110.	2.6	93.5	21.42	6.2	-4.9
48	.0310	2.0	2.473	1.7	62.0	36.5	40.1	10008.	2.8	33088.	2.6	112.9	25.22	6.4	-2.7
49	.0310	2.0	1.966	2.7	62.2	36.3	39.8	10010.	2.8	26344.	3.3	111.6	24.50	6.5	-.1
50	.0311	2.0	1.342	4.1	62.2	36.4	39.7	10019.	2.8	17979.	4.5	105.4	23.19	6.8	5.2
51	.0310	2.0	.712	7.1	61.1	35.7	38.9	10035.	2.8	9402.	7.4	101.6	22.61	7.1	6.7

DUTO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 60. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 65

REDHAR	EF.PIN	EF.REG	H AR W/M ² C	ERRO MED %
5713.	.994	.998	44.9	.66
7790.	.992	.997	60.7	.68
9845.	.991	.996	69.8	1.13
12828.	.988	.995	89.9	1.45
15799.	.986	.994	110.7	1.86
18363.	.984	.994	122.8	2.74
23071.	.980	.992	150.1	2.92
25515.	.979	.992	164.1	3.16
28401.	.977	.991	178.9	4.03
31348.	.975	.990	197.5	3.59
32596.	.974	.990	204.9	4.10

ERRO MEDIO ASSOCIADO AOS AJUSTES EM 1/U = 2.26

NUSSELT DO TROCADOR PINADO

$$NU = .0216 \cdot RE^{.8} \cdot \mu^{.14}$$

REDHAR	NU EXP	NU CAL	ERRO(%)
5713.	41.39	41.60	-.48
7790.	56.24	54.55	3.09
9845.	65.06	66.94	-2.81
12828.	83.94	84.36	-.50
15799.	102.86	101.21	1.63
18363.	114.33	115.43	-.95
23071.	140.28	140.92	-.45
25515.	153.65	153.88	-.15
28401.	167.95	168.99	-.61
31348.	185.28	184.22	.57
32596.	192.13	190.62	.79

ERRO MEDIO DO AJUSTE = 1.10 %

EXP	MAR	DMAR	MAR	DMAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR	REAG	DREAG	Q	U	DU	DU	DU
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M	U	INC	ERRD
1	.0181	2.1	2.327	2.0	64.0	40.5	52.1	5717.	2.8	32042.	2.7	213.4	43.29	4.8	4.8	-0.7
2	.0180	2.1	1.966	2.7	64.2	40.5	52.2	5711.	2.8	27125.	3.3	214.8	43.40	4.8	4.8	-0.1
3	.0180	2.1	1.555	3.5	64.2	40.7	52.2	5710.	2.8	21477.	4.0	212.6	43.07	4.8	4.8	-0.3
4	.0180	2.1	1.213	4.5	64.0	40.6	52.0	5713.	2.8	16697.	4.9	210.2	42.73	4.8	4.8	-0.3
5	.0180	2.1	.895	5.9	63.9	40.6	51.8	5711.	2.8	12299.	6.2	206.9	42.10	4.9	4.9	-0.6
6	.0180	2.1	.519	9.1	63.5	40.3	51.5	5716.	2.8	7098.	9.3	205.8	41.93	4.9	4.9	2.0
7	.0245	2.0	.519	9.1	63.0	38.1	49.8	7806.	2.8	7049.	9.3	292.7	54.97	4.8	4.8	1.8
8	.0245	2.0	.813	6.4	63.3	38.6	50.3	7795.	2.8	11084.	6.7	291.9	55.49	4.8	4.8	-0.6
9	.0245	2.0	1.095	5.0	63.3	38.6	50.4	7795.	2.8	14917.	5.3	295.8	56.67	4.8	4.8	-0.1
10	.0245	2.0	1.555	3.5	63.2	38.9	50.6	7782.	2.8	21149.	4.0	292.9	57.20	4.8	4.8	-0.7
11	.0245	2.0	1.966	2.7	62.9	39.0	50.6	7786.	2.8	26615.	3.3	289.1	57.52	4.8	4.8	-1.0
12	.0245	2.0	2.327	2.0	62.8	39.1	50.7	7783.	2.8	31501.	2.7	290.9	58.38	4.8	4.8	.0
13	.0245	2.0	2.609	1.5	62.8	39.1	50.7	7783.	2.8	35270.	2.4	291.9	58.83	4.8	4.8	.5
14	.0309	2.0	.916	5.8	62.0	35.4	47.2	9883.	2.8	12257.	6.1	371.5	63.85	4.7	4.7	.0
15	.0309	2.0	.519	9.1	62.2	35.4	47.1	9879.	2.8	6966.	9.3	365.1	62.19	4.7	4.7	1.9
16	.0308	2.0	1.106	4.9	62.3	35.8	47.6	9860.	2.8	14850.	5.3	371.7	64.40	4.7	4.7	-0.3
17	.0308	2.0	1.406	3.9	62.0	36.0	47.7	9859.	2.8	18786.	4.4	369.5	65.66	4.7	4.7	.4

EXP	MAR	OMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U W/M C	DU INC	DU U ERRD
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W		%	%
18	.0308	2.0	1.724	3.2	61.9	36.4	47.9	9852.	2.8	23020.	3.7	361.8	65.23	4.8	-1.2
19	.0308	2.0	2.062	2.5	62.0	36.6	48.0	9846.	2.8	27569.	3.1	360.1	65.26	4.8	-1.8
20	.0308	2.0	2.327	2.0	63.4	37.5	49.2	9817.	2.8	31750.	2.7	368.3	65.52	4.7	-1.8
21	.0308	2.0	2.327	2.0	63.5	37.5	49.5	9809.	2.8	31781.	2.7	375.5	67.35	4.7	.9
22	.0308	2.0	2.626	1.4	63.5	37.6	49.7	9804.	2.8	35864.	2.4	377.8	68.23	4.7	1.9
23	.0401	1.9	.519	9.1	62.3	35.3	46.7	12852.	2.7	6970.	9.3	466.7	78.50	4.7	3.6
24	.0401	1.9	1.021	5.3	62.5	35.6	47.4	12839.	2.7	13747.	5.6	473.9	80.82	4.7	-2
25	.0401	1.9	1.608	3.4	62.8	35.8	47.7	12831.	2.7	21747.	3.9	485.7	82.39	4.7	-1.2
26	.0400	1.9	2.081	2.4	62.6	36.1	47.9	12815.	2.7	28070.	3.1	480.3	83.13	4.7	-1.5
27	.0400	1.9	2.573	1.5	62.7	36.3	48.2	12804.	2.7	34772.	2.4	484.8	84.39	4.7	-9
28	.0495	1.9	.519	9.1	64.1	38.0	48.8	15807.	2.7	7153.	9.3	546.7	94.40	4.7	4.6
29	.0494	1.9	1.032	5.2	64.1	38.2	49.2	15781.	2.7	14212.	5.6	557.9	97.67	4.7	.0
30	.0495	1.9	1.555	3.5	64.0	38.2	49.3	15787.	2.7	21400.	4.0	560.2	98.72	4.7	-2.1
31	.0496	1.9	2.062	2.5	63.4	37.9	49.1	15821.	2.7	28138.	3.1	567.4	101.84	4.7	-6
32	.0495	1.9	2.528	1.6	63.3	38.3	49.3	15796.	2.7	34469.	2.5	556.5	101.29	4.7	-2.1
33	.0574	1.9	2.548	1.6	63.2	37.7	48.4	18353.	2.7	34646.	2.5	630.0	111.47	4.7	-2.3
34	.0575	1.9	2.243	2.1	62.8	37.5	48.0	18378.	2.7	30342.	2.9	621.5	110.16	4.8	-2.8

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U	DU INC	DU ERRD
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M C	%	%
35	.0574	1.9	1.816	3.0	63.2	37.5	48.2	18365.	2.7	24716.	3.5	630.4	110.07	4.7	-1.6
36	.0575	1.9	1.342	4.1	63.7	37.9	48.5	18353.	2.7	18374.	4.5	618.4	107.46	4.8	-1.9
37	.0574	1.9	.916	5.8	63.9	37.7	48.4	18358.	2.7	12588.	6.1	627.9	107.44	4.7	1.6
38	.0575	1.9	.519	9.1	63.9	37.6	48.1	18373.	2.7	7132.	9.3	616.6	104.56	4.8	6.5
39	.0721	1.9	.519	9.1	62.0	35.4	45.4	23173.	2.7	6945.	9.3	733.0	120.56	4.8	5.3
40	.0720	1.9	.519	9.1	62.8	35.7	45.8	23131.	2.7	7028.	9.3	743.5	119.93	4.8	4.6
41	.0720	1.9	.895	5.9	62.9	36.0	46.4	23121.	2.7	12131.	6.2	763.7	124.68	4.8	-1.1
42	.0720	1.9	1.234	4.5	63.2	36.2	46.7	23094.	2.7	16783.	4.8	774.6	126.51	4.7	-2.4
43	.0720	1.9	1.555	3.5	63.7	36.7	47.5	23047.	2.7	21316.	4.0	793.7	130.35	4.7	-1.6
44	.0717	1.9	2.136	2.3	63.5	37.3	47.9	22971.	2.7	29211.	3.0	779.6	131.89	4.7	-2.8
45	.0718	1.9	2.548	1.6	63.4	37.4	47.9	22963.	2.7	34782.	2.5	773.5	132.04	4.7	-3.8
46	.0794	2.6	2.574	1.5	61.9	35.7	46.2	25511.	3.3	34360.	2.4	845.8	142.97	5.1	-3.9
47	.0795	2.6	2.062	2.5	62.0	35.4	46.0	25544.	3.3	27578.	3.1	862.9	143.69	5.1	-1.9
48	.0792	2.6	1.545	3.6	62.3	36.0	46.3	25462.	3.3	20757.	4.0	834.5	139.45	5.1	-2.5
49	.0794	2.6	1.021	5.3	62.6	35.5	46.0	25511.	3.3	13770.	5.6	845.7	137.40	5.1	.6
50	.0795	2.6	.519	9.1	62.6	35.4	45.5	25548.	3.3	7005.	9.3	817.8	131.35	5.1	7.1
51	.0885	2.4	.501	9.4	61.6	33.9	43.8	28533.	3.1	6652.	9.6	898.5	140.80	5.0	8.8

EXP	MAR	DMAR MAR	MAG	DMAG MAG	TAG	TAR1	TAR2	REAR	DREAR REAR	REAG	DREAG REAG	Q	U	DU INC	DU ERRO
	KG/S	%	KG/S	%	C	C	C		%		%	W	W/M ² C	%	%
52	.0883	2.4	1.021	5.3	61.4	34.6	44.7	28435.	3.1	13538.	5.6	910.0	148.18	5.0	1.1
53	.0882	2.4	1.661	3.3	61.3	35.1	45.1	28379.	3.1	21985.	3.8	897.6	149.56	5.0	-3.6
54	.0882	2.4	2.062	2.5	61.4	35.4	45.4	28357.	3.1	27313.	3.1	900.6	152.15	5.0	-3.8
55	.0881	2.4	2.515	1.7	61.4	35.6	45.7	28299.	3.1	33323.	2.5	909.5	155.48	5.0	-3.2
56	.0976	2.3	2.516	1.7	60.8	35.1	45.0	31378.	2.9	33045.	2.5	984.6	167.94	5.0	-4.2
57	.0975	2.3	2.062	2.5	61.5	35.5	45.5	31314.	2.9	27367.	3.1	990.6	166.75	5.0	-3.4
58	.0975	2.3	1.556	3.5	61.6	35.5	45.4	31327.	2.9	20672.	4.0	983.1	164.54	5.0	-1.9
59	.0976	2.3	1.021	5.3	61.6	35.2	45.0	31381.	2.9	13574.	5.6	968.8	159.73	5.0	.5
60	.0973	2.3	.519	9.1	61.3	35.2	44.4	31338.	2.9	6869.	9.3	912.1	151.37	5.1	8.1
61	.1013	2.2	2.467	1.7	60.3	35.4	45.0	32590.	2.9	32152.	2.6	989.7	174.60	5.0	-3.4
62	.1015	2.2	2.109	2.4	61.9	35.6	45.6	32593.	2.9	28138.	3.0	1027.0	170.96	4.9	-4.3
63	.1014	2.2	1.556	3.5	62.0	35.8	45.6	32566.	2.9	20796.	4.0	1009.7	167.70	5.0	-3.1
64	.1014	2.2	1.021	5.3	61.8	35.5	45.2	32605.	2.9	13620.	5.6	998.4	164.69	5.0	.6
65	.1014	2.2	.519	9.1	61.9	35.4	44.7	32627.	2.9	6931.	9.3	966.1	157.34	5.0	9.4

```
PROGRAM PERDINC(INPUT,OUTPUT,TAPE5=INPUT,TAPE6=OUTPUT)
```

```
*****
```

```
ESTE PROGRAMA RELACIONA O FATOR DE FRICCAO COM O NUMERO
DE REYNOLDS BASEADO NAS PROPRIEDADES DO AR UMIDO
TAMB=C , PBAR=MM HG , PHAN=MMCA , DPDX=MMCA/MM
FI=% , DP=MMCA (CASO DP EM MMHG, SOMAR 1000.) , BETA
NC=NUMERO DE CORRIDAS, ANG=ANGULO DA SECAO
PINOS 1 OU 0 CONFORME SECAO FINADA OU NAO
NO CASO DO TROCADOR PINADO RELACIONA-SE AINDA O COEFICI-
ENTE DE PERDA LOCALIZADA (KP) TAMBEM COM O NUMERO DE
REYNOLDS . SAO DETERMINADAS AO FINAL DO PROGRAMA AS IN-
CERTEZAS ASSOCIADAS AOS PRINCIPAIS PARAMETROS ENVOLVIDOS
NO PROBLEMA
```

```
*****
```

```
DIMENSION RE(17),F1(17,2),RANGO(4),XT(15),PM(15,1),DPI(15)
DIMENSION CKP(17,2),REAR(17),RES(9,17)
CHARACTER ITITLO*19,IXL*13,IYL*15,ICHAR*10
CHARACTER ITITLE*19,IXM*13,IYM*15
CHARACTER ITITLI*23,IXN*13,IYN*15
DATA ITITLO/↑LOG RE X FAT. FRIC.↑/
DATA ITITLE/↑PRESSAO X POSICAO↑/
DATA ITITLI/↑COEF.DE PERDA DO PINO↑/
DATA IYN/↑COEFICIENTE KP↑/
DATA IYL/↑FAT. DE FRIC. F↑/
DATA IYM/↑PRESSAO MANOM.↑/
DATA IXL/↑LOG. REYNOLDS↑/
DATA IXM/↑POSICAO X↑/
DATA IXN/↑REYNOLDS↑/
DATA RANGO/4*0.0/
READ(5,40) NC,ANG,PINOS,IREF
IF(PINOS.EQ.0.) THEN
WRITE(6,50)
END IF
IF(PINOS.EQ.1.) THEN
WRITE(6,60)
END IF
WRITE(6,70) ANG
WRITE(6,80) NC
ANG=360./ANG
IY=NC
IZ=15
NPD=NC
NPE=15
MX=1
NX=2
INC=1
NTITLO=19
NTITLI=23
NYL=15
NXL=13
IOPT=1
ICHAR=↑OXO↑
DO 30 I=1,NC
CALL INPUT1(XT,PM,IREF)
CALL USPLO(XT,PM,IZ,NPE,MX,INC,ITITLE,NTITLO,IXM,NXL,IYM,NYL,RANGO
*,ICHAR,IOPT,IER)
CALL INPUT2(TAMB,PBAR,PHAN,DP,FI,BETA,P,DH,A,ROMERC,ROAG,ANG,PI,XL
*,DMAR)
CALL PROPAR(TAMB,P,FI,ROAR,ARVISC,ARK,CPAR)
CALL VAZAR(BETA,P,DP,ROAR,ARVISC,ARM,DMAR,I,RES)
CALL OUTPUT(PM,XT,ROAG,DH,A,ROAR,ARM,ARVISC,F,REDHAR,PINOS,CK,I,RE
*S,DMAR,PI,XL,ANG)
RE(I)=LOG10(REDHAR)
REAR(I)=REDHAR
F1(I,1)=LOG10(F)
```

```

      IF(PINDS.EQ.1.) THEN
      CKP(I,1)=CK
      END IF
30  CONTINUE
      CALL PINDSO(NC,RE,F1,RES)
      CALL USPLO(RE,F1,IY,NPD,NX,INC,ITITLO,NTITLO,IXL,NXL,IYL,NYL,RANGO
      *,ICHAR,IOPT,IER)
      IF(PINDS.EQ.1.) THEN
      CALL PINDS2(NC,REAR,CKP,CEXP)
      CALL PINDS1(NC,REAR,CKP,CEXP)
      CALL USPLO(REAR,CKP,IY,NPD,NX,INC,ITITLI,NTITLI,IXN,NXL,IYN,NYL,RA
      *NGO,ICHAR,IOPT,IER)
      END IF
      CALL RESUMO(RES,NC,PINDS)
40  FORMAT(I2,F5.0,F3.0,I2)
50  FORMAT(1H1,//////,54X,↑DUTO NAO PINADO↑,/)
60  FORMAT(1H1,//////,56X,↑DUTO PINADO↑,/)
70  FORMAT(/,42X,↑ANGULO DO VERTICE DA SECAO = ↑,F4.0,↑ GRAUS↑,/)
80  FORMAT(/,50X,↑NUMERO DE CORRIDAS = ↑,I2,/)
      STOP
      END

```

SUBROUTINE INPUT1(XT,PM,IREF)

```

      ESTE SUBROTINA LE AS DIFERENCAS DE PRESSAO OBTIDAS EXPE-
      RIMENTALMENTE ENTRE AS TOMADAS DA SECAO (DP) , O FATOR DE
      MULTIPLICACAO DO MANOMETRO ELETRONICO (XX) E A PRESSAO
      MANOMETRICA DA TOMADA DE REFERENCIA E CALCULA A DISTRIBUI-
      CAO DE PRESSAO AO LONGO DA SECAO EM MMCA .

```

```

      DIMENSION XT(15),PM(15,1),DPI(15)
      READ(5,20) (DPI(I),I=1,15),XX,PREF
      XT(1)=120.
      XT(2)=180.
      XT(3)=240.
      XT(4)=360.
      XT(5)=480.
      XT(6)=600.
      XT(7)=720.
      XT(8)=1000.
      XT(9)=1335.
      XT(10)=1395.
      XT(11)=1455.
      XT(12)=1575.
      XT(13)=1695.
      XT(14)=1815.
      XT(15)=1935.
      DPREF=DPI(IREF)
      WRITE(6,30)
      WRITE(6,40)
      DO 10 I=1,15
      PM(I,1)=(DPI(I)-DPREF)*13.6/XX-PREF
      PRINT*,↑PRESSAO = ↑,PM(I,1),↑ MMCA↑
      WRITE(6,50)XT(I),PM(I,1)
10  CONTINUE
20  FORMAT(15(F6.3),F4.0,F4.0)
30  FORMAT(1H1,/,30X,↑ X ↑,5X,↑PRESSAO↑)
40  FORMAT(30X,↑ MM ↑,5X,↑MM.C.A.↑,/)
50  FORMAT(30X,F5.0,5X,F7.2,/)

```

```

      RETURN
      END

```

```

SUBROUTINE INPUT2(TAMB,PBAR,PMAN,DP,FI,BETA,P,DH,A,ROMERC,ROAG,ANG
+,PI,XL,DMAR)

```

```

*****
ESTA SUBROTINA LE OS DEMAIS DADOS EXPERIMENTAIS E CONVER-
TE PARA AS UNIDADES DO SISTEMA INTERNACIONAL .
*****

```

```

READ(5,1) DP,PMAN,TAMB,FI,PBAR,BETA
ROAG=1003.61-.2704*TAMB
ROMERC=(13.5953-2.44952E-3*TAMB)*1000.
PBAR=PBAR/1000.
PMAN=PMAN/1000.
IF(DP.LT.1000.) DMAR=DP
IF(DP.GT.1000.) DMAR=DP-1000.
IF(DP.GT.1000.) DP=(DP-1000.)*ROMERC/ROAG
DP=(DP/1000.)*ROAG*9.80665
P=(PBAR*ROMERC-PMAN*ROAG)*9.80665
PI=4.*ATAN(1.)
ALFA=PI/ANG
XL=44.05E-3
DH=2.*XL*SIN(ALFA)*COS(ALFA)/(1.+SIN(ALFA))
A=XL*2*SIN(ALFA)*COS(ALFA)
1 FORMAT(6(F9.3))
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE PROPAR(TAMB,P,FI,ROAR,ARVISC,ARK,CPAR)

```

```

*****
ESTA SUBROTINA CALCULA AS PROPRIEDADES DO AR UMIDO
ENTRAR COM

```

```

TAMB=C , FI=Z , P=N/M2
ROAR = MASSA ESPECIFICA EM KG/M3
ARVISC = VISCOSIDADE EM KG/M.S
ARK = CONDUTIVIDADE EM W/M.K
CPAR = CALOR ESPECIFICO EM J/KG.K

```

```

*****
X=TAMB+273.16
PG=10.**((33.59051-8.2*LOG10(X)+.0024804*X-3142.31/X))
RAR=287.14
RVAP=461.76
PVAP=FI*PG/100.
TAMK=TAMB+273.15
PAR=P-PVAP
ROAR=PAR/RAR/TAMK+PVAP/RVAP/TAMK
W=.62168*PVAP/PAR
CA=1004.9929+.0497*TAMB
CW=1856.12+.29*TAMB
CPAR=CA/(W+1)+W*CW/(W+1)
XA=PAR/P
XV=PVAP/P
VISAR=9.960641 E-7+(6.902521 E-8)*TAMK-(3.603079 E-11)*TAMK**2
VISV=7.7885E-6+4.3092E-8*TAMB
F12=((1.+(VISAR/VISV)**.5*.88803)**2)/4.56773
F21=F12*1.60802*VISV/VISAR
ARVISC=((XA*VISAR)/(XA+XV*F12))+((XV*VISV)/(XV+XA*F21))
AK=(24177.025+76.83333*TAMB)/1. E+6
VK=1.7610E-2+7.4719E-5*TAMB
F34=((1.+(AK/VK)**.5*.88803)**2)/4.56773
F43=F34*1.60802*VK/AK
ARK=((XA*AK)/(XA+XV*F34))+((XV*VK)/(XV+XA*F43))

RETURN
END

```

SUBROUTINE VAZAR(BETA,P,DP,ROAR,ARVISC,ARM,DMAR,N,RES)

 ESTA SUBROTINA CALCULA A VAZAO TOTAL DE AR (ARM)
 EM KG/S QUE PASSA ATRAVES DOS CINCO CANAIS DA SECAD
 BETA INDICA QUAL DOS MEDIDORES ESTA SENDO UTILIZADO
 BETA = .20 OU .45 ORIFICIOS
 BETA = .50 VENTURI
 ENTRAR COM P EM N/M², REAR EM KG/M³ E ARVISC EM KG/M.S
 DP EM N/M²

DIMENSION RES(9,17)
 D=.0508
 Y1=1.
 RE=100000.
 IF(BETA.NE..5) GO TO 50
 40 XC=.1156*LOG10(RE)+.4017
 XK=XC/(SQRT(1.-BETA**4))
 GO TO 120
 50 D=D/.0254
 XK0=(.6014-.01352/D**25)+(.376+.07257/D**25)*(.00025/(D**2*BETA
 +**2+.0025*D)+BETA**4+1.5*BETA**16)
 B=(.0002+.0011/D)+(.0038+.0004/D)*(BETA**2+(16.5+5*D)*BETA**16)
 D=D*.0254
 100 IF(BETA.EQ..5) GO TO 40
 ALAMB=1000./SQRT(BETA*RE)
 XK=XK0+ALAMB*B
 120 ARM=Y1*XK*ATAN(1.)*(BETA*D)**2*SQRT(2.*ROAR*DP)
 R1=RE
 IF(BETA.EQ..5) GO TO 150
 RE=ARM/(ARVISC*BETA*D*ATAN(1.))
 GO TO 200
 150 RE=ARM/(ARVISC*D*ATAN(1.))
 200 DRE=ABS(RE-R1)
 IF(DRE.GT.1.) GO TO 100
 DCD=.01
 DH=3.
 DDT=.2
 DMAR=100.*(DCD**2+(DH/(2.*DMAR))**2+(DDT/(25.4*BETA))**2)**.5
 RES(1,N)=ARM
 RES(2,N)=DMAR
 DMAR=DMAR*ARM/100.
 RETURN
 END

```

C
SUBROUTINE OUTPUT(PM,XT,ROAG,DH,A,ROAR,ARM,ARVISC,F,REDHAR,PINDS,C
*KP,N,RES,DMAR,PI,XL,ANG)

```

```

C *****
C          ESTA SUBROTINA CALCULA O NUMERO DE REYNOLDS E O FATOR DE
C          ATRITO COM SUAS INCERTEZAS .
C *****

```

```

C
      DIMENSION XT(15),PM(15,1),RES(9,17)
      REDHAR=ARM*DH/(5.*A*ARVISC)
      RES(3,N)=REDHAR
      DL=.0005
      ALFA=PI/ANG
      DALFA=PI/120.
      REARIN=100.*((DMAR/ARM)**2+(DL/XL)**2+(DALFA*COS(ALFA)/(1.+SIN(ALF
      *A)))**2)**.5
      RES(4,N)=REARIN
      SX=0.
      SY=0.
      SXY=0.
      SX2=0.
      IF(PINDS.EQ.0.) THEN
        DO 2 K=1,8
          L=K+3
          SX=SX+XT(L)
          SY=SY+PM(L,1)
          SXY=SXY+XT(L)*PM(L,1)
          SX2=SX2+XT(L)**2
2        CONTINUE
          A1=(8.*SXY-SX*SY)/(8.*SX2-SX**2)
          B1=(SY*SX2-SX*SXY)/(8.*SX2-SX**2)
          DDPDX=0.
          DO 3 K=1,8
            L=K+3
            PX=(A1*XT(L)+B1-PM(L,1))/PM(L,1)
            DDPDX=DDPDX+ABS(PX)
3          CONTINUE
            DDPDX=DDPDX/8.
            RES(6,N)=DDPDX
            END IF
            IF(PINDS.EQ.1.) THEN
              DO 5 K=1,3
                L=K+3
                SX=SX+XT(L)
                SY=SY+PM(L,1)
                SXY=SXY+XT(L)*PM(L,1)
                SX2=SX2+XT(L)**2
5              CONTINUE
                A1=(3.*SXY-SX*SY)/(3.*SX2-SX**2)
                B1=(SY*SX2-SX*SXY)/(3.*SX2-SX**2)
                DPP=(A1*XT(12)+B1-PM(12,1))*(9.80665*ROAG)/1000.
                CKP=DPP*(50.*ROAR*A**2)/(70.*ARM**2)
                DDPDX=0.
                DO 6 K=1,3
                  L=K+3
                  PX=(A1*XT(L)+B1-PM(L,1))/PM(L,1)
                  DDPDX=DDPDX+ABS(PX)
6                CONTINUE
                  DDPDX=DDPDX/3.
                  RES(6,N)=DDPDX
                  END IF
                  DPDX=(-A1)*(9.80665*ROAG)
                  RES(5,N)=DPDX
                  F=50.*DPDX*DH*ROAR*A**2/(ARM**2)
                  RES(7,N)=F
                  BETA=2.*ALFA
                  DFPP=(RES(6,N))**2+(2.*RES(2,N))**2+(5.*DL/XL)**2+(((6./TAN(BETA))
                  *-COS(ALFA)/(1.+SIN(ALFA))*DALFA)**2)
                  DFPP=DFPP**.5
                  RES(8,N)=DFPP
                  RETURN
                  END

```

```
SUBROUTINE PINOSQ(NC,RE,F1,RES)
```

```
*****
ESTA SUBROTINA DETERMINA A RELACAO ENTRE O FATOR DE FRICCAO
(F) E O NUMERO DE REYNOLDS (RE) BEM COMO O ESPALHAMENTO EN-
TRE ESTA RELACAO E OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.
*****
```

```

DIMENSION RE(17),F1(17,2),RES(9,17)
SXY=0.
SX=0.
SY=0.
SXX=0.
DO 50 I=1,NC
  SXY=SXY+F1(I,1)*RE(I)
  SX=SX+RE(I)
  SY=SY+F1(I,1)
  SXX=SXX+RE(I)**2
50 CONTINUE
A=(NC*SXY-(SX*SY))/(NC*SXX-(SX**2))
B=(SY*SXX-SX*SY)/(NC*SXX-(SX**2))
AA=A*(-1.)
BB=10.**B
WRITE(6,120) BB,AA
WRITE(6,150)
SERR=0.
DO 100 I=1,NC
  F1(I,2)=A*RE(I)+B
  ERRO=100.*((F1(I,1)-F1(I,2))/F1(I,2))
  R=10.**RE(I)
  F2=10.**F1(I,1)
  F3=BB*R**A
  ERR=100.*(F2-F3)/F3
  RES(9,I)=ERR
  WRITE(6,300) I,R,F2,F3,ERR
  ERR=ABS(ERR)
  SERR=SERR+ERR
100 CONTINUE
ERM=SERR/NC
WRITE(6,400) ERM
120 FORMAT(1H1,////,35X,↑F = ↑,F5.3,↑*REDHAR**↑,F5.4)
150 FORMAT(////,26X,↑↑,5X,↑REDHAR↑,6X,↑FEXP↑,5X,↑FCALC↑,4X,↑ERRO(%)↑,
  *)
300 FORMAT(/,25X,12,5X,F6.0,5X,F5.4,5X,F5.4,5X,F5.2)
400 FORMAT(/,32X,↑ERRO MEDIO DO AJUSTE = ↑,F4.2,↑ %↑,/)
RETURN
END
```


SUBROUTINE PINOS2(N,R,P,CEXP)

ESTA SUBROTINA DETERMINA O EXPDENTE DO NUMERO DE REYNOLDS
QUE MINIMIZA A FUNCAO DO TIPO $KP = A \cdot RE^{**C} + B$ QUE SERA
UTILIZADO NA SUBROTINA PINOS1 QUE DETERMINA AS CONSTANTES
A E B DA MESMA FUNCAO

```

DIMENSION R(17),P(17,2)
C=-1.12999
FUMIN=1000.
DO 50 I=1,11
C=C-0.00001
A=0.
B=0.
Q=0.
D=0.
E=0.
F=0.
G=0.
DO 20 J=1,N
A=A+((R(J)**C)**2)
B=B+P(J,1)
Q=Q+(R(J)**C)*ALOG(R(J))
D=D+P(J,1)*R(J)**C*ALOG(R(J))
E=E+R(J)**C
F=F+P(J,1)*R(J)**C
G=G+((R(J)**C)**2)*ALOG(R(J))
20 CONTINUE
FU=-A*B*Q+N*A*D+B*E*G-(E**2)*D-N*F*G+Q*E*F
FUABS=ABS(FU)
IF(FUABS.LT.FUMIN) THEN
FUMIN=FUABS
CEXP=C
END IF
50 CONTINUE
RETURN
END

```


RESULTADOS

DUTO NAO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 120. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 17

$$F = 1.489 * REDHAR^{*-}.4335$$

=	REDHAR	FEXP	FCALC	ERRD(%)
1	8641.	.0302	.0293	3.22
2	8010.	.0308	.0302	1.79
3	7381.	.0314	.0313	.25
4	6766.	.0320	.0325	-1.58
5	6006.	.0333	.0343	-2.84
6	4973.	.0358	.0372	-3.85
7	19063.	.0210	.0208	1.10
8	17576.	.0219	.0215	2.04
9	15499.	.0233	.0227	2.50
10	13827.	.0243	.0239	1.98
11	11851.	.0259	.0255	1.53
12	9968.	.0278	.0275	1.01
13	8521.	.0295	.0294	.05
14	30263.	.0161	.0170	-4.99
15	27649.	.0173	.0177	-2.35
16	24012.	.0187	.0188	-.43
17	20887.	.0202	.0200	1.03

ERRD MEDIO DO AJUSTE = 1.91 %

EXP	MAR	DMAR MAR	REAR	DREAR REAR	DP DX	DDP DP	F	INC DF F	ERRO DF F
	KG/S	%		%	PA/M	%		%	%
1	.0320	2.0	8641.	2.4	35.8	.0	.0302	5.3	3.2
2	.0296	2.0	8010.	2.4	31.5	.0	.0308	5.3	1.8
3	.0273	2.0	7381.	2.4	27.5	.0	.0314	5.4	.3
4	.0250	2.0	6766.	2.4	23.7	.0	.0320	5.4	-1.6
5	.0222	2.1	6006.	2.5	19.6	.0	.0333	5.4	-2.8
6	.0184	2.1	4973.	2.5	14.5	.0	.0358	5.5	-3.9
7	.0707	1.9	19063.	2.3	128.7	.0	.0210	5.1	1.1
8	.0650	1.9	17576.	2.3	112.7	.0	.0219	5.1	2.0
9	.0573	1.9	15499.	2.3	93.4	.0	.0233	5.1	2.5
10	.0511	1.9	13827.	2.3	77.7	.0	.0243	5.1	2.0
11	.0438	1.9	11851.	2.3	60.9	.0	.0259	5.2	1.5
12	.0369	2.0	9968.	2.4	46.2	.0	.0278	5.2	1.0
13	.0315	2.0	8521.	2.4	35.8	.0	.0295	5.3	.0
14	.1120	2.1	30263.	2.5	241.9	.0	.0161	5.5	-5.0
15	.1023	2.2	27649.	2.6	216.4	.0	.0173	5.6	-2.3
16	.0888	2.4	24012.	2.8	177.6	.0	.0187	6.0	-.4
17	.0772	2.8	20887.	3.1	145.5	.0	.0202	6.5	1.0

DUTO PINADO

ANGULO DO VERTICE DA SECAO = 60. GRAUS

NUMERO DE CORRIDAS = 17

$$F = 1.171 * REDHAR^{**} - .3615$$

≡	REDHAR	FEXP	FCALC	ERRO(%)
1	6127.	.0407	.0420	-3.08
2	7403.	.0388	.0391	-.68
3	8308.	.0376	.0374	.39
4	9091.	.0355	.0362	-1.78
5	9855.	.0364	.0351	3.93
6	10545.	.0340	.0342	-.36
7	12276.	.0322	.0322	-.01
8	14657.	.0303	.0301	.68
9	17225.	.0287	.0283	1.26
10	19175.	.0268	.0272	-1.62
11	21762.	.0269	.0259	3.68
12	23919.	.0258	.0250	3.26
13	25498.	.0246	.0244	.93
14	26246.	.0242	.0241	.22
15	29740.	.0233	.0230	1.13
16	33509.	.0213	.0220	-3.28
17	35980.	.0205	.0214	-4.22

ERRO MEDIO DO AJUSTE = 1.79 %

$$KP = 1816.4 * REDHAR^{**} - 1.13 + .0298$$

REDHAR	KP EXP	KP AJU	ERRO(%)
6127.	.1264	.1253	.84
7403.	.1065	.1069	-.36
8308.	.0976	.0975	.05
9091.	.0887	.0909	-2.44
9855.	.0863	.0856	.76
10545.	.0809	.0815	-.79
12276.	.0729	.0734	-.66
14657.	.0657	.0655	.37
17225.	.0603	.0595	1.29
19175.	.0577	.0561	2.75
21762.	.0530	.0526	.77
23919.	.0508	.0503	.98
25498.	.0492	.0489	.68
26246.	.0492	.0483	1.93
29740.	.0459	.0458	.07
33509.	.0430	.0438	-1.93
35980.	.0408	.0427	-4.53
ERRO MEDIO DO AJUSTE = 1.25 %			

EXP	MAR	DMAR MAR	REAR	DREAR REAR	DP DX	DDP DP	F	INC DF F	ERRO DF F
	KG/S	%		%	PA/M	%		%	%
1	.0182	2.1	6127.	2.8	13.3	.0	.0407	5.5	-3.1
2	.0220	2.1	7403.	2.8	18.3	.0	.0388	5.4	-.7
3	.0247	2.0	8308.	2.8	22.2	.0	.0376	5.4	.4
4	.0270	2.0	9091.	2.8	24.9	.0	.0355	5.3	-1.8
5	.0293	2.0	9855.	2.8	29.9	.0	.0364	5.3	3.9
6	.0313	2.0	10545.	2.8	33.3	.0	.0340	5.3	-.4
7	.0365	2.0	12276.	2.7	42.7	.0	.0322	5.2	.0
8	.0435	1.9	14657.	2.7	57.1	.0	.0303	5.2	.7
9	.0511	1.9	17225.	2.7	74.3	.0	.0287	5.1	1.3
10	.0570	1.9	19175.	2.7	85.9	.0	.0268	5.1	-1.6
11	.0646	1.9	21762.	2.7	110.9	.0	.0269	5.1	3.7
12	.0710	1.9	23919.	2.7	127.5	.0	.0258	5.1	3.3
13	.0757	1.9	25498.	2.7	138.6	.0	.0246	5.1	.9
14	.0780	2.7	26246.	3.3	144.2	.0	.0242	6.4	.2
15	.0884	2.4	29740.	3.1	177.4	.0	.0233	6.0	-1.1
16	.0996	2.2	33509.	2.9	205.1	.0	.0213	5.7	-3.3
17	.1070	2.2	35980.	2.9	227.3	.0	.0205	5.5	-4.2

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Eckert, E.R.G. & Irvine, T.F. - "Pressure drop and heat transfer in a duct with triangular cross section," *Journal of Heat Transfer*, vol.82, May 1960, pp-125-138.
- [2] Sparrou, E.M. & Haji-Sheikh, A. - "Laminar heat transfer and pressure drop in isosceles triangular, right triangular, and circular sector ducts," *Journal of Heat Transfer*, vol.87, August 1965, pp.426-428.
- [3] Schmidt, F.W. & Newell, M.E. - "Heat transfer in fully developed laminar flow through rectangular and isosceles triangular ducts," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.10, 1967, pp.1121-1123.
- [4] Parise, J.A.R. - "Coeficientes de transporte para trocadores de calor de dutos triangulares," Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, 1978.
- [5] Shah, R.K. & London, A.L. - Laminar flow forced convection in ducts. Academic Press, New York, 1978.
- [6] Altemani, C.A.C. & Sparrow, E.M. - "Turbulent heat transfer and fluid flow in an unsymmetrically heated triangular duct," *Journal of Heat Transfer*, vol.102, November 1980, pp.590-597.
- [7] Stephan, K. - "Wärmeübergang und druckabfall bei nicht ausgebildeter laminarströmung in rohren und in ebenen spalten," *Chemie - Ingr. - Tech.*, vol.31, 1959, pp.773-778.

- [8] Fernandes, E.C. - "Analogia entre transferência de calor e de massa no escoamento entre placas planas paralelas," Te se de Doutorado, Divisão de Engenharia Mecânica, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, São Paulo, Abril de 1977.
- [9] Nieckele, A.O. - "Determinação dos coeficientes de transporte em um trocador de calor bi-tubular pinado," Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica da PUC/RJ, 1981.
- [10] Metzger, D.E.; Berry, R.A. & Bronson, J.P. - "Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins," Journal of Heat Transfer, vol.104, November 1982, pp.700-706.
- [11] Kreith, F.K. - Princípios da transmissão de calor, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1977.
- [12] Kays, W.M. - Convective heat and mass transfer. McGraw-Hill Book Company, New York, 1966.
- [13] Holman, J.P. - Transferência de calor. McGraw-Hill do Brasil, 1983.
- [14] American Society of Mechanical Engineers - "Application Part II of Fluid Meters," ASME Research Committee on Fluid Meters, Sixth Edition, USA, 1971.
- [15] Azevedo, L.F.A. - "Análise teórico-experimental de um desumidificador de ar usando tri-etileno glicol," Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, 1981.
- [16] Rosemount - "Instruction manual platinum resistance temperature standards series 162," 1977.
- [17] ECIL S.A. - Produtos e Sistemas de Medição e Controle, "Catálogo Geral".
- [18] Streeter, V.L. e Wylie, E.B. - Mecânica dos fluidos. McGraw-Hill do Brasil, 1982.

- [19] Streeter, V.L. & Wylie, E.B. - Mecânica dos fluidos. McGraw-Hill do Brasil, 1982.
- [20] Kline, S.J. & McClintock, F.A. - Describing uncertainties in single-sample experiments," Mechanical Engineering, January 1953, pp.3-8.
- [21] "Report of Calibration," Platinum Resistance Thermometer.
- [22] American Society of Mechanical Engineers - "Temperature measurements performance test codes," USA 1974.
- [23] Genrad - "Instruction Manual GR 1666 DC Resistance Bridge," 1977.
- [24] Braga, C.V.M.; Braga, S.L. e Torres, A.E.B. - "Medida de temperatura," Trabalho realizado no curso de Métodos Experimentais em Termociências, PUC/RJ, 1981.
- [25] Bolz, R.E. & Tuve, G.L. - Handbook of tables for applied engineering science. CRC Press, Second Edition, USA, 1976.
- [26] Jones, W.P. - Engenharia de ar condicionado. Editora Campus, 1983.
- [27] White, F.M. - Viscous fluid flow. McGraw-Hill Book Company, New York, 1974.
- [28] American Society of Mechanical Engineers - "Flow measurements by means of thin plate orifices, flow nozzles and venturi tubes," ASME POWER TEST CODES, Supplement on Instruments and Apparatus, USA.