

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TÉCNICA DE ANÁLISE DO TRANSIENTE  
DE TROCADORES DE CALOR

Nicolau Braga Santos

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

**USP - São Paulo**  
2002

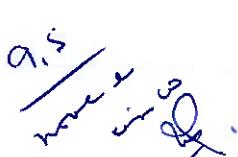
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TÉCNICA DE ANÁLISE DO TRANSIENTE  
DE TROCADORES DE CALOR

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Nicolau Braga Santos

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

  
Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

**USP - São Paulo**  
2002

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TÉCNICA DE ANÁLISE DO TRANSIENTE  
DE TROCADORES DE CALOR

Trabalho de formatura apresentado à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Nicolau Braga Santos

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

**USP - São Paulo**  
2002

**Santos, Nicolau Braga**

Técnica de Análise do Transiente de Trocadores de Calor. São Paulo, 2002

37 páginas

Dissertação (Graduação) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica

1. Trocadores de Calor; 2. Técnica de Teste Transiente

I. Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica; II. Trabalho de Formatura.

Aos meus pais  
*Sandoval Santos e Odete Braga Santos*  
as minhas irmãs  
*Vanessa e Rafaella*  
e a minha namorada  
*Ellen*

# Agradecimentos

Pra minha mãe, pro meu pai e para vocês...

Gostaria de agradecer a minha namorada *Ellen A. Cruz*, pela paciência comigo depida durante o processo de produção desse trabalho. Também quero agradecer ao *Rui G. T. Almeida* por sua ajuda na compreensão do fenômeno, a qual foi causada pelo seu grande interesse nesse trabalho, e pela apresentação que ele me fez a *deconvolução*. Não poderia esquecer de *Marcelo F. Oliveira*, que muito me ajudou com o Latex, me fornecendo um arquivo base para iniciar meu trabalho e ao meu orientador o Dr. *Marcos Pimenta* pela liberdade com que me deixou conduzir este trabalho.

## **Resumo**

Técnicas de análise do transiente são usadas para determinar o coeficiente global (U) de trocadores de calor, além de outros parâmetros onde é a única alternativa viável para o método convencional de testes em regime permanente. A determinação do coeficiente global é obtida minimizando a distância entre o modelo do sistema e os resultados experimentais.

Este trabalho de graduação pretende propor uma técnica de análise do transiente, tentando determinar sua aplicabilidade e veracidade através de um experimento simples.

# Sumário

<b>Introdução</b>	<b>1</b>
<b>1 Pesquisa de Técnicas</b>	<b>4</b>
1.1 Pesquisa de Técnicas . . . . .	4
1.1.1 Campos de Aplicação . . . . .	7
1.2 Solução de Problemas Físicos . . . . .	8
1.2.1 Classificação das Técnicas e Metodologia básica . . . . .	9
<b>2 Conceitos Básicos</b>	<b>11</b>
2.1 Transferência de Calor . . . . .	11
2.1.1 Condução . . . . .	11
2.1.2 Convecção . . . . .	13
2.1.3 Radiação . . . . .	14
2.2 Trocadores de Calor . . . . .	15
2.2.1 Classificação . . . . .	15
2.2.2 Definição do coeficiente Global . . . . .	16
2.2.3 Adimensionais importantes e outras equações . . . . .	16
<b>3 Projeto e Desenvolvimento</b>	<b>18</b>
3.1 Projeto e Desenvolvimento da Técnica . . . . .	18
3.1.1 Fluxograma e Descrição da Técnica . . . . .	18
3.2 Escolha do estado transiente e do método de solução . . . . .	20
<b>4 Validação da Técnica</b>	<b>21</b>
4.1 Descrição do programa . . . . .	21
4.2 Escolha do problema físico . . . . .	22
4.2.1 Modelo matemático . . . . .	22

4.3	Descrição da experiência . . . . .	24
4.3.1	Dados experimentais . . . . .	25
4.4	Outras formas de obter o coeficiente de convecção . . . . .	25
4.4.1	Solução Analítica do transiente . . . . .	25
<b>5</b>	<b>Resultados e Discussões</b>	<b>29</b>
5.1	Resultados dos Testes . . . . .	29
5.2	Resultados da Técnica . . . . .	30
5.3	Comparação com outros resultados . . . . .	31
5.4	Avaliação das fontes de erro e sua influência . . . . .	32
5.5	Análises com o modelo matemático . . . . .	32
<b>Conclusão</b>		<b>36</b>
<b>Bibliografia</b>		<b>37</b>
<b>Anexos</b>		<b>38</b>
<b>6</b>	<b>Tradução e Síntese de Artigos</b>	<b>45</b>
6.1	Técnica de análise transiente ("single-blow") para superfícies de trocadores de calor compactos [5] . . . . .	45
6.1.1	Resumo da Teoria . . . . .	45
6.1.2	Facilidades experimentais . . . . .	49
6.1.3	Método experimental . . . . .	51
6.1.4	Resultados experimentais . . . . .	53
6.1.5	Conclusão . . . . .	58
6.2	Avaliação de transiente de trocador de calor para variação arbitrária de temperatura e condução longitudinal [6] . . . . .	58
6.2.1	Procedimento de Redução de Dados . . . . .	59
6.2.2	Aparato Experimental . . . . .	66
6.2.3	Resultados e Discussão . . . . .	67
6.2.4	Conclusão . . . . .	71

# **Lista de Figuras**

1.1	Elemento do “sólido poroso” . . . . .	5
1.2	Bancada de teste . . . . .	6
1.3	Esquema . . . . .	6
1.4	Modificações realizadas na seção transversal dos trocadores de Calor .	7
1.5	Métodos de Solução . . . . .	9
2.1	Modos de Transferência de Calor: condução, convecção e radiação .	12
2.2	Transferência unidimensional de calor por condução . . . . .	12
2.3	Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção	13
3.1	Fluxograma da Técnica de Análise do Transiente . . . . .	19
4.1	Esquema para modelo de aquecimento de uma esfera . . . . .	23
4.2	Aplicação da Técnica, bancada de ensaio . . . . .	24
5.1	Aplicação da Técnica, ilustração das curvas de resposta de temperatura de saída . . . . .	30
5.2	Determinação gráfica do coeficiente de película . . . . .	31
5.3	Aplicação da Técnica, variação de entrada não é um degrau perfeito .	33
5.4	Modelo matemático . . . . .	33
5.5	Aplicação da Técnica, variação de entrada não é um degrau perfeito .	34
5.6	Modelo matemático . . . . .	34
5.7	Modelo de sistema de primeira ordem mais excitação degrau . . . . .	43
5.8	Janela principal da ferramenta ident. . . . .	43
5.9	Janela de entrada de dados da ferramenta ident. . . . .	44
5.10	Resposta característica do sistema a uma entrada degrau, usando a ferramenta ident. . . . .	44
6.1	Elemento do “sólido poroso” . . . . .	46

6.2	Número de unidades de transferência como função da máxima derivada e parâmetros de condução longitudinal. . . . .	50
6.3	Número de unidades de transferência como função da máxima derivada e parâmetros de condução longitudinal. . . . .	51
6.4	Matriz de teste no escorregador na posição de aquecedor. . . . .	51
6.5	Apresentação esquemática do "single-blow", facilidade de teste transiente. . . . .	52
6.6	Apresentação fotográfica do "single-blow", facilidade de teste transiente. . . . .	52
6.7	Matriz da seção de testes mostrada fora do escorregador. . . . .	52
6.8	Aquecedor com elementos de nichrome (um de sete). . . . .	52
6.9	Erro relativo em NUT para um erro na máxima derivada como função de NUT e do parâmetro de condução longitudinal. . . . .	54
6.10	Tabela propriedades geométricas da matrizes de placas modificadas. . . . .	54
6.11	Tabela de propriedades físicas das matrizes ensaiadas. . . . .	55
6.12	Croqui da geometria da matriz motificada geometria para a passagem retangular. . . . .	55
6.13	Características de transferência de calor e atrito da matriz de passagem retangular modificada fabricada de níquel perfurado 160/40 TV . . . . .	56
6.14	Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas. . . . .	56
6.15	Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas. . . . .	57
6.16	Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas. . . . .	57
6.17	Fator de área de escoamento para as matrizes de passagem retangular alteradas. . . . .	57
6.18	Fator de área de escoamento para as matrizes de passagem retangular alteradas. . . . .	57
6.19	Potência de transferência de calor com função da potência de atrito no fluido para as matrizes de passagem tetangular alteradas. . . . .	58
6.20	Potência de transferência de calor com função da potência de atrito no fluido para as matrizes de passagem tetangular alteradas. . . . .	58

---

6.21 (a) Multiplas, placas alinhadas; (b) um par de placas; (c) metade da passagem de escoamento e metade da placa; (d) divisão interna, nós das diferenças finitas . . . . .	60
6.22 Curva direta de equalização do domínio das soluções . . . . .	63
6.23 Avaliação do procedimento numérico para uma variação degrau na temperatura de entrada com condução longitudinal em $NUT = 16$ . Linhas sólidas são resultados numéricos com $\Delta\tau = 0.05$ e $\Delta X/L = 0.02$ . Símbolos . . . . .	65
6.24 Instrumentação, aquisição de dados e sistema de tratamento de dados. . . . .	65
6.25 Transferência de calor e fator de atrito: teoria de Stephan para $j$ e de Shah para $f$ . . . . .	68
6.26 Comparação de curva para entrada degrau em $T_1$ , $NUT=1,12$ . . . . .	68
6.27 Perfil de temperatura teórico para a parede e para o ar para a comparação de curva número 1722, $NUT = 1,12$ . . . . .	69
6.28 Comparação de curva para uma entrada degrau em $T_1$ . . . . .	70
6.29 Comparação de curva para entrada próximo a uma rampa em $T_1$ , $NUT =1,09$ . . . . .	70

# Introdução

Em muitas aplicações de engenharia ocorre o processo de transferência de calor entre fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separadas por paredes sólidas. O equipamento usado nesta aplicação é o trocador de calor, e exemplos específicos de sua utilização podem ser encontradas no aquecimento e no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação ou dissipação de calor em processos e no processamento químico. [1]

A transferência de calor entre um fluido e um sólido é um fenômeno bastante complicado, envolvendo condução no sólido bem como condução e convecção no fluido. Assim, para descrever precisamente esta situação, precisamos resolver simultaneamente as equações de energia e momento no fluido e a equação da energia no sólido. Podemos simplificar drasticamente esse modelo, introduzindo o coeficiente global de troca 'U' o qual é definido como a soma do inverso das resistências impostas a transferência de calor pelo fluido e pela parede sólida.

As resistências que apresentam maior dificuldade de obtenção são as oferecidas pelo fluido e as incrustações que ocorrem na parede sólida, pois são dependentes de muitos fatores tais como propriedades do fluido, temperatura, velocidade de escoamento, rugosidades da parede sólida, entre outros.

Nos últimos anos tem aumentado o interesse em caracterizar e acompanhar a variação da performance dos trocadores de calor, ou seja, avaliar o coeficiente global de transferência de calor. O monitoramento da performance de trocadores de calor industriais tem sido uma importante parte nos programas de manutenção preventiva. [2]

Esse monitoramento é obviamente feito através de testes, os quais geralmente são testes em regime permanente. Porém há casos onde esses testes convencionais são impossíveis ou impraticáveis, e a única alternativa viável seria um teste em regime

transitório. Um exemplo onde é necessário um teste transiente são os acionamentos e desacionamento de sistemas complexos ou sensíveis, como reatores nucleares. [2]

Portanto, a medida do coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido por experimentos em regime permanente ou transitório. Por exemplo, uma maneira de estimar o 'U' do trocador de calor pelo regime permanente é aplicar ao sistema o modelo clássico da diferença média logarítmica de temperatura (DTML), ou usar o modelo do número de unidades de troca (NUT). Por outro lado, para experimentos em regime transiente, são necessários modelos dinâmicos de sistema e técnicas para estimativa de parâmetros para se poder determinar o 'U'.

Em ambos os casos, é assumido que o coeficiente global de transferência é suficiente para representar a transferência de calor entre o fluido e a parede sólida.

As técnicas de análise do transiente tem sido amplamente usadas para medir o 'U' em trocadores com diferentes geometrias e para líquidos e gases. O princípio desta técnica consiste em induzir um transiente no processo que inclui o escoamento do fluido através do sólido a uma taxa de escoamento constante. Para induzir o estado transiente, usa-se geralmente a temperatura de entrada do fluido, e mede-se a temperatura do fluido (geralmente na saída) ou a temperatura do sólido. A natureza do sinal de entrada é variável, mas impulso, degrau e resposta em frequência são geralmente os mais empregados. [3]

Quando a técnica avalia a resposta do sistema a um degrau, internacionalmente costuma-se chamar essa técnica de "single-blow"

Os modelos matemáticos do "single-blow" tem sua origem em soluções analíticas propostas de diferentes formas por Anzelius, Nusselt, Hausen e Schumann. [4]

Técnicas de análise transiente são geralmente rápidas e fáceis de se trabalhar, principalmente porque necessitam somente de um circuito de fluido. Além disso, ao serem executadas requerem pequenas variações de temperaturas.

As técnicas de análise do transiente requerem dados experimentais e o desenvolvimento e solução de modelos matemáticos apropriados para o transiente do trocador de calor em análise. Assim, faz-se uma comparação dos dados experimentais com os resultados do modelo matemático, obtendo o coeficiente global 'U' quando, a diferença entre os dados experimentais e o modelo matemático é suficientemente pequena.

---

Nesse trabalho de graduação, pretendo pesquisar, projetar e desenvolver uma técnica de análise de transiente, e aplica-la em um sistema simples, de forma a avaliar a sua validade e a consolidar os conceitos aprendidos durante tal desenvolvimento.

# **Capítulo 1**

## **Pesquisa de Técnicas**

Neste capítulo será apresentado uma revisão da literatura encontrada, apresentando em linhas gerais as técnicas empregadas por outros autores, tentando se possível classificá-las em categorias. Com esta apresentação pretende-se projetar e desenvolver uma técnica que se baseie em fatos apresentados na literatura, e que seja simples o suficiente para se manter dentro do escopo de um trabalho de graduação.

---

### **1.1 Pesquisa de Técnicas**

O “Estágio de inicio de operação”, “single-blow”, ou “técnica de teste transiente”, como tem sido descrito por vários autores, começando com a análise de Anzelius em 1926. Nusselt em 1928, Hausen em 1927 e 1929, e Schumam em 1929 trataram o problema de determinação analítica das temperaturas do fluido e do sólido em função do tempo e do espaço para um “sólido poroso” (“porous solid”, “matrix-media”, “porous-media”, “colméia”), inicialmente com temperatura uniforme, e então submetido a uma alteração da tempertura de entrada do fluido. A análise é baseada sobre balanços de energia em elementos do sólido poroso, como pode ser verificado na figura 6.1. [5]

Hipóteses utilizadas nessa análise:

1. Propriedades do fluido são indempentes da temperatura;

2. Escoamento constante do fluido;
3. O “sólido poroso” é homogêneo;
4. Condutividade térmica de ambos, fluido e sólido, é infinita perpendicularmente a direção do escoamento do fluido;
5. Condutividade térmica do fluido é nula na direção do escoamento.

Condições iniciais e de contorno empregadas:

1. O “sólido poroso” possui inicialmente distribuição uniforme de temperatura;
2. Com tempo igual a zero, a temperatura de entrada do fluido muda instantaneamente para um valor diferente e constante, i.e., um degrau na temperatura do fluido;
3. Os contornos do “sólido poroso” são adiabáticos;
4. Condutividade térmica de ambos, fluido e sólido, é infinita perpendicularmente a direção do escoamento do fluido;
5. Condutividade térmica do fluido é nula na direção do escoamento.

$$\begin{aligned}
 \dot{m} c_p t_f &\Rightarrow h b (t_f - t_s) dx \Rightarrow \dot{m} c_p (t_f + \frac{\partial t_f}{\partial x} dx) \\
 &\downarrow \\
 -k_s A_s \frac{\partial t_s}{\partial x} &\Rightarrow \boxed{\text{SOLID}} \Rightarrow -k_s A_s (\frac{\partial t_s}{\partial x} + \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx)
 \end{aligned}$$

Figura 1.1: Elemento do “sólido poroso”

$$\rho_s A_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \theta} dx = -k_s A_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx + h b (t_f - f_s) dx \quad (1.1)$$

$$\dot{m} c_p \frac{\partial t_f}{\partial x} dx + h b (t_f - f_s) dx = 0 \quad (1.2)$$

Tempo =  $\theta$

Área da seção transversal do sólido para condução de calor =  $A_s$

Perímetro de passagem do fluido =  $b$

Temperatura do sólido =  $t_s$

Temperatura do fluido =  $t_f$

Energia absorvida pelo sólido =  $\rho_s A_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \theta} dx$

Calor transferido para o sólido por convecção =  $hb(t_f - t_s)dx$

Calor transferido do fluido por convecção =  $\dot{m}c_p \frac{\partial t_f}{\partial x} dx$

Calor transferido no sólido por condução =  $-k_s A_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx$

Pucci [5], et. al., utilizaram esse modelo matemático para desenvolver uma técnica de análise transiente capaz de determinar o coeficiente global de transferência de calor de um trocador compacto, e construiram uma bancada para testes que tornou possível avaliar sua técnica, veja figura 1.2, nela se preocuparam em medir também a perda de carga além da variação de temperatura do fluido (analogia de Reynold's). Eles provocavam o estado transiente movendo mecanicamente o trocador compacto de um escoamento de ar ambiente, a 20 °F, para um escoamento de ar aquecido de 20 °F, utilizaram um método de diferenças finitas para resolver as equações 6.1 e 6.2.

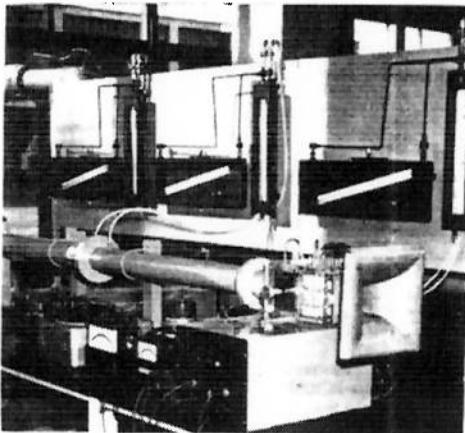


Figura 1.2: Bancada de teste

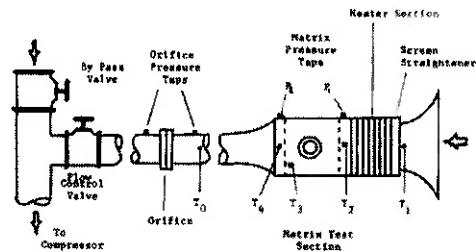


Figura 1.3: Esquema

Ensaizando cinco tipos de trocadores compactos de geometrias semelhantes, fabricados de níquel sendo recheados com aletas e placas lisas ou perfuradas como mostra a figura 1.4, com a técnica desenvolvida, Pucci [5], et. al., concluiram que os furos

aumentavam a performance dos trocadores de calor, sem um aumento significativo na perda de carga.

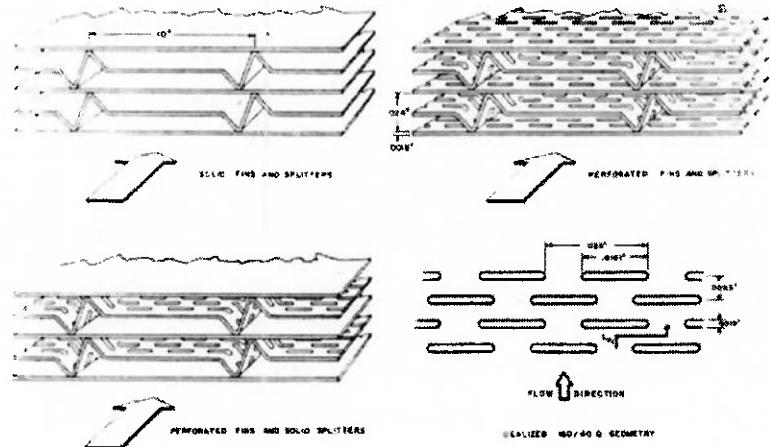


Figura 1.4: Modificações realizadas na seção transversal dos trocadores de Calor

Como visto esse trabalho apresenta algumas simplificações que são plausíveis de serem questionadas, como a de que condutividade infinita perpendicularmente a direção do escoamento (explorada claramente por Luo, et. al., [4]), do fato de não se conseguir ter um degrau ideal na temperatura de entrada do fluido, levando autores a propor técnicas com baseadas na resposta em freqüência dos trocadores (fato explorado por Mullisen, et. al., [6]), quanto ao modelo de escoamento considerado (explorado por Ros, et. al., [3]). E conforme se passou o desenvolvimento nessa área, novos métodos numéricos e analíticos foram sendo criados e com o melhoramento contínuo dos computadores, novos limites podem e estão sendo alcançados.

No anexo 2 é possível observar mais detalhadamente dois dos principais artigos utilizados nesse trabalho, são eles o artigo do Pucci [5], et. al., e o Mullisen , et. al. [6]. (Estes artigos tiveram uma tradução sofrível feita pelo autor desse trabalho, que recomenda uma leitura no artigo original em Inglês caso o leitor tenha dúvidas).

### 1.1.1 Campos de Aplicação

Durante o decorrer do texto foram citadas possíveis aplicações para essa metodologia de análise de trocadores de calor, as quais podem ser vistas juntas com outras possíveis aplicações nos itens abaixo:

1. Avaliação de Intensificadores de Calor - As técnicas de análise transiente podem ser empregadas para caracterizar parâmetros de difícil avaliação teórica, como são os intensificadores de calor. Um exemplo de intensificação de calor são furos feitos em superfícies de trocas ou em aletas, desde que a área de material retirado não seja significativa, ou os “parafusos” de plástico que estão presentes dentro dos tubos de água dos radiadores dos automóveis. A avaliação teórica da melhoria provocada por esses intensificadores passaria pela alteração na camada limite fluido dinâmica.
2. Avaliação do Nível Aparente de Incrustações - em elementos de refrigeração (trocadores de calor) de plantas de energia nuclear, um ensaio em regime permanente não é adequado, pois a carga associada a esses componentes em regime permanente é muito baixa. [2]
3. Quando da necessidade de acompanhamento “in-situ”, para sistemas de controle e sistemas de manutenção preditiva e preventiva, são necessários acompanhamentos dos equipamentos, e em alguns casos, o estado de regime permanente de um trocador de calor não permite uma avaliação correta de sua performance e portanto um método transiente seria mais adequado. (semelhante ao item 2)
4. Projeto e desenvolvimento de trocadores de calor.

## 1.2 Solução de Problemas Físicos

A obtenção da solução de qualquer problema físico requer a habilidade da criação do modelo matemático correspondente. O modelo matemático deve ser tal que possa ser resolvido, analítica ou numericamente, com tempos de computação não-proibitivos e que os resultados obtidos bem representem o fenômeno físico em questão.

Obviamente, atingir este objetivo não é uma tarefa fácil. [7]

A figura 1.5 apresentada por Maliska [7] mostra, de maneira esquemática, a tarefa exigida ao buscar-se a solução de um problema físico.

É interessante observar nesta figura, a possibilidade de se comparar os três resultados possíveis RE, RA e RN, podendo assim, avaliar tomando um por base, o quanto os

---

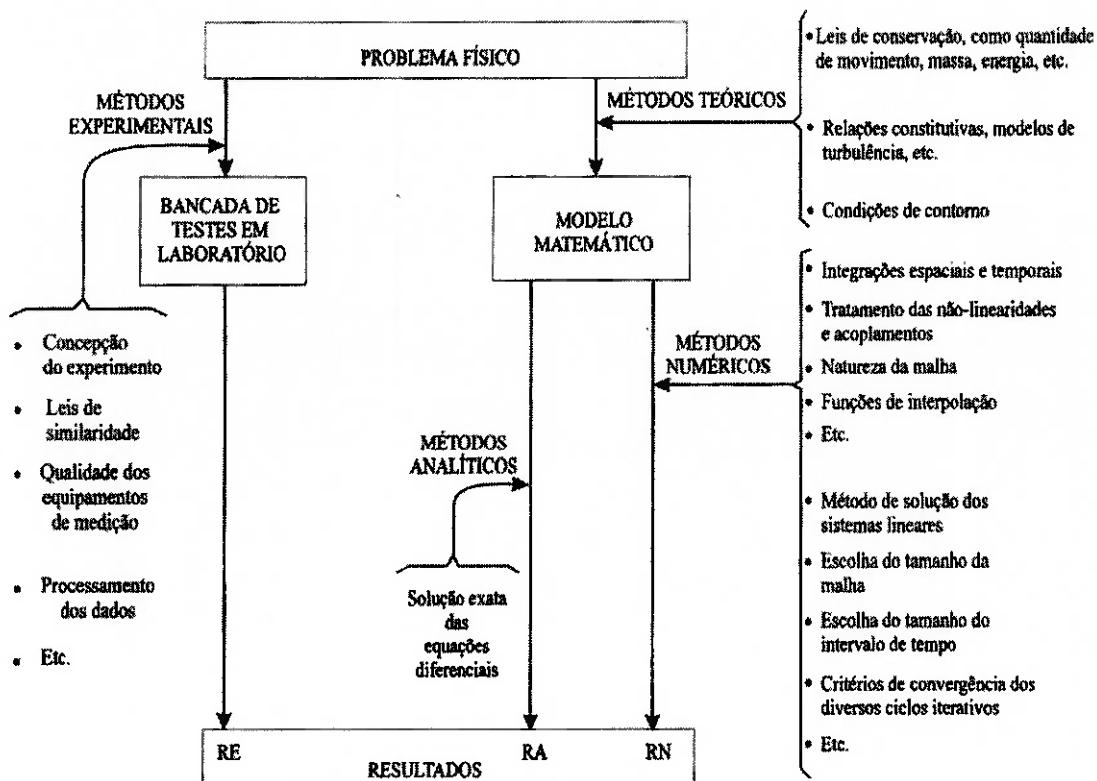


Figura 1.5: Métodos de Solução

outros são representativos em relação ao escolhido, ou impor que sejam iguais e com isso retirar parâmetros para o modelo matemático.

### 1.2.1 Classificação das Técnicas e Metodologia básica

Nos artigos analisados, até o momento da escrita desse relatório, observou-se que uma técnica ou metodologia de avaliação do coeficiente global de transferência de calor 'U', contém basicamente os seguintes passos:

1. Determinação do sistema a ser avaliado;
2. Escolha do tipo de perturbação ou excitação que leva ao estado transitório;
3. Desenvolvimento do modelo matemático do sistema;
4. Encontrar a solução do modelo matemático;

5. Obtenção de dados experimentais ou teóricos sobre o sistema;
6. Determinação do coeficiente global de transferência de calor (“U”) através da minimização da distância entre a solução matemática e os resultados experimentais ou teóricos.

Por exemplo, Rampall et. all [2], aplicaram uma técnica de análise do transiente em um trocador de calor de um reator, para isso eles desenvolveram um modelo matemático para um trocador de contra-corrente, encontraram uma solução numérica baseada no método de *Galerkin*, coletaram dados do comportamento desse trocador durante o desligamento da planta em 1993, onde esse trocador é responsável por resfriar o reator. Compararam os dados coletados com os resultados obtidos através do modelo matemático e submeteram essa comparação a uma minimização através do método dos mínimos quadrados, como o único parâmetro livre é o ‘U’, esse é assim então determinado.

Tendo percebido isso, acho difícil classificar as técnicas de análise transiente, pois seguem a mesma metodologia na sua formação, assim sendo, pode-se esquematizar essa metodologia dentro da metodologia de solução de problemas físicos apresentada na tópico anterior e dizer que os artigos apresentam variações de uma mesma técnica, onde optam por escolher modelos matemáticos menos simplificados, escolhem diferentes excitações que levam ao estado transiente, escolhem os métodos de solução do modelo matemático e realizam ensaios, ou obtem dados de outros ou comparam seu procedimento com soluções analíticas conhecidas. Portanto, a minha pretenção de classifica-las quanto técnica não é viável.

---

# **Capítulo 2**

## **Conceitos Básicos**

Este capítulo tem por objetivo apresentar alguns tópicos básicos importantes sobre transferência de calor, equações de balanço, estados transientes e alguns métodos de solução, para que o leitor possa obter informações suficientes para a compreensão do tema de que trata este trabalho de graduação. O estudo aprofundado dos tópicos fica por conta do leitor interessado.

---

### **2.1 Transferência de Calor**

Transferência de calor é a energia em trânsito devido a uma diferença de temperatura. Sempre que existir uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios diferentes, haverá, necessariamente, transferência de calor. Conforme mostrado na figura 2.1, referimos-nos aos diferentes tipos de processos de transferência de calor por modos.

#### **2.1.1 Condução**

Ao mencionar a palavra condução, devemos imediatamente lembrar dos conceitos de atividade atômica e molecular, uma vez que são processos físicos que ocorrem a esses níveis os responsáveis por esse modo de transferência de calor. A condução pode ser vista como a transferência de energia de partículas mais energéticas para partículas de

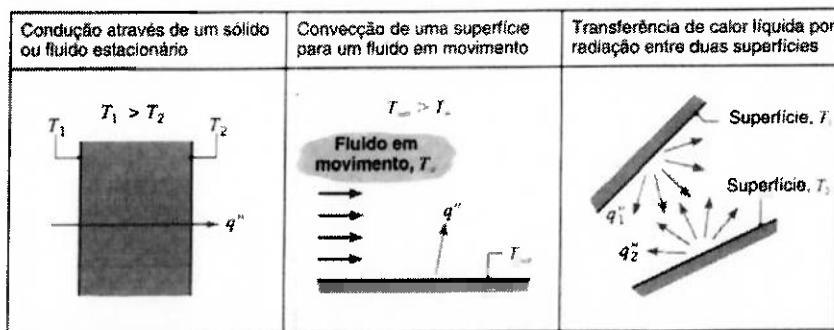


Figura 2.1: Modos de Transferência de Calor: condução, convecção e radiação

menor energia, em um meio devido às interações que existem entre elas. É possível quantificar os processos de transferência de calor em termos de equações de taxas de transferência de calor apropriadas. Essas equações são usadas para calcular a quantidade de energia transferida por unidade de tempo. Para a condução de calor, a equação da taxa de transferência de calor é conhecida por lei de Fourier. Para a parede plana unidimensional mostrada na figura 2.2, que apresenta uma distribuição de temperatura  $T(x)$ , a equação da taxa de transferência de calor é dada por:

$$q_x'' = -k(dT/dx) \quad (2.1)$$

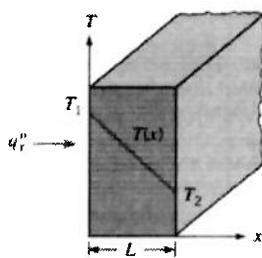


Figura 2.2: Transferência unidimensional de calor por condução

Reconhecendo que o fluxo térmico é uma grandeza vetorial, podemos escrever um enunciado mais geral para a equação da taxa condutiva (lei de Fourier) da seguinte forma:

$$q_x''' = -k\nabla T = -k\left(i\frac{\partial T}{\partial x} + j\frac{\partial T}{\partial y} + k\frac{\partial T}{\partial z}\right) \quad (2.2)$$

### 2.1.2 Convecção

O modo de transferência por convecção abrange dois mecanismos. Além da transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido.

Estamos especialmente interessados na transferência de calor por convecção que ocorre no contato entre um fluido em movimento e uma superfície, quando os dois se encontram a temperaturas diferentes. Considere, por exemplo, o escoamento de um fluido sobre a superfície aquecida da figura 2.3. Uma consequência da interação entre o fluido e a superfície é o desenvolvimento de uma região no fluido através da qual a sua velocidade varia entre zero, no contato com a superfície ( $y = 0$ ), e um valor finito  $u_\infty$ , associado com o escoamento do fluido. Essa região no fluido é conhecida por camadas limite hidrodinâmica.

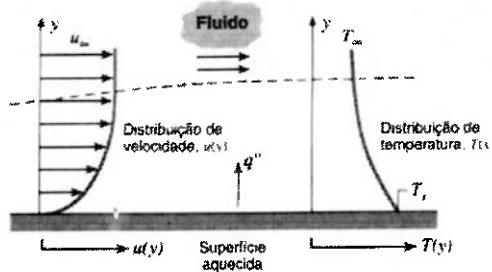


Figura 2.3: Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção

Além disso, se as temperaturas das superfícies e do fluido forem diferentes, existirá uma região no fluido através da qual a temperatura variará de  $T_{sup}$ , em  $y = 0$ , a  $T_x$ , associada à região do escoamento afastada da superfície. Essa região, conhecida por camada térmica, pode ser menor, maior, ou ter o mesmo tamanho daquela através da qual a velocidade varia.

Independentemente das características particulares do processo de transferência de

calor por convecção em questão, a equação apropriada para a taxa de transferência possui a forma.

$$q'' = h(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2.3)$$

onde  $q''$ , o fluxo de calor por convecção ( $W/m^2$ ), é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido,  $T_{sup}$  e  $T_x$ , respectivamente. Essa expressão é conhecida como a lei do resfriamento de Newton, e a constante de proporcionalidade  $h(W/m^2K)$  é chamada de coeficiente de transferência de calor por convecção.

### Significado das camadas limite

A camada limite fluidodinâmica possui uma espessura chamada  $\delta(x)$  e é caracterizada pela presença de gradientes de velocidade e de tensões de cisalhamento. A camada limite térmica apresenta uma espessura  $\delta_t(x)$  e é caracterizada por gradientes de temperaturas e pela transferência de calor. Finalmente, a camada limite de concentração possui uma espessura  $\delta_c(x)$  e é caracterizada por gradientes de concentração e pela transferência de espécies. Para o engenheiro, as principais manifestações dessas três camadas limite são, respectivamente, o atrito superficial, a transferência de calor por convecção e a transferência de massa por convecção. Os parâmetros chave das camadas limite são portanto o coeficiente de atrito,  $C_f$ , e os coeficientes de transferência de calor e de massa por convecção,  $h$  e  $h_m$ , respectivamente.

#### 2.1.3 Radiação

A radiação térmica é a energia emitida por toda matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. A energia do campo de radiação é transportada por meio de ondas eletromagnéticas (ou, alternativamente, fótons). Enquanto a transferência de energia por condução ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita dele. De fato, a transferência por radiação ocorre mais eficientemente no vácuo.

Esse modo de transferência de calor é o mais complexo, e não é aplicável a esse trabalho.

## 2.2 Trocadores de Calor

A metodologia para o projeto do trocador de calor ótimo é muito complexa, não apenas pela parte aritmética envolvida, mas principalmente por causa das muitas escolhas qualitativas introduzidas.

### 2.2.1 Classificação

Os trocadores de calor podem ser classificados por vários parâmetros, porém, estou interessado em um em particular que é a forma como o trocador transfere energia térmica. Nessa classificação, os trocadores podem ser de dois tipos recuperativo ou regenerativo, ou seja:

1. Trocadores recuperativos - são os mais comuns, encontrados em case todas as aplicações de engenharia. Neste trocador, dois fluidos trocam energia térmica separados por uma superfície de transferência de calor.
2. Trocadores regenerativos - o mais comum destes é o pré-aquecedor de ar tipo Ljungstrom, o qual consiste de uma superfície de transferência de calor parecida com uma colméia, a qual gira entrando em contato com os gases de combustão e com o ar de alimentação, assim, a energia térmica é transferida para a parte da colméia em contato com os gases e transferida para o ar quando esta parte ao girar entra em contato com o ar.

Um exemplo simples de trocador regenerativo é observado quando, se esfria um copo de leite passando o conteúdo desse para uma jarra metálica fria, esperando até que a jarra se aqueça e devolvendo o conteúdo ao copo, neste ponto o leite se encontra mais frio que no começo pois transferiu calor para a jarra.

É interessante notar essa diferença, pois na bibliografia alguns trabalham como modelos recuperativos enquanto outros usam modelos regenerativos. O interessante de se usar um modelo regenerativo, é a possibilidade de avaliar o trocador de calor com apenas um dos circuitos de fluido.

---

### 2.2.2 Definição do coeficiente Global

Uma etapa essencial, e freqüentemente a mais imprecisa, de qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Esse coeficiente é definido em função da resistência total à transferência de calor entre dois fluidos, e possui uma expressão análoga a do resfriamento de Newton.

$$q \equiv UA\Delta T \quad (2.4)$$

O 'U' é composto dos efeitos de resistência a convecção em ambos os fluidos, da resistência a condução na parede sólida, por efeitos de resistência causadas por incrustações, ferrugens e sujeiras que surgem com o tempo de operação, também leva em consideração os efeitos das aletas e dos intensificadores de calor. Assim uma expressão para o coeficiente global esta representada na equação 2.2.2 , sendo o 'U' definido em função de uma área base 'A'.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{(\eta_s \eta_i h)_f} + \frac{(R_i)_f}{(\eta_s)_f} + R_p + \frac{(R_i)_q}{(\eta_s)_q} + \frac{1}{(\eta_s \eta_i h)_q}} \quad (2.5)$$

onde:

$R_i$  = resistência oferecida por incrustações, ferrugem, etc...

$R_p$  = resistência oferecida a condução pela parede;

$\eta_i$  = efetividade provocada pela inclusão de um intensificador (0 a  $\infty$ );

$\eta_s$  = efetividade provocada pela inserção de aletas (1 a  $\infty$ );

$h$  = coeficiente de convecção.

### 2.2.3 Adimensionais importantes e outras equações

O número de Reynold's, que caracteriza um escoamento é definido como:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.6)$$

O número de unidades de troca, que caracteriza a transferência de calor é definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.7)$$

onde,  $A$  é a área base e  $C = \dot{m}c_p$  sendo a capacidade térmica do fluido ou material.

O fator de atrito de Fanning, que caracteriza as perdas de carga é definido como:

$$f = [2\rho_m \frac{\Delta P}{G^2} - (K_c + K_e) - \frac{\Delta P}{P_m}(1 + \rho^2)] \frac{r_H}{L} \quad (2.8)$$

onde:

$G = \frac{\dot{m}}{A_e}$  = vazão mássica por unidade de área;

$A_e$  = área de escoamento livre;

$r_H$  = raio hidráulico;

$K_c, K_e$  = coeficiente de perda de carga por contração de entrada ou saída de escoamento;

Fator de Colburn  $j$ , que caracteriza o coeficiente de transferência de calor por convecção é definido como:

$$j = \frac{h}{Gc_p} Pr^{2/3} = NUT \frac{A_e}{A} Pr^{2/3} \quad (2.9)$$

# **Capítulo 3**

## **Projeto e Desenvolvimento**

Neste capítulo desenvolvo e apresento uma metodologia para a determinação do coeficiente global de uma superfície de transferência de calor. Essa metodologia segue a mesma linha do apresentado até agora, portanto, descreverei os passos para se obter o ‘U’ e estarei optando por algumas das opções de estado transiente, de modelos matemáticos e de métodos de solução os quais serão escolhido pensando nos possíveis tipos de ensaios simples que poderei realizar.

---

### **3.1 Projeto e Desenvolvimento da Técnica**

Os desenvolvimentos realizados pelos autores partiam do conhecimento do problema físico ao qual eles pretendiam associar seu trabalho. Para tanto, é preciso definir o domínio de aplicação, para isso, devo-se escolher as hipóteses, simplificações e modelos que serão adequados a possibilitar a conclusão desse trabalho, essas escolhas devem estar de acordo com o experimento a ser realizado e vice-versa.

#### **3.1.1 Fluxograma e Descrição da Técnica**

A técnica de análise transiente apresentada pelos autores pode ser ilustrada de forma simplificada pela figura 3.1, onde se observam os passos básicos a serem desenvolvidos

para a obtenção de um sistema de avaliação personalizado.

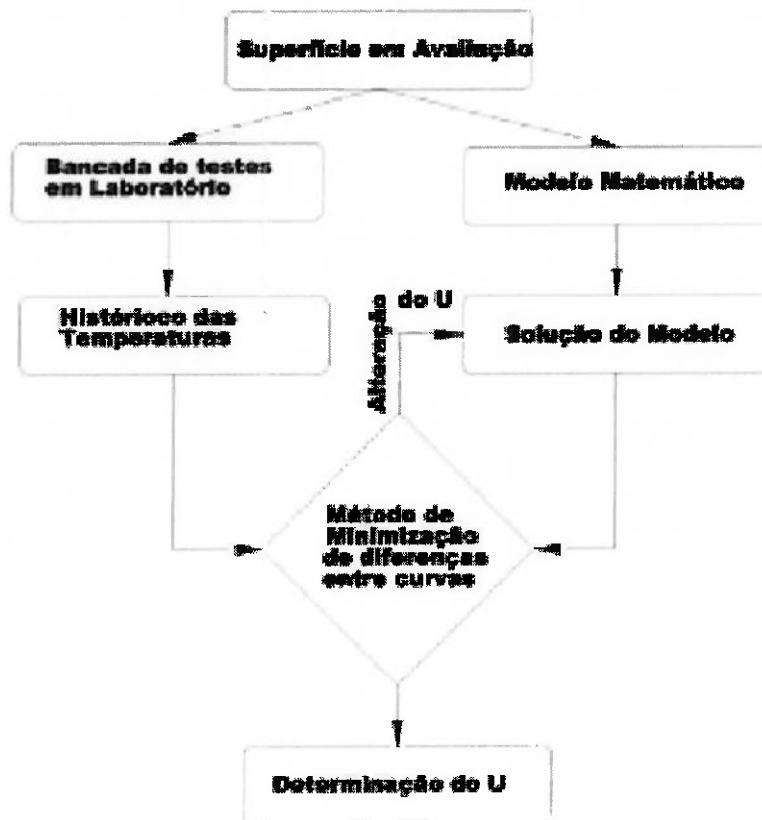


Figura 3.1: Fluxograma da Técnica de Análise do Transiente

Inicia-se a determinação da performance de um trocador de calor modelando-o, ou seja, construindo um modelo matemático para representá-lo em forma de equação. Esta equação é em geral diferencial e pode ser resolvida por vários métodos, entre eles estão o método das diferenças finitas e a utilização da transformada de Laplace, a qual será usada neste trabalho. Durante a etapa de modelamento algumas simplificações são impostas constituindo um limite onde o modelo é válido.

A partir da definição do modelo matemático e de seu campo de aplicação, pode-se trabalhar agora em duas frentes. A primeira de coleta de dados experimentais, sempre procurando estar dentro do limite viável de validade do modelo ou se necessário deve-se construir um novo modelo. A segunda constitui em resolver as solução diferenciais desse modelo matemático. Tendo concluído essas etapas, pode-se associar os dados obtidos experimentalmente com as respostas teóricas do modelo matemático e obter,

por exemplo, o coeficiente global de transferência de calor “U” ou qualquer outro parâmetro.

Vários métodos podem ser empregados para fazer essa associação, entre eles estão o métodos da máxima derivada, válido quando o comportamento do sistema pode ser aproximado de um comportamento de primeira ordem, (apresenta problemas, pois a máxima derivada ocorre próximo ao zero) ou pode-se usar comparação de curvas, como por exemplo um método dos mínimos quadrados para fazer o melhor ajuste de curvas (este será apresentado neste trabalho), além de outros.

### **3.2 Escolha do estado transiente e do método de solução**

A escolha da excitação que levará ao estado transiente depende fortemente da aplicação, porém, como estou interessado em apresentar e verificar uma técnica simples, o mais interessante estado transiente me parece ser aquele provocado por uma oscilação de grau na temperatura de entrada do fluido.

Assim pode-se pensar em uma bancada próxima a apresentada por Pucci [5] na figura 1.2, para avaliar uma superfície de troca de calor. O próximo capítulo, descreverá o programa e o aplicará a uma experiência de aquecimento de um corpo sólido realizado no laboratório do professor Alberto Hernandez.

O método de solução inicialmente escolhido é baseado no método dos mínimos quadrados.

# **Capítulo 4**

## **Validação da Técnica**

---

### **4.1 Descrição do programa**

O programa trabalha da seguinte forma, ele recebe a curva de resposta de temperatura de saída de algum sistema físico, recebe também através do simulink um modelo aproximado da excitação exercida sobre o sistema, um modelo matemático desse sistema, além de parâmetros importantes do sistema, como sua massa, propriedades físicas dos materiais envolvidos, e no simulink se escolhe um dos métodos de solução de equações diferenciais, neste caso escolhi um Runge Kutta de quarta ordem com passo fixo. Não podemos esquecer que é necessário para este programa um chute inicial para o valor do coeficiente global.

Com todos esses dados, o programa utiliza o simulink para gerar curvas de saída de temperatura para diversos “U”, até que encontre o “U” que apresente a menor soma das distâncias quadráticas para os pontos que foram obtidos experimentalmente. Isto é, para cada ponto experimental é feita uma consideração de distância entre a curva experimental e a do modelo do simulink, e todas estas distâncias são elevadas ao quadrado e depois somadas, assim se existirem 12 pontos experimentais terá-se 12 termos na soma do MMQ.

Quando o programa encontra um mínimo ele é encerrado ou é encerrado quando atinge um valor pré-determinado. Também há a possibilidade de se utilizar um peso para corrigir os efeitos do incremento ou decremento do “U”.

O incremento ou decremento do “U” é feito com a raiz quadrada do valor da soma do MMQ, permitindo assim um refinamento quando estiver próximo da resposta, porém isso é um problema quando o chute inicial esta muito longe, podendo o programa não convergir.

A saída do programa é o coeficiente global de transferência de calor “U”, e um gráfico comparativo entre o comportamento da curva de variação de temperatura real e a obtida pelo modelo.

O código fonte do programa e o modelo do simulink se encontram em anexo.

## 4.2 Escolha do problema físico

Um problema físico que se encaixa como uma luva para este relatório são os que envolvem aquecimento e resfriamento de sistemas. E além desse ponto, também é possível realizar um experimento nos laboratórios da escola, que já possui um ensaio semelhante na disciplina de PMC0322 coordenada pelo Prof. Alberto Hernandez.

O problema consiste em aquecer uma esfera de alumínio puro, introduzindo-a em um reservatório de temperatura e vazão conhecida proporcionando uma convecção forçada.

### 4.2.1 Modelo matemático

#### 1. Hipóteses:

Número de Biot pequeno

#### 2. Condições de contorno:

Tanque pode ser considerado como sendo um reservatório

#### 3. Condições iniciais:

$T_i(t)$  função degrau, a esfera esta fora do tanque e no instante  $t = 0$  é inserida no líquido contido no tanque.

---

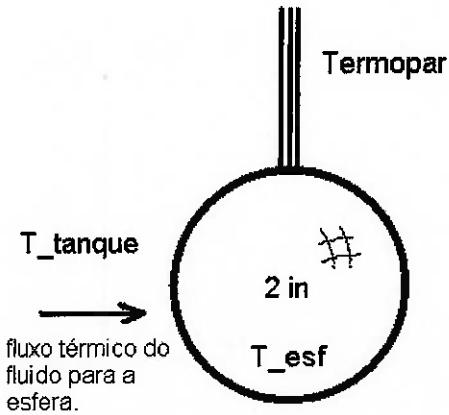


Figura 4.1: Esquema para modelo de aquecimento de uma esfera

Balanço de energia na massa da esfera  $\phi$

$$m_\phi c p_\phi \frac{dT_\phi(t)}{dt} = U A_\phi (T_t(t) - T_\phi(t)) \quad (4.1)$$

Balanço de energia no Tanque

$$M_t c p_t \frac{dT_t(t)}{dt} = -U A_\phi (T_t(t) - T_\phi(t)) \quad (4.2)$$

Porém como dito o tanque é um reservatório, possuindo massa muito maior que a esfera, permitindo a simplificação

$$\frac{dT_t(t)}{dt} = 0 \quad (4.3)$$

Assim podemos considerar a temperatura do tanque constante ficando apenas com a equação 4.1, ficando com o termo  $T_t(t)$  para trabalhar como função entrada. Agora, aplicando a transformada de Laplace a esta equação,

$$\frac{m_\phi c p_\phi}{U A_\phi} (T_\phi(s) - T_\phi(0)) + T_\phi(s) = T_t(s) \quad (4.4)$$

Trabalhando com variáveis perturbações, teremos esta equação simplificada para,

$$\frac{m_\phi c p_\phi}{U A_\phi} T_\phi(s) + T_\phi(s) = T_t(s) \quad (4.5)$$

A equação 4.5 pode ser escrita da forma convencional de um sistema de primeira ordem,

$$T_\phi(s) = \frac{T_t(s)}{\tau s + 1} \quad (4.6)$$

$$\tau = \frac{m_\phi C p_\phi}{U A_\phi} \quad (4.7)$$

Com esse equacionamento, se obtivemos experimentalmente o comportamento  $T_\phi(t)$  em função de uma excitação  $T_t(t)$ , fica claro como encontrar o coeficiente global de transferência de calor “U”.

### 4.3 Descrição da experiência

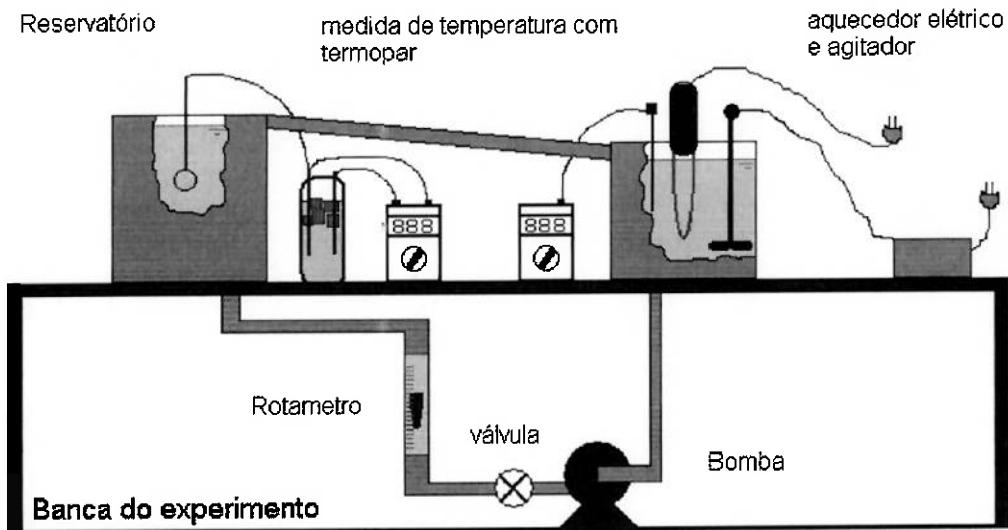


Figura 4.2: Aplicação da Técnica, bancada de ensaio

A experiência realizada consistiu em um aquecimento de uma esfera de alumínio de duas polegadas de diâmetro (50,4mm), da temperatura ambiente (16°C) até a temperatura de banho do tanque (44°C). Realizou-se as medidas de temperatura com um termopar introduzido no centro da esfera, também foram realizadas outras medidas como vazão de água pelo tanque.

O coeficiente global de transferência de calor para esta experiência pode ser encarado como sendo somente o coeficiente de transferência de calor por convecção, já que o valor do número de Biot para esse caso é considerado pequeno, como será mostrado nos resultados.

#### 4.3.1 Dados experimentais

Condições iniciais	
Vazão (litros/hora)	660
$T_{reservatorio} (^{\circ}C)$	44,0

Aquecimento de uma Esfera		
Tempo (s)	$T_{esfera} (mV)$	$T_{esfera} (^{\circ}C)$
0	0,81	16,0
5	0,88	17,5
10	1,08	21,0
15	1,25	24,5
20	1,41	27,5
30	1,63	32,0
40	1,81	35,5
50	1,93	37,5
60	2,03	39,5
80	2,15	42,0
100	2,22	43,0
120	2,26	44,0

### 4.4 Outras formas de obter o coeficiente de convecção

#### 4.4.1 Solução Analítica do transiente

Neste método será feita a análise do aquecimento ou resfriamento de um sólido, em regime variável, admitindo-se que a resistência à condução no interior do sólido é desprezível diante da resistência ao transporte no fluido adjacente em convecção. Isto é, no sólido tem-se  $T = T(t)$  somente. A hipótese acima estabelecida é razoável sempre que o número de Biot for menor que 0,1 ( $Bi < 0,1$ ). O número de Biot é uma medida da importância relativa dos processos de transferência de calor e é expresso pela razão entre a resistência externa (fluido) e a resistência interna (sólido).

$$Bi = \frac{\frac{L^*}{k_s}}{\frac{1}{h_c A}} = \frac{h_c L^*}{k_s} \quad (4.8)$$

onde:

$h_c$  = coeficiente médio de transferência de calor por convecção;

$k_s$  = condutividade térmica do sólido;

$L^*$  = dimensão característica de comprimento.

Convém ressaltar a semelhança do número de Biot com o número de Nusselt, definido anteriormente. A diferença é que o número de Nusselt é uma relação entre as resistências de condução e convecção no fluido; enquanto que o número de Biot correlaciona as resistências no sólido e no fluido.

Além do número de Biot, o número de Fourier,  $Fo$ , é um parâmetro adimensional de temperatura,  $\theta/\theta_i$  complementam as variáveis adimensionais de interesse quando do estudo da condução em regime transiente, com:

$$Fo = \frac{\alpha t}{(L^*)^2} \quad (4.9)$$

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \quad (4.10)$$

onde  $T$  é a temperatura em uma determinada posição e instante  $t$ ,  $T_i$  a temperatura do fluido ao longe, e  $\alpha$  a difusividade térmica do sólido dada por:

$$\alpha = \frac{k_s}{\rho c} \quad (4.11)$$

onde:

$\rho$  = massa específica do sólido;

$c$  = calor específico do sólido;

$k_s$  = condutividade térmica do sólido.

### O problema da condução em regime transiente $T = T(t)$

Considere-se um corpo sólido, inicialmente a uma temperatura  $T_i$ , em um meio fluido infinito em estagnação ou em movimento uniforme, a uma temperatura  $T_\infty$ , e admita-se as seguintes hipóteses: a) a temperatura é uniforme no interior do sólido (incluindo a superfície) durante todo o tempo em que se efetua a troca de calor; b) na superfície do sólido o fluido assume o valor da temperatura do sólido; c) as propriedades físicas do sólido são constantes. Nestas condições o modelo diferencial não se aplica, já que  $T = T(t)$  e tem-se que recorrer à 1a. Lei da Termodinâmica escrita em termos de fluxos:

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} \quad (4.12)$$

$$\frac{dU}{dt} = \rho c V \frac{dT_s}{dt} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q} = \int_A q dA \quad (4.14)$$

cujos membros são dados por:

onde:

$\rho$  = massa específica do sólido;

$c$  = calor específico do sólido;

$V$  = volume do sólido;

$A$  = área superficial do sólido;

$T_s$  = temperatura do sólido;

$q$  = fluxo de calor (quantidade de calor / tempo x área).

Tomando-se como temperatura de referência a temperatura do fluido ao longe e lembrando que na superfície sólida a temperatura do fluido é a mesma do sólido, tem-se:

$$\dot{Q} = \int_A \bar{h}_c (T_p - T_\infty) dA \quad (4.15)$$

Considerando  $\bar{h}_c$  como constante e igual ao coeficiente médio de calor  $\bar{h}_c$  resulta:

Substituindo as Eqs. 4.13 e 4.15 na Eq. 4.12 tem-se:

$$\rho c V \frac{dT_s}{dt} = -\bar{h}_c (T_p - T_\infty) A \quad (4.16)$$

definindo:  $\psi = \frac{(T_p - T_\infty)}{(T_i - T_\infty)}$

resulta para a Eq. 4.16

$$\frac{d\psi}{\psi} = -\frac{\bar{h}_c}{\rho c} \frac{A}{V} t \quad (4.17)$$

e como  $T_p = T_i$  quando  $t = 0$ , ou seja,  $\psi = 1$ , a integração da Eq. 4.17 resulta:

$$\ln \psi = -\frac{\bar{h}_c}{\rho c} \frac{A}{V} t \quad (4.18)$$

Com base nesta equação, para um dado fluido e uma determinada condição de escoamento o valor de  $\bar{h}_c$  poderá ser obtido por determinações simultâneas de temperatura e tempo, plotadas em gráfico monolog. Observe-se ainda que para:  $L^* = V/A$  tem-se da Eq. 4.18 que:

$$\ln \psi = -Bi \cdot Fo \quad (4.19)$$

Ou ainda, se derivarmos a equação 4.18 em relação a tempo temos:

$$\frac{d \ln \psi}{dt} = -\frac{\bar{h}_c}{\rho c} \frac{A}{V} \quad (4.20)$$

# Capítulo 5

## Resultados e Discussões

Este capítulo apresenta os resultados do experimento conduzido no dia 24 de setembro de 2002, e os utiliza juntamente com a técnica aqui desenvolvida para avaliar o coeficiente global de troca. Na última parte desse capítulo é feita uma comparação com o resultado analítico obtido sobre os mesmos dados.

---

### 5.1 Resultados dos Testes

Dados importantes			
Variável	Dado	Valor	Unidade
$Q_t$	Vazão no tanque	660	litros/hora
$T_{it}$	Temperatura inicial do tanque	44	°C
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	16	°C
$\rho_{H_2O}$	Massa específica da água	1000	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{al}$	Massa específica do alumínio	2702	kg/m <sup>3</sup>
$k_{al}$	Condutividade do alumínio	237	W/mK
$\phi_{esf}$	Diâmetro da esfera de alumínio	2	in
$\phi_t$	Diâmetro do tanque	27	cm
$A_{esf}$	Área da esfera	0,008107	m <sup>2</sup>
$A_t$	Área do tanque	0,057256	m <sup>2</sup>
$V_{esf}$	Volume da esfera	0,00006864	m <sup>3</sup>
$M_{esf}$	Massa da esfera	0,185	kg
$c_{pal}$	Calor específico do alumínio	903	J/kg.K

## 5.2 Resultados da Técnica

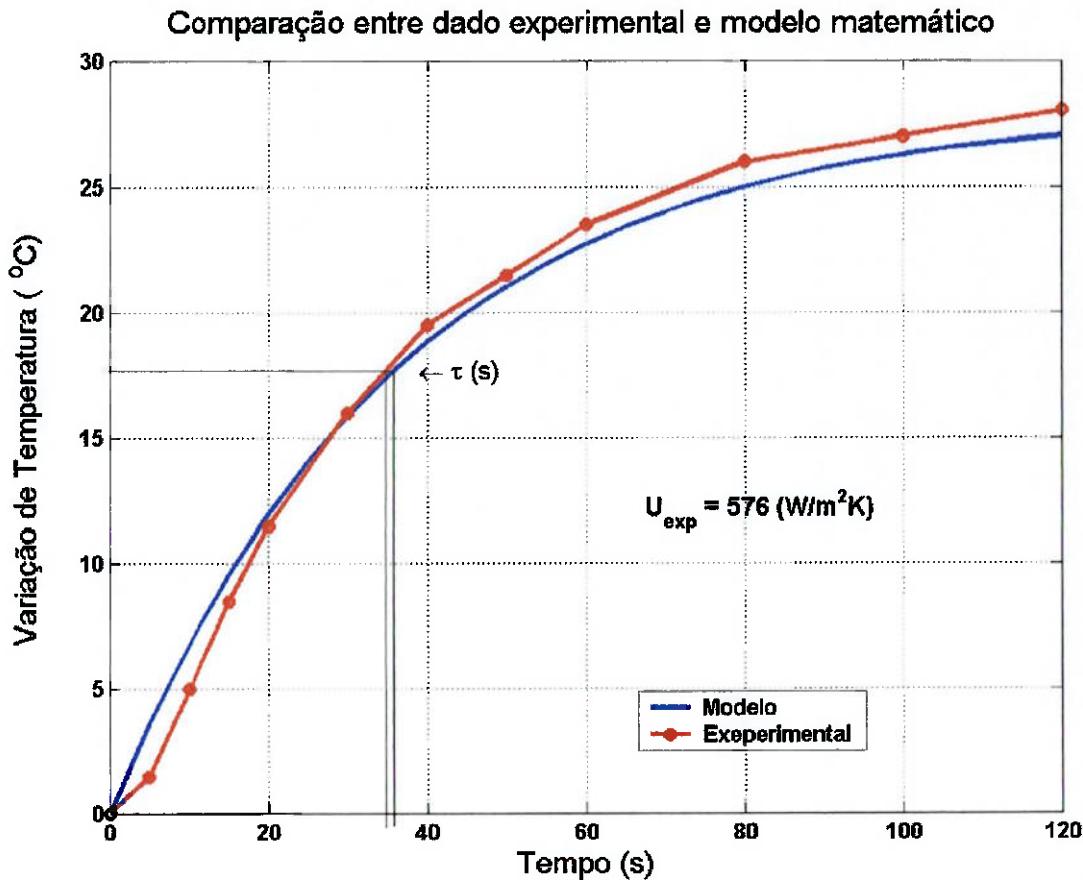


Figura 5.1: Aplicação da Técnica, ilustração das curvas de resposta de temperatura de saída

Para teste, obtivemos  $U = 576 \text{ W/m}^2\text{K}$ , com um valor de erro quadrático de  $MMQ = 13$ , foi usado uma entrada degrau que simula os  $28^\circ\text{C}$  de diferença entre a temperatura inicial da esfera de alumínio e a temperatura do tanque. Não esquecendo de lembrar que foi dado uma estimativa educada para  $U = 700 \text{ W/m}^2\text{K}$  e que o programa terminou em poucos segundos.

Nesse teste foi usado um RungeKuta de 4<sup>a</sup> ordem com passo fixo de 5 segundo para gerar o resultado do modelo desta técnica de análise do transiente.

O número de Biot para esse caso é de  $Bi = \frac{h_c V_{esf}}{A_{esf} k_{al}} = 0,02 < 0,1$ .

### 5.3 Comparação com outros resultados

Método Analítico do Transiente			
Tempo (s)	$T_{esfera} ({}^{\circ}C)$	$\psi$	$\ln \psi$
0	16,0	1,000	0,000
5	17,5	0,946	0,055
10	21,0	0,821	0,197
15	24,5	0,696	0,362
20	27,5	0,589	0,529
30	32,0	0,429	0,847
40	35,5	0,304	1,192
50	37,5	0,232	1,460
60	39,5	0,161	1,828
80	42,0	0,071	2,639
100	43,0	0,036	3,332
120	44,0	0,000	lixo

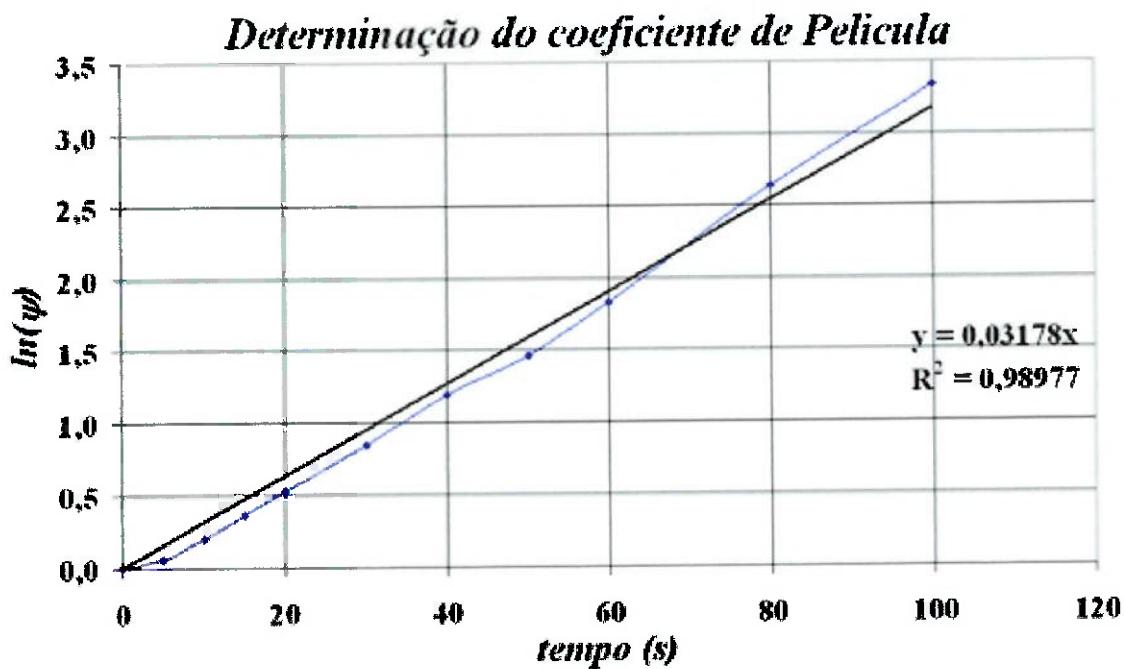


Figura 5.2: Determinação gráfica do coeficiente de película

Do gráfico 5.2 de  $\ln \psi(t)$  acima podemos retirar o coeficiente de película,

$$\text{coeficiente angular} = \bar{h}_c A_{esf} / (\rho_{al} c p_{al} V_{esf}) \quad (5.1)$$

deste modo tem-se:  $\bar{h}_c = 656(W/m^2K)$

O número de Biot para esse caso é de  $Bi = \frac{\bar{h}_c V_{esf}}{A_{esf} k_{al}} = 0,02 < 0,1$ .

Avaliando os resultados considerando que a esfera está toda na mesma temperatura, observamos uma pequena diferença em relação ao obtido pelo gráfico 5.2 do  $\ln(\psi)$ , e podemos observar no gráfico 5.1, que nos instantes iniciais, a curva tem uma inclinação um pouco diferente do restante do gráfico, o que pode vir a ser explicado pela hipótese feita no modelo matemático.

O comportamento inicial da curva experimental 5.1 pode ser compreendido como um atraso provocado pelo transporte da temperatura da superfície da esfera até o seu centro.

## 5.4 Avaliação das fontes de erro e sua influência

Uma fonte de erro importante neste ponto é a hipótese de excitação degrau, que no simulink é perfeita, mas que não ocorre na prática, sua influência me parecia pequena, mas observando o trabalho dos outros autores, percebi que esta é uma fonte importante de incertezas. Outra fonte de erro são as hipóteses simplificadoras adotadas no modelamento matemático, um estudo melhorado pode ser facilmente realizado incluindo no modelo matemático os efeitos da condução no interior da esfera, porém também me parecem pequenos para esse ensaio realizado.

Não podemos esquecer das imprecisões dos instrumentos e dos métodos de cálculos empregados pelo computador. Nesse teste foi usado um RungeKuta de 4<sup>a</sup> ordem com passo fixo de 5 segundo para gerar o resultado do modelo desta técnica de análise do transiente.

## 5.5 Análises com o modelo matemático

Nesta parte irei apresentar as alterações que realizei em meu modelo matemático, brinquei com a função degrau de entrada, transformando-a em uma rápida rampa inicial seguida de um patamar, brinquei também com o sinal de saída, considerando que de alguma forma havia um atraso na resposta do meu sistema.

---

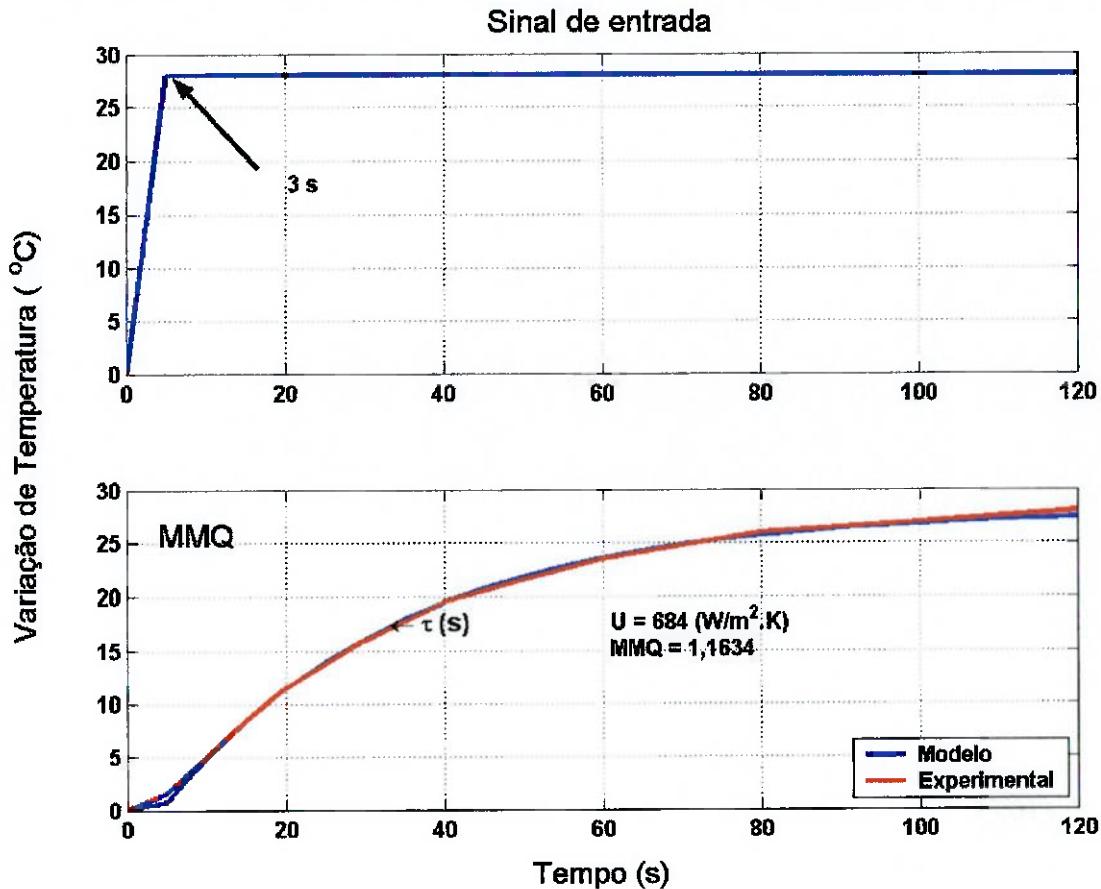


Figura 5.3: Aplicação da Técnica, variação de entrada não é um degrau perfeito

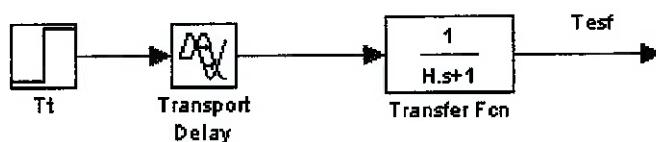


Figura 5.4: Modelo matemático

O efeito na função entrada ilustrada na figura 5.3 foi conseguido colocando um atraso de Pade linear logo na saída do gerador de função degrau do Simulink (veja figura 5.4). Essa alteração permitiu uma melhor aproximação entre as curvas do modelo e teórica é ilustra vem como função de entrada degrau é uma fonte importante de incertezas.

Apesar da melhor aproximação tinhos dúvidas se não poderia ser este desvio causado por um atraso no modelo matemático, e para verificar isso implementei um modelo

com atraso (apesar de ainda não conseguir explicar fisicamente como isso entraria, talvez na consideração de Biot pequeno, mas ela se mostra muito válida para esse caso) como mostrado na figura 5.6 e que possui resposta a oscilação degrau apresentado na figura 5.5(neste caso a entrada é um degrau perfeito como no teste empregado na figura 5.1).

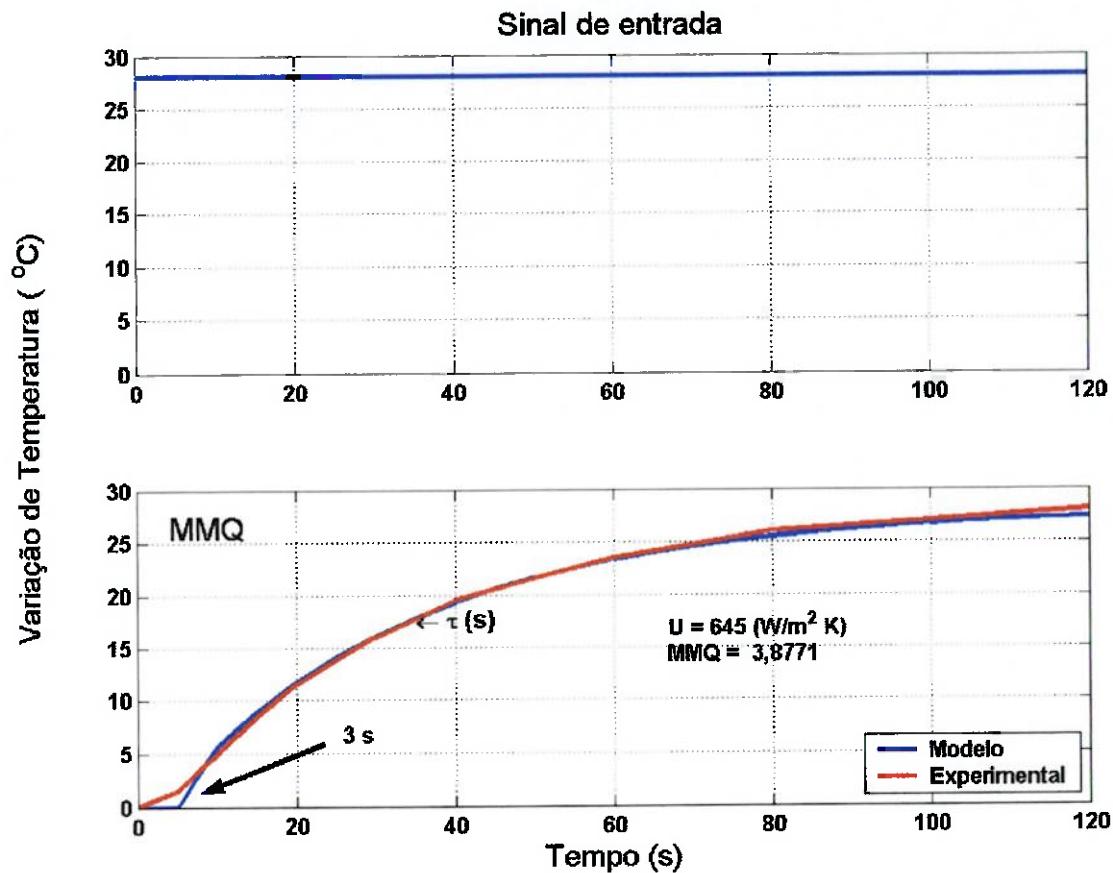


Figura 5.5: Aplicação da Técnica, variação de entrada não é um degrau perfeito

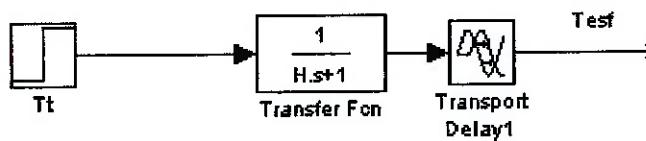


Figura 5.6: Modelo matemático

Como é possível observar das figura 5.3 e 5.4 o modelo matemático empregado

é melhorado, mas fica claro que a melhor consideração é a de que a função degrau de entrada não é um degrau perfeito, pois o modelo segue melhor a entrada na figura 5.3, e o atraso de resposta do sistema não parece-me representar a realidade, apesar de possuir uma resposta numérica melhor.

# Conclusão

Neste ponto do trabalho já é possível pensar em um experimento simples para a verificação da técnica, os artigos na bibliografia apresentam algumas instalações usadas para a aplicação se suas técnicas. Esta técnica reduz em muito o tempo necessário para se realizar a caracterização de um trocador de calor, mas principalmente permite o uso de um laboratório simples sem precisar de grandes variações de temperatura para caracterizar a eficiência de um trocador.

Percebi também que existe uma única metodologia de análise transiente, e que cada autor apresenta e desenvolve um item em particular dessa técnica, optando por fazer ou não certas considerações, além de desenvolverem os modelos matemáticos os resolverem usando métodos numéricos ou analíticos que são de seu interesse. Assim, existe uma única técnica com possibilidade de alteração dos métodos e processos que a constituem.

Desta forma, posso dividir a metodologia em três etapas distintas, a primeira etapa consiste me desenvolver os modelos matemáticos adequados ao seu problema físico, a segunda consiste em ensaiar o seu sistema físico sobre as condições previamente estabelecida no seu modelamento e por último realizar uma comparação dos resultados experimentais com os do seu modelo, fazendo uma melhor aproximação de curvas, extraindo a máxima derivada da resposta experimental..., concluídas essas três etapas você tem caracterizado o seu trocador de calor e já possui ferramentas suficientes para implantar um sistema de controle e/ou manutenção.

Um outro ponto importante desta técnica é que, por permitir realizar ensaios com boa acurácia em tempos pequenos torna possível se pensar na criação de um banco de dados de superfícies de troca para vários escoamentos com variadas geometrias, facilitando a comparação e escolha de uma dada superfície ou configuração geométrica mais adequada a um dado escoamento, entre outras possibilidades.

## Referências Bibliográficas

- [1] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., “Fundamentos de Transferência de Calor e Massa”, Livros técnicos e científicos, 4<sup>a</sup> edição, 1998.
- [2] Rampall, I., Singh, K. P., Scoot, B. H. “Application of Transient Analysis Methodology to Quantify Thermal Performance of Heat Exchangers”, Heat Transfer Engineering, v. 18, nº4, pág. 22-34, outubro-dezembro 1997.
- [3] Ros, S., Jallut, C.†, Grillot, J. M., Amblard, M. “A transient-state technique for the heat transfer coefficient measurement in a corrugated plate heat exchanger channel base on frequency response and residence time distribution”, International Journal of Heat and Mass Transfer, v.38, nº7, pág. 1317-1325, maio 1995.
- [4] Luo, X., Roetzel, W., “The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000.
- [5] Pucci, P. F., Howard, C. P. e Piersall Jr, C. H., “The Single-Blow Transient Testing Technique For Compact Heat Exchanger Surfaces”, Trans. ASME J. Engineering Power, pág 29-40, 1967.
- [6] Mullisen, R. S., Loehrke, R. I., “A transient heat exchanger evaluation test for arbitrary fluid inlet temperature variation and longitudinal core conduction”, Journal Heat Transfer, vol. 108, pág 370-376, 1986.
- [7] Maliska, C. R., “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”, Livros técnicos e científicos, 1995.

# **Anexos**

## **Cronograma**

Tendo em vista a duração de nove meses deste trabalho, o cronograma planejado engloba tanto as atividades propostas para o primeiro semestre, como as atividades para o segundo semestre do ano letivo de 2002. Como forma de organização e planejamento das atividades necessárias para a execução deste trabalho, propõe-se o cronograma a seguir.

O cronograma foi alterado conforme pedido do Prof.<sup>º</sup> Orientador, para possibilitar sua conclusão.

## **Atividades**

1. Pesquisa bibliográfica (inicial);
2. Pesquisa das Técnicas;
3. Redação do relatório parcial;
4. Projeto e Desenvolvimento de uma técnica;
5. Redação do relatório final do primeiro semestre;
6. Construção do programa
7. Experimento e análise;
8. Aplicação e avaliação da técnica;
9. Conclusão.
10. Relatório Final

## Planejamento do tempo em função das atividades

	fev.	mar.	abr.	mai.	jun.	jul.	ago.	set.	out.	nov.
1.										
2.										
3.										
4.										
5.										
6.										
7.										
8.										
9.										
10.										

É importante ainda destacar as datas limite de entrega de relatórios neste segundo semestre e as datas das apresentações:

- *31 de agosto de 2002* - Entrega da ficha de inscrição.
- *19 de outubro de 2002* - Entrega do relatório parcial.
- *26 de novembro de 2002* - Entrega do relatório final.
- *03, 04 e 05 de dezembro de 2002* - Apresentação do trabalho.

## Programa de determinação do “U”

### Código Fonte

Programa para Determinação do coeficiente Global U.

```
% PROGRAMA PARA DETERMINACAO DO COEFICIENTE GLOBAL "U" DE
% UMA ESFERA SUBMETIDA A AQUECIMENTO EM UM ESCOAMENTO DE
% AGUA.
```

```
% Diametro da esfera (m)
d= 50.8/1000;
% Densidade do aluminio (kg/m^3)
rho=2702;
% Volume da esfera (m^3)
V_e = 4/3*pi*(d/2)^3;
% Area da Superfice de troca (m^2)
A=pi*(d/2)^2*4;
% Calor especifico do material da superficie (J/kg.K)
cp = 903;
% Estimativa inicial do coeficiente global de troca "U"
% (W/m^2K)
U= 700;
% Massa da esfera (kg)
m=V_e*rho;
% Condutividade do aluminio(W/m.K)
k = 237;

% CONDICOES INICIAIS
% A esfera se encontrava a temperatura ambiente (Tinicial)
% antes de ser inserida no reservatorio para aquecimento

% DADOS EXPERIMENTAIS
% Temperatura inicial da esfera (C)
Tinicial = 16.0;
% Curva de resposta da esfera ao ser inserida no tanque (C)
Treal=[16.0 17.5 21.0 24.5 27.5 32.0 35.5 37.5 39.5 42.0 43.0 44.0]
% Tempos de coletas
temporeal = [0 5 10 15 20 30 40 50 60 80 100 120];

% CALCULOS
% Constante de tempo estimada do sistema
H=m*cp/(U*A);
```

---

```
% Variacao da temperatura da esfera, para os dados
% experimentais (C)
Treal = Treal-Tinicial;
% Comprimento do vetor de Dados experimentais
npontos = length(Treal);
% Modelo Matematico linearizado do fenomeno de aquecimento de
% um corpo solido
sim('modelo_04');

% METODO NUMERICO
% Peso para controle do metodo numerico
peso =5;
% Inicializacao de variaveis
erro = 1e+80;
dU = erro;
MMQ_min = erro;
flag = 1;
b=(Treal*temporeal')-(Tesf'*tout');
while( abs(erro) > 1 ) & (flag)
    % Inicializacao de variaveis
    d = 1; i = 0;
    ttrab = tout';
    Tesf_trab = Tesf';
    while(d <= npontos)
        if ttrab(d+i)== temporeal(d)
            Tesf_min(d) = Tesf_trab(d+i);
            d=d+1;
            i=-1;
        end
        i=i+1;
    end
    % METODO DOS MINIMOS QUADRADOS
    MMQ = (Tesf_min - Treal)*(Tesf_min - Treal)'
```

```

if MMQ_min <= MMQ
    flag = 0
else
    MMQ_min = MMQ;
end
erro = MMQ^0.5;
dU = erro;
U = U - dU/peso;      % RELACHACAO
H=m*cp/(U*A);
sim('modelo_04');

end

% SAIDA DE DADOS GRAFICA
plot(tout,Tesf,'LineWidth',2);
hold on;
plot(temporeal,Treal,'r','LineWidth',2);
ctx = H+3;
cty = Treal(npontos)*0.632;
xlabel('Tempo (s)', 'FontSize',14);
ylabel('Variacao de Temperatura ( ^oC)', 'FontSize',14);
title('Comparacao entre dado experimental e modelo matematico',
'FontSize',15);
text(ctx,cty,'<=> \tau (s)', 'HorizontalAlignment','left',
'FontSize',12);
legend('Modelo','Experimental',4);
grid on;

```

————— FIM do CÓDIGO —————

## Modelo do Simulink

Este modelo do simulink possui um modelo de primeira ordem mais um gerador de excitação degrau, ele foi utilizado para a experiência de aquecimento de uma esfera de alumínio.

01

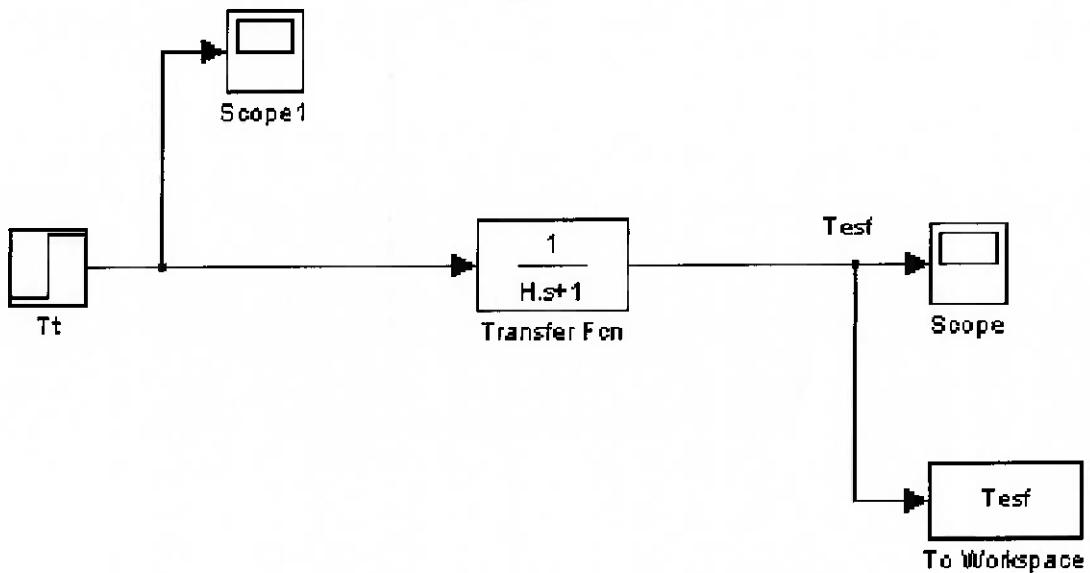


Figura 5.7: Modelo de sistema de primeira ordem mais excitação degrau

## Curiosidade - Matlab

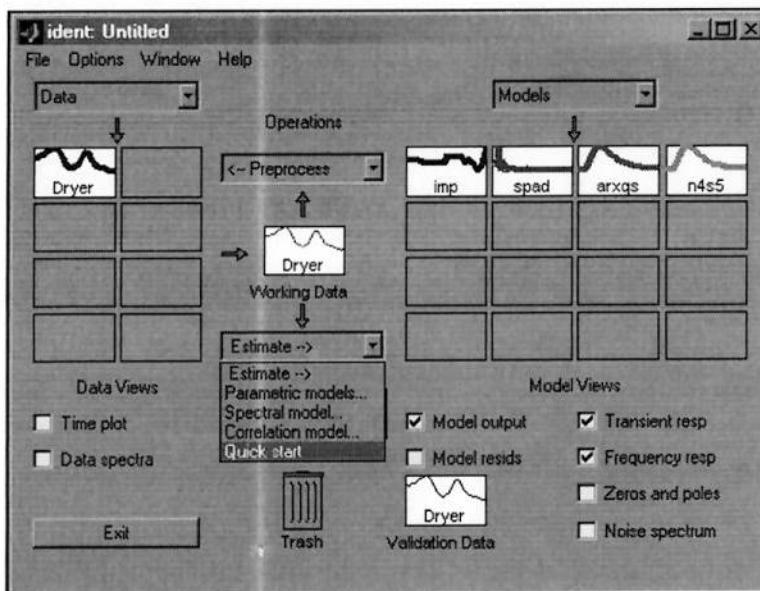


Figura 5.8: Janela principal da ferramenta ident.

No programa da Mathworks você pode usar a ferramenta “ident” para identificar

sistemas a partir de um sinal de entrada e o correspondente sinal de saída do sistema provocada por essa entrada. Ele permite que com esse dois sinais você estime qual o comportamento do sistema que emite essa resposta. Essa “toolbox” ainda lhe permite avaliar qual seria a resposta desse modelo a uma entrada impulso ou degrau. É interessante brincar com o exemplo que a própria ferramenta oferece.

Na janela principal do programa (veja figura 5.8) é possível acessar vários modos, entre os mais interessantes estão a entrada de dados (veja figura 5.9) nela é possível entrar com a excitação e com sua respectiva resposta do sistema, um dos problemas dessa ferramenta é a impossibilidade de se entrar com um vetor de tempo qualquer, tendo-se que se contentar em usar dados igualmente espaçados no tempo.

Na janela principal pode-se trabalhar com os dados de entrada, filtrando-o, retirando a média do sinal, entre outros. Uma outra parte interessante é poder escolher a ordem de um modelo matemático para descrever o comportamento do sistema, e avaliar a sua resposta a uma entrada degrau ou impulso (veja figura 5.10) podendo assim facilmente identificar o comportamento do seu sistema.

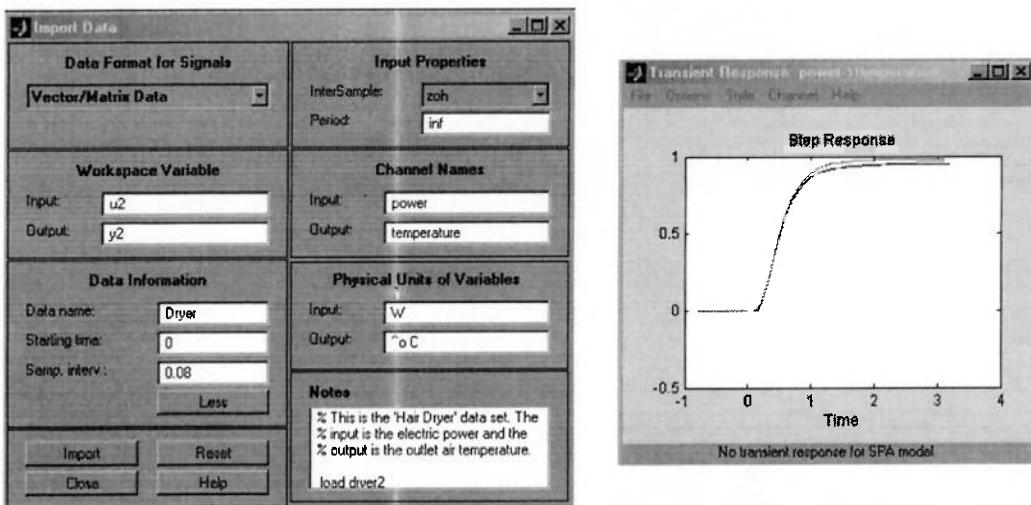


Figura 5.9: Janela de entrada de dados da ferramenta ident.

Figura 5.10: Resposta característica do sistema a uma entrada degrau, usando a ferramenta ident.

Esta ferramenta é muito interessante, mas deve ser usada com cautela em análises importantes, pois por ser uma ferramenta comercial não se tem acesso fácil a toda sua implementação, devendo o engenheiro fazer uma análise crítica e a utilizar se possuir domínio pleno sobre a mesma (como em todas as etapas da engenharia).

# **Capítulo 6**

## **Tradução e Síntese de Artigos**

Neste capitulo apresentarei um resumo dos artigos mais importantes, traduzidos para o Português, visando assim uma melhor compreensão dos trabalhos realizados nesse ramo da engenharia térmica.

### **6.1 Técnica de análise transiente (“single-blow”) para superfícies de trocadores de calor compactos [5]**

As características das novas superfícies de transferência de calor para trocadores de calor compactos são determinadas por vários métodos.

O propósito deste artigo é apresentar uma técnica de análise transiente com um resumo da teoria envolvida, uma descrição das facilidades experimentais, comentários sobre aplicabilidade da técnica, e apresentar alguns dados obtidos com essa técnica para algumas superfícies novas.

#### **6.1.1 Resumo da Teoria**

O “Estágio de inicio de operação”, “single-blow”, ou “técnica de teste transiente”, como tem sido descrito por vários autores, começando com a análise de Anzelius em 1926. Nusselt em 1928, Hausen em 1927 e 1929, e Schumam em 1929 trataram o problema de determinação analítica das temperaturas do fluido e do sólido em função do tempo e do espaço para um “sólido poroso” (“porous solid”, “matrix-media”, “porous-media”, “colméia”), inicialmente com temperatura uniforme, e então submetido a uma

alteração da temperatura de entrada do fluido. A análise é baseada sobre balanços de energia em elementos do sólido poroso, como pode ser verificado na figura 6.1.

Hipóteses utilizadas nessa análise:

1. Propriedades do fluido são independentes da temperatura;
2. Escoamento constante do fluido;
3. O “sólido poroso” é homogêneo;
4. Condutividade térmica de ambos, fluido e sólido, é infinita perpendicularmente a direção do escoamento do fluido;
5. Condutividade térmica do fluido é nula na direção do escoamento.

Condições iniciais e de contorno empregadas:

1. O “sólido poroso” possui inicialmente distribuição uniforme de temperatura;
2. Com tempo igual a zero, a temperatura de entrada do fluido muda instantaneamente para um valor diferente e constante, i.e., um degrau na temperatura do fluido;
3. Os contornos do “sólido poroso” são adiabáticos;
4. Condutividade térmica de ambos, fluido e sólido, é infinita perpendicularmente a direção do escoamento do fluido;
5. Condutividade térmica do fluido é nula na direção do escoamento.

$$\begin{aligned}
 \dot{m} c_p t_f &\Rightarrow h b (t_f - t_s) dx \Rightarrow \dot{m} c_p (t_f + \frac{\partial t_s}{\partial x} dx) \\
 &\downarrow \\
 -k_s A_s \frac{\partial t_s}{\partial x} &\Rightarrow \boxed{\text{SOLID}} \Rightarrow -k_s A_s (\frac{\partial t_s}{\partial x} + \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx)
 \end{aligned}$$

Figura 6.1: Elemento do “sólido poroso”

Tempo =  $\theta$

Área da seção transversal do sólido para condução de calor =  $A_s$

Perímetro de passagem do fluido =  $b$

Temperatura do sólido =  $t_s$

Temperatura do fluido =  $t_f$

Energia absorvida pelo sólido =  $\rho_s A_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \theta} dx$

Calor transferido para o sólido por convecção =  $hb(t_f - f_s)dx$

Calor transferido do fluido por convecção =  $\dot{m}c_p \frac{\partial t_f}{\partial x} dx$

Calor transferido no sólido por condução =  $-k_s A_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx$

Deste modo, o balanço de energia para o sólido e para o fluido são:

$$\rho_s A_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \theta} dx = -k_s A_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} dx + hb(t_f - f_s)dx \quad (6.1)$$

$$\dot{m}c_p \frac{\partial t_f}{\partial x} dx + hb(t_f - f_s)dx = 0 \quad (6.2)$$

Admitindo  $\tau$  = variável de tempo generalizada =  $\frac{hA}{W_s c_s} [\theta \frac{W_f x}{\dot{m}L}]$

onde

$h$  = coeficiente de transferência de calor por convecção, Btu;hr sq ft deg F

$A$  = área da matriz de transferência de calor, sq ft

$W_s c_s$  = capacidade da matriz, Btu / deg F

$W_f$  = massa do fluido contida dentro da matriz, lbm

$\dot{m}$  = fluxo mássico do fluido, lbm/hr

$x$  = distância da entrada da matriz a um elemento na direção do escoamento, ft

$L$  = comprimento da matriz, ft

Caso o fluido seja um gás, a capacidade térmica do fluido contido na matriz em qualquer momento  $W_f c_p$  é muito menor que a capacidade térmica da matriz  $W_s c_s$  e o segundo termo pode ser desprezado, originando:

$$\tau \approx \frac{hA}{W_s c_s} \theta \quad (6.3)$$

Admitindo

$$z = \text{variável generalizada de posição} = \frac{hAx}{mc_p L} = NUT \frac{x}{L}$$

$$\lambda = \text{parâmetro de condução longitudinal} = \frac{k_s A_s}{mc_p L}$$

onde

$k_s$  = condutividade térmica da matriz, Btu / hr ft deg F

Substituindo nas equações 6.1 6.2 tem-se

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = \lambda NUT \frac{\partial^2 t_s}{\partial z^2} + (t_f - t_s) \quad (6.4)$$

$$\frac{\partial t_f}{\partial z} = (t_s - t_f) \quad (6.5)$$

Para o caso de condução longitudinal no sólido igual a zero, as equações 6.4 e 6.5 são simplificadas para:

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = (t_f - t_s) \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial t_f}{\partial z} = (t_s - t_f) \quad (6.7)$$

A solução de Schumann's para esse caso em particular é

$$\frac{t_f - t_i}{t_{f1} - t_i} = 1 - e^{-(z+\tau)} \sum_{n=1}^{\infty} z^n \frac{d^n}{d(z\tau)^n} (J_0(2i\sqrt{\tau}z)) \quad (6.8)$$

$$\frac{t_s - t_i}{t_{f1} - t_i} = 1 - e^{-(z+\tau)} \sum_{n=0}^{\infty} z^n \frac{d^n}{d(z\tau)^n} (J_0(2i\sqrt{\tau}z)) \quad (6.9)$$

Esta solução foi primeiramente usada como base para a técnica de teste transiente de Furnas em 1932. A temperatura do fluido foi medida na saída da matriz onde  $x = L$ , consequentemente  $z = NUT$ . Os dados experimentais foram comparados com a solução teórica das constantes z-curvas de Schumann's. O melhor ajuste entre as z-curvas e os dados experimentais foi considerado como o NUT da matriz, e deste valor foi determinado o coeficiente de convecção  $h$ .

Loke diferenciou a solução teórica para a temperatura de saída do fluido para valores constantes de NUT, e obteve a seguinte expressão para a derivada de uma curva de aquecimento generalizada:

$$\frac{d[\frac{t_{f2}-t_i}{t_{f1}-t_i}]}{d[\frac{\tau}{NUT}]} = \frac{NUT^2}{\sqrt{NUT\tau}} [-iJ_1(2i\sqrt{NUT\tau})] e^{-(NUT+\tau)} \quad (6.10)$$

onde a temperatura do fluido na face de saída é avaliado como  $x = L$  deste modo  $z = NUT$  e  $t_f = t_{f2}$ .

Observando que a máxima derivada da curva de aquecimento generalizada é somente função de NUT, Locke apresentou estes gráficos de NUT versus máxima derivada.

Howard estendeu esta análise para a técnica de diferenças finitas para incluir o efeito da condução longitudinal. As figuras 6.2 e 6.3 apresentam a relação da máxima derivada e do NUT com o parâmetro de condução longitudinal,  $\lambda$ .

### 6.1.2 Facilidades experimentais

Uma facilidade experimental é ter de ser projetado para reunir as restrições impostas pelas idealizações do modelo teórico analítico. A mais importante idealização a ser observada é a simulação de uma entrada degrau na temperatura do fluido na entrada da matriz. Vários arranjos experimentais tem sido empregados para obter está variação degrau na temperatura do fluido. Usando duas fontes de fluido, uma mais quente que a outra, uma válvula pode ser empregada para alternar de um fluido para o outro; ou a matriz pode ser mecanicamente movida de um escoamento de fluido para o outro. Uma alternativa para esse arranjo é usar um único escoamento de fluido e instalar um aquecedor elétrico na face de entrada da matriz. Usando um aquecedor de pequena capacidade térmica resultando em uma rápida resposta na temperatura do fluido para uma alteração de ligado para desligado da corrente do aquecedor.

A apresentada facilidade transiente junto a U.S. Naval Postgraduate School tem sido empregada em dois estágios. A facilidade inicial utilizando a técnica "sliding drawer"(escorregador), que é, mover mecanicamente a matriz de um escoamento de ar aquecido par um escoamento de ar ambiente. A figura 6.4 mostra a seção de testes com a matriz propriamente dita e o escorregador na posição de aquecimento.

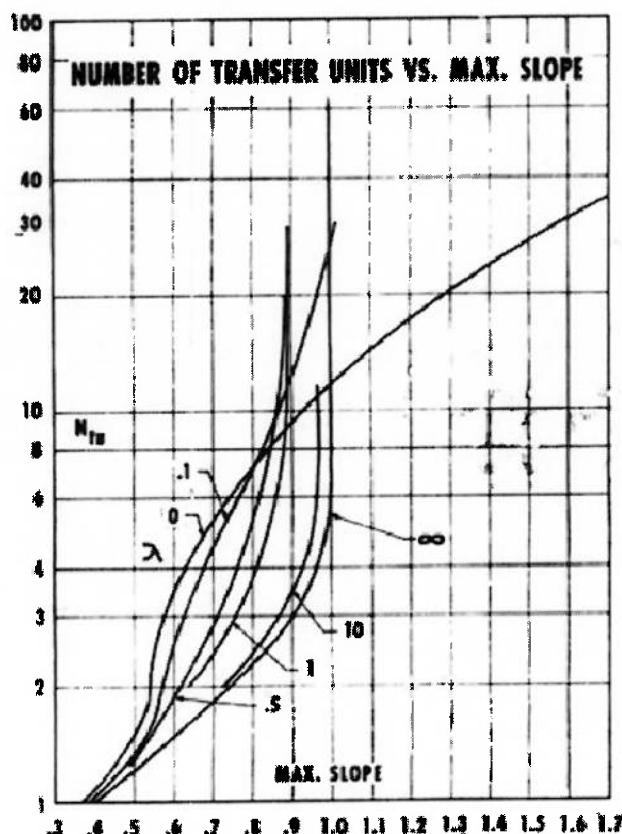


Figura 6.2: Número de unidades de transferência como função da máxima derivada e parâmetros de condução longitudinal.

A facilidade apresentada utiliza um escoamento de ar simples com uma série de finos fios de "nichrome" aquecendo justamente o fluxo de entrada da matriz em teste (veja 6.5 até 6.8). O escoamento é conduzido diretamente da entrada para uma tela de fios de nichrome aquecidos proporcionando um escoamento uniforme na matriz de teste. A matriz de teste é encaixada em um molde de plástico para prevenir a condução transversal para as paredes da seção de teste (veja figura 6.8). A vazão é medida com placas de orifício ASME padrão D e D/2 cambiáveis, e estão localizadas após a seção de testes. Os dados de perda de pressão para avaliação do fator de atrito são obtidos por medidores de pressão estática localizados imediatamente antes e depois da matriz de teste. Todos os dados de perda de pressão para avaliação do fator de atrito foram obtidos em condições de ar ambiente; i.e., escoamento isotérmico.

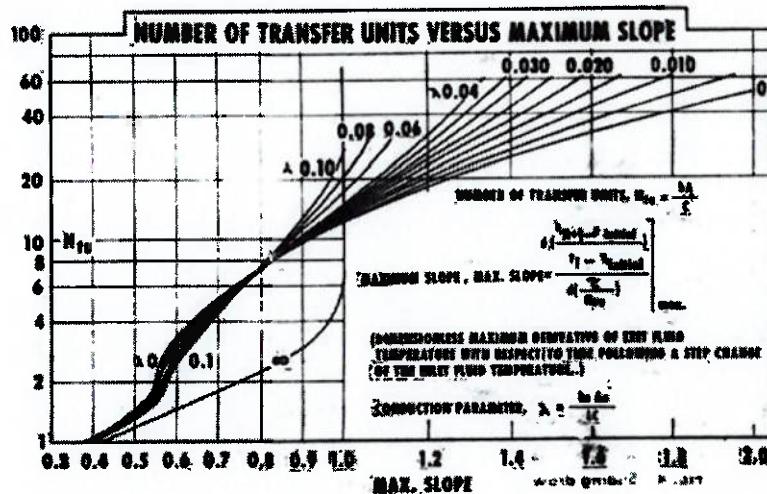


Figura 6.3: Número de unidades de transferência como função da máxima derivada e parâmetros de condução longitudinal.

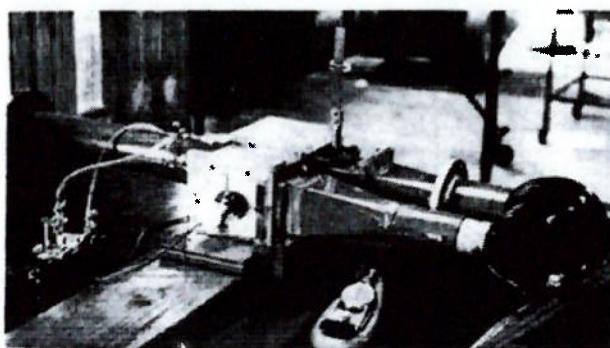


Figura 6.4: Matriz de teste no escorregador na posição de aquecedor.

### 6.1.3 Método experimental

A matriz de teste está aquecida de uma temperatura uniforme (aproximadamente 20 graus F acima da ambiente). Rapidamente desliga-se o aquecedor provendo uma variação degrau na temperatura do ar. A diferença inicial de temperatura entre o termopar da saída da matriz e o da entrada do aquecedor pode ser facilmente controlada limitando a alimentação elétrica do aquecedor.

Uma das vantagens de empregar este método é que o escoamento hidrodinâmico não é perturbado. O escoamento uniforme é estabelecido antes de ser realizada a mudança na temperatura.

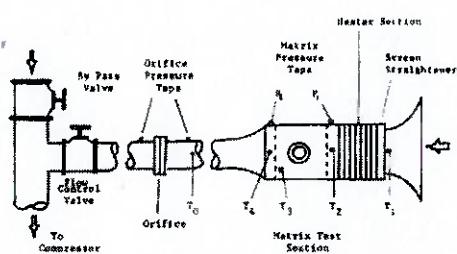


Figura 6.5: Apresentação esquemática do "single-blow", facilidade de teste transiente.

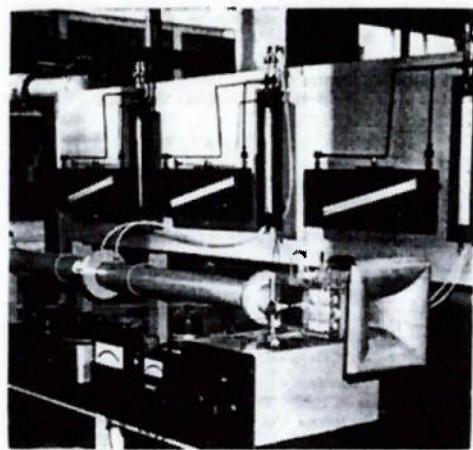


Figura 6.6: Apresentação fotográfica do "single-blow", facilidade de teste transiente.

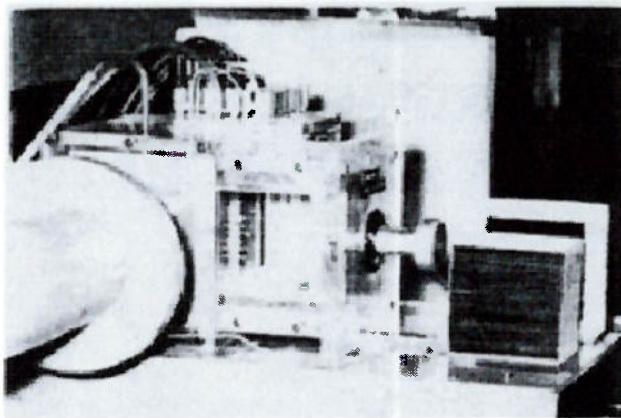


Figura 6.7: Matriz da seção de testes mostrada fora do escorregador.

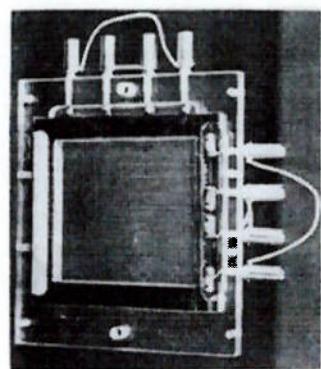


Figura 6.8: Aquecedor com elementos de nichrome (um de sete).

Depois do aquecedor ter sido desligado, esta diferença de temperatura é continuamente armazenada em uma fita de dados. Esta fita de dados tem a vantagem de não requerer transposição dos dados, o qual poderia produzir um aumento nas incertezas, pois a curva de máxima derivada do resfriamento é obtida diretamente desta fita.

Limitando a diferença de temperatura inicial para cerca de 20 grau F, as propriedades físicas do ar permanecem essencialmente constantes para esta mudança de temperatura e pressão através do núcleo de testes. O coeficiente de transferência de calor, portanto, também deve ser essencialmente constante, e a temperatura média pode

por isto ser utilizada para avaliar as propriedades físicas.

A aplicação da técnica de testes transiente, "single-blow", é depende de diversas considerações. Para altos valores de NUT, o resultado numérico analítico torna-se difícil de se obter. Os limites superiores mostrados na figura 6.2 e 6.3 representam extensão da confiança destes cálculos. Uma solução numérica alternativa utilizando a técnica de inversão numérica da transformada de Laplace feita por Moreland tem confirmado os resultados de Howard para valores de NUT menores que 20. As incertezas em valores de  $NUT < 3$  surgem de duas fontes. A primeira é devido aos pontos de inflexão da solução analítica de NUT versus máxima derivada, veja 6.3. Este relacionamento entre a incerteza no NUT com a incerteza na máxima derivada pode ser obtida formando a derivando NUT em relação a máxima derivada. O resultado desta operação é mostrado na figura 6.9. A segunda é devido a resposta do sistema físico. A máxima derivada da curva temperatura-tempo ocorre próximo do tempo zero, o qual requer uma entrada degrau afiada na temperatura do fluido juntamente com uma instrumentação rápida e sensível.

O intervalo de incerteza para o fator de Colburn  $j$  usando a técnica de máxima derivada "single-blow" é da ordem de  $\pm 7,5$  porcento na faixa de altos números de Reynold's (i.e., pequenos NUT) para  $\pm 15$  porcento na faixa de baixos números de Reynold's (i.e., altos NUT). O intervalo de incerteza para o fator de atrito "Fanning" é de aproximadamente  $\pm 5$  porcento e para o número de Reynold's de cerca de  $\pm 3$  porcento.

O intervalo de incertezas para repetibilidade deste testes apresentado são menores do que  $\pm 5$  porcento para o fator de Colburn  $j$ ,  $\pm 2$  porcento para o fator de atrito de Fanning, e  $\pm 1$  porcento para o número de Reynold's.

#### 6.1.4 Resultados experimentais

Resultados experimentais para sete matrizes compactas que foram obtidas com a técnica transiente foram apresentados por Pucci et.al. em 1965. As sete matrizes testadas apresentam todas a mesma geometria, são formadas por placas planas e placas com dobras, como mostrado na figura 6.12. O canal de escoamento formado por essa geometria pode ser comparado com um canal retangular com relação de aspecto igual a sete. Para o propósito de identificação, estas geometrias tem sido chamadas de "passagem

---

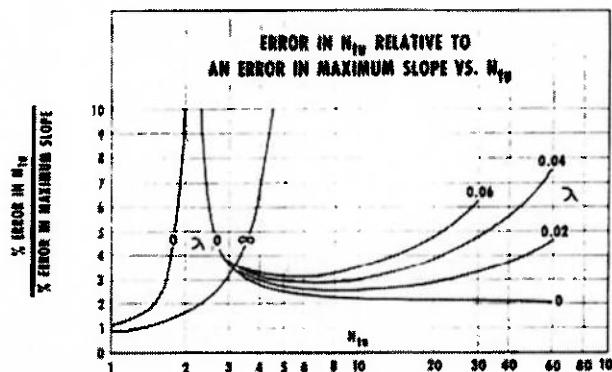


Figura 6.9: Erro relativo em NUT para um erro na máxima derivada como função de NUT e do parâmetro de condução longitudinal.

retangulares modificadas" (modified rectangular passage). Cinco dessas matrizes são fabricadas de placas de nickel perfuradas, uma matriz com placas planas sólidas e placas com dobra perfuradas, e uma matriz com todas as placas sólidas. Das cinco matrizes de placas perfuradas, duas tem rasgos alongados, e outras três tem furos circulares.

As placas perfuradas de nickel empregadas são uma camada metálica eletricamente depositada em uma estrutura produzida pela "Perforated Products, Inc.", e as propriedades geométricas são dadas na tabela da figura 6.10. A geometria e as propriedades físicas das matrizes são mostradas na tabela da figura 6.11.

Table 2 Summary of geometric properties of the perforated nickel plate

Manufacturer's Data	160/40 TV	160/40 Q	125 M	125 P	50 G
Type designation	160/40 TV	160/40 Q	125 M	125 P	50 G
Plate thickness (inches)	0.0022	0.0018	0.0018	0.002	0.0018
Opening	slotted	slotted	round	round	round
Opening dimensions (inches)	0.0008 × 0.017	0.0019 × 0.018	0.0039	0.003	0.0145
Opening center to center distances (inches)	0.0063 × 0.025	0.0063 × 0.025	0.0079	0.0079	0.020
Percent open area	12.0	24.5	22.5	14.5	50.0
Idealized Geometry Dimensions					
Opening dimensions (inches)	0.0008 × 0.0155	0.0019 × 0.0161	0.00366	0.00291	0.0138
Opening center to center distances (inches)	0.0063 × 0.025	0.0063 × 0.025	0.0079	0.0079	0.0197
Percent open area	7.88	19.42	19.47	12.31	44.50
Solidity, $\lambda$	0.0212	0.8058	0.8053	0.8709	0.5550
Ratio of flow length to conduction path length, $L/L_s$	0.3351	0.3351	0.8271	0.8271	0.8271

Figura 6.10: Tabela propriedades geométricas da matrizes modificadas.

Na avaliação do parâmetro de condução longitudinal para as matrizes fabricadas de placas de níquel perfuradas, dois parâmetros requerem especial atenção. O comprimento do caminho de condução é maior que o comprimento de escomante do fluido

Table 3 Geometric and physical properties of the modified rectangular passage matrices

Matrix Material	Specific heat ( $c_p$ ) Btu/lbm deg F	160/40TV							
		Fins	Solid Ni	160/40 TV	160/40 Q	125 M	125 P	50 G	Solid Ni
Splitters									
160/40 TV	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065
Fin									
Solid Ni									
160/40 Q	38.7	38.7	38.7	38.7	38.7	38.7	38.7	38.7	38.7
125 M	0.0022	0.0022	0.0016	0.0016	0.0016	0.0020	0.0020	0.0016	0.0020
125 P	0.0020	0.0022	0.0016	0.0016	0.0016	0.0020	0.0020	0.0016	0.0020
50 G									
Total heat transfer area ( $A_t$ ), sq ft	19.3084	18.593	16.2687	16.2578	17.7024	11.2033	20.1875		
Frontal area ( $A_f$ ), sq ft	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953	0.06953
Total conduction area ( $A_c$ ), sq ft									
Free flow area ( $A_{fr}$ ), sq ft	0.00069	0.00424	0.002887	0.00435	0.00640	0.00243	0.01014		
Matrix volume ( $V_m$ ), cu ft	0.05853	0.0584	0.06142	0.06142	0.05939	0.08142	0.08039		
Matrix density ( $\rho_m$ ), lb/cu ft	0.011588	0.011588	0.11588	0.011588	0.011588	0.011588	0.011588	0.011588	0.011588
Hydraulic dia ( $D_h$ ), ft	69.1	63.6	59.2	44.1	41.8	31.6	77.7		
Flow length/hydraulic dia ratio, ( $L/D_h$ )	85.91	86.40	82.18	82.18	84.99	82.18	84.99		
Compactness ( $\beta$ ), sq ft/cu ft	1666.2	1604.5	1403.8	1403.0	1527.7	966.8	1742.1		
Porosity ( $p$ )	0.846	0.840	0.883	0.883	0.854	0.883	0.854		

Figura 6.11: Tabela de propriedades físicas das matrizes ensaiadas.

através da matriz, e a área da seção transversal varia com o caminho da condução. Numa tentativa de contabilizar essas diferenças, o parâmetro de condução longitudinal foi avaliado sem considerar a orientação das perfurações na matriz e usando uma média para o comprimento do caminho de condução ao redor das perfurações, e usando uma área de seção transversal mínima entre as perfurações. O parâmetro de condução longitudinal neste caso é escrito como  $\lambda_k$ .

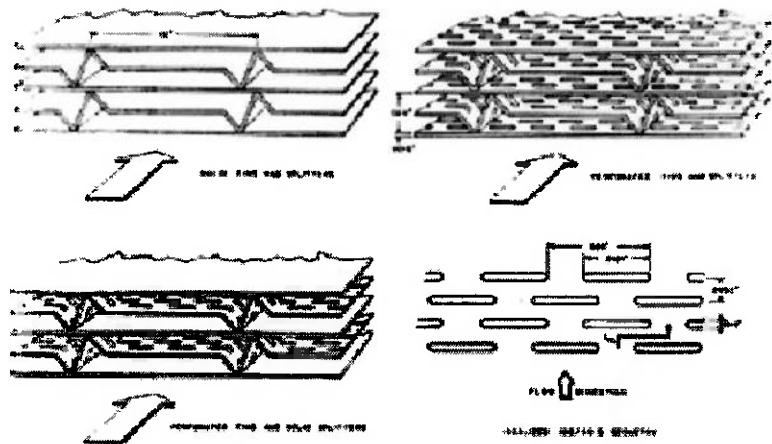


Figura 6.12: Croqui da geometria da matriz motifada geometria para a passagem retangular.

Todas as matrizes tem sido construídas com uma área de seção transversal de 3,2 in. sq e comprimento de 2,0 in. na direção do escoamento, a passagem para o escoamento apresenta um diâmetro hidráulico de aproximadamente 0,002 ft, portanto, a relação

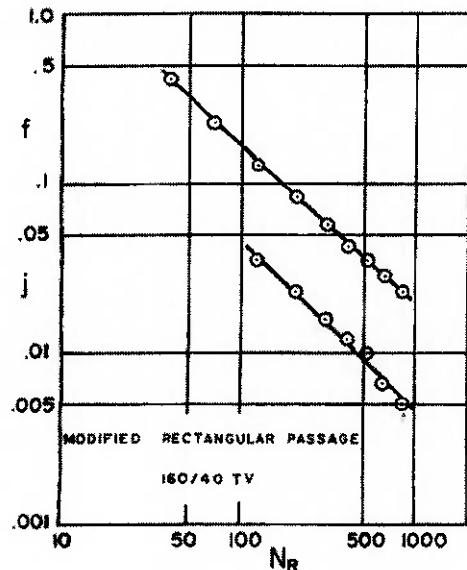


Figura 6.13: Características de transferência de calor e atrito da matriz de passagem retangular modificada fabricada de níquel perfurado 160/40 TV .

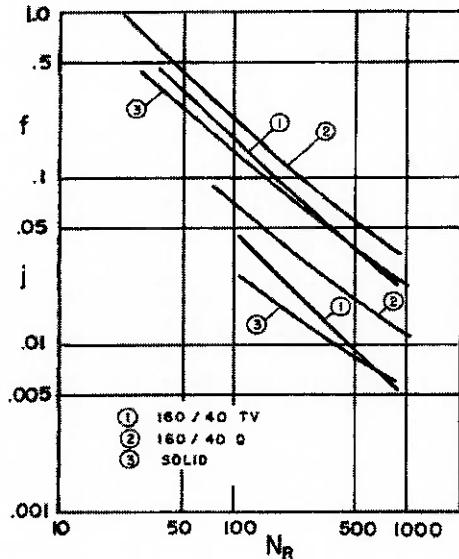


Figura 6.14: Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas.

$L/D_H$  em todos os casos é da ordem de 83. A transferência de calor e o fator de atrito para cada matriz é apresentado na tabela 4 da referência [5], caso haja interesse o leitor deve providência uma cópia do artigo.

Um gráfico típico é apresentado na figura 6.13, mostrando os pontos experimentais, usando o módulo  $j$  de Colburn, fator de atrito  $f$  Fanning, e número de Reynold's. Na avaliação do número de Reynold's é usado a diâmetro hidráulico. Os efeitos de entrada, saída e aceleração do fluido foram considerados na avaliação de  $f$ .

Um resumo das características de transferência de calor e do atrito são apresentadas nas figuras 6.14, 6.15 e 6.16. Uma indicação da área frontal de escoamento da matriz requerida para uma dada perda de carga é dada pela relação  $j/f$  e é apresentada na 6.17 e 6.18. A potência de transferência de calor pela potência gasta com atrito por unidade de área base, avaliando as propriedades do fluido nas condições normalizadas de ar seco com 500 graus F e 1 atm, são apresentados na 6.19 e 6.20.

É claro destes resultados que um aumento na performance é obtido com o uso de placas perfuradas. As características de transferência de calor são melhoradas sem um

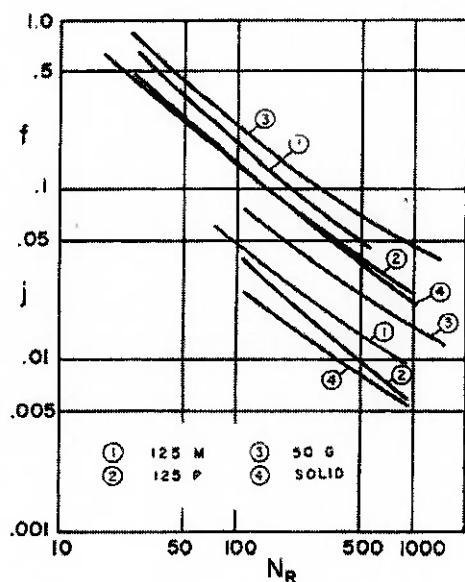


Figura 6.15: Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas.

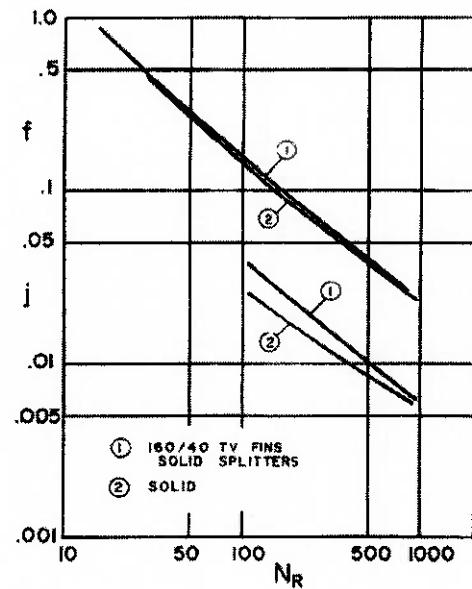


Figura 6.16: Resumo das características de transferência de calor e atrito para as matrizes de passagem retangular alteradas.

correspondente aumento no atrito do fluido. Aparentemente, as perfurações provocam disturbios em grau muito maior na camada limite térmica do que na camada limite hidrodinâmica.

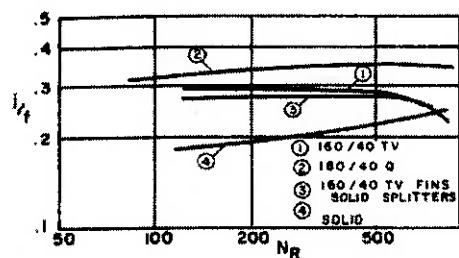


Figura 6.17: Fator de área de escoamento para as matrizes de passagem retangular alteradas.

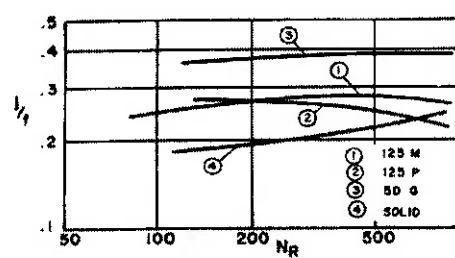


Figura 6.18: Fator de área de escoamento para as matrizes de passagem retangular alteradas.

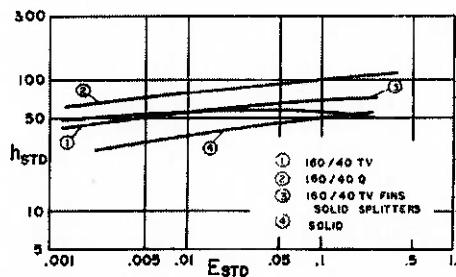


Figura 6.19: Potência de transferência de calor com função da potência de atrito no fluido para as matrizes de passagem tetangular alteradas.

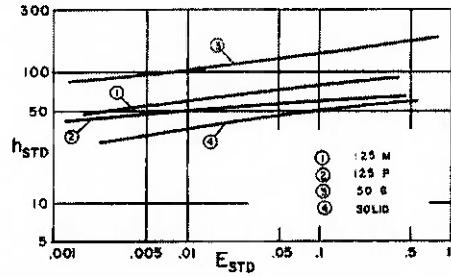


Figura 6.20: Potência de transferência de calor com função da potência de atrito no fluido para as matrizes de passagem tetangular alteradas.

### 6.1.5 Conclusão

A técnica de teste transiente de máxima derivada "single-blow" foi descrita. As vantagens deste relativamente simples técnica experimental produz resultados para a transferência de calor e fator de atrito com incertezas relativamente baixas.

Dados para vários tipos de matrizes fabricadas de finas placas de nickel perfuradas, indicaram que a performance de transferência de calor aumenta sem uma grande penalidade no fator de atrito.

## 6.2 Avaliação de transiente de trocador de calor para variação arbitrária de temperatura e condução longitudinal [6]

A técnica de análise transiente tem sido muito usada nos últimos anos para avaliar os coeficientes de transferência de calor para muitos trocadores de calor. Nesta técnica, o trocador de calor operava como regenerador. A temperatura de entrada do fluido variava com o tempo e a temperatura resultante de saída tinha seu histórico guardado. Conhecendo-se essas duas histórias de temperatura, a taxa de escoamento (vazão) do fluido e as principais propriedades físicas, um coeficiente médio de convecção podia ser determinado com o auxílio de uma teoria apropriada.

No passado, essas teorias eram aplicadas para variações de temperaturas de entrada bem definidas no tempo. Os mais populares eram a função degrau e a função

harmonica. Expressões analíticas eram obtidas ligando as temperaturas de entrada e saída do fluido com essas duas funções. Diferentes critérios de avaliação eram empregados por diferentes investigadores para comparar a teoria e os experimentos com o propósito de selecionar o coeficiente de transferência de calor adequado. Isto incluia comparação de curvas, máxima derivada e crescimento inicial para função de entrada degrau, e atenuação de amplitude e deslocamento de fase para entradas harmônicas. A acurácia da técnica pode ser altamente dependente dos parâmetros de principais, do critério de avaliação, e da precisão da função da temperatura experimental de entrada. Isso é necessário para efetuar uma extensiva e correta avaliação numérica corrigindo as impurezas da temperatura de entrada ou para implementar um correto critério de avaliação. Estas correções para soluções analíticas e procedimentos de avaliação podem ser colocadas em uma saída digital de computador.

Este artigo descreve uma alternativa aproximada, na qual um esquema de redução dos dados de entrada incluindo uma predição teórica são desenhados desde o inicio para serem implementados em um computador. Um modelo de diferença finita é usado para poder acomodar funções de entrada de temperatura arbitrárias e conduções longitudinais. O resultado é um teste transiente de acurácia e flexibilidade melhoradas.

### **6.2.1 Procedimento de Redução de Dados**

Uma predição teórica para o histórico da temperatura de saída de um fluido é obtida por solução de um modelo de diferenças finitas de um trocador de calor com a medida da temperatura de entrada como função de entrada. Um valor inicial para o problema de condução no sólido é acoplado em um problema de convecção unidimensional no fluido com um coeficiente médio de transferência de calor  $h$ . No procedimento de avaliação, é estimado um valor para  $h$  e as equações de diferenças finitas são resolvidas para produzir uma predição do histórico de temperatura de saída. Esta predição é comparada com o histórico medido. Se as duas curvas se equivalerem dentro dos limites especificados, então é assumido que o  $h$  está correto. Se as duas curvas não se equivalerem (igualarem)  $h$  é alterado e o processo é repetido até que um valor apropriado seja obtido.

Este procedimento tem sido usado para avaliação de superfícies interrompidas de placas e é esta geometria com a qual serpa ilustrado os detalhes deste método. Figura

---

6.21 (a) mostra as paredes interrompidas incluido as passagens em multiplas placas alinhadas. Um par de placas, formando uma passagem simples aparece na figura 6.21 (b). A figura 6.21 (c), é analizada com a aplicação idealizada de escoamento:

1. Escoamento fixo
2. Condução finita na parede na direção do escoamento
3. Condução infinita na parede na direção perpendicular a direção do escoamento
4. Condução nula no fluido no direção do escoamento
5. Fluido com capacidade térmica nula
6. Propriedades constantes
7. Paredes laterais adiabática

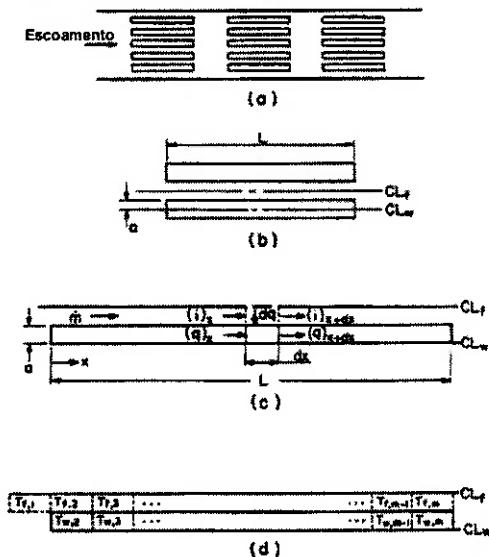


Figura 6.21: (a) Multiplas, placas alinhadas; (b) um par de placas; (c) metade da passagem de escoamento e metade da placa; (d) divisão interna, nós das diferenças finitas

Em cima dessas considerações, a equação de energia para a parede é

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k}{\rho c} \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{h}{\rho a c} (T_f - T_w) \quad (6.11)$$

enquanto que para o fluido é

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{Wh}{mc_p}(T_f - T_w) = 0 \quad (6.12)$$

O comportamento das equações 6.11 e 6.12 são sujeitos as seguintes condições iniciais

$$T_w(x, t = 0) = T_f(x, t = 0) = T_0 \quad (6.13)$$

Esta equação expressa o equilíbrio térmico entre a parede e o fluido. A temperatura inicial  $T_0$  é conhecida do experimento. As condições de entrada e saída do trocador de calor também são conhecidas do experimento

$$T_f(x = 0, t) = T_1(t) \quad (6.14)$$

$$T_f(x = L, t) = T_2(t) \quad (6.15)$$

onde  $T_1(t)$  e  $T_2(t)$  são as temperaturas do fluido medidas na entrada e na saída, respectivamente.  $T_1(t)$  não está restrita a uma função degrau ou periódica.

As equações 6.11 e 6.12 são convertidas para equações de diferenças finitas e resolvidas numericamente. O fluido e a parede na figura 6.21 (c) são divididas em nós como mostrado na figura 6.21 (d). Usando uma formulação implícita a qual é de acurácia de segunda ordem em  $x$  e de primeira ordem em  $t$ , ficando a equação 6.11

$$\frac{T_{w,i}^{n+1} - T_{w,i}^n}{\Delta t} = \frac{k}{2\rho c} \left( \left[ \frac{T_{w,i-1}^{n+1} - 2T_{w,i}^{n+1} + T_{w,i+1}^{n+1}}{(\delta x)^2} \right] + \left[ \frac{T_{w,i-1}^n - 2T_{w,i}^n + T_{w,i+1}^n}{(\Delta x)^2} \right] \right) + \frac{h}{\rho a c} [T_{f,i}^n - T_{w,i}^n] \quad (6.16)$$

para  $i = 2$  até  $m$ . Para  $i = 2$  até  $m$ , representando nós da esquerda e da direita respectivamente, as considerações são feitas que nenhum calor é conduzido fora desses limites. Estas considerações são também feitas para os nós de cada segmento de parede da geometria de placa interrompida. Essas condições de contorno são satisfeitas pelo conjunto  $T_{w,1}^n = T_{w,2}^n$  e  $T_{w,m+1}^n = T_{w,m}^n$ , quando os nós 1 e  $m + 1$  são fictícios (nós

imaginários). Esta condição de contorno específica foi escolhida por que o coeficiente de transferência de calor obtido para superfícies interrompidas frias são comparadas diretamente com aquelas para placas continuas. Estas condições forçam a área superficial na qual  $h$  é baseado a ser a mesma em ambos os casos. Usando essas condições, a equação 6.16 é expressa como uma equação matricial simples.

$$\begin{pmatrix} & & & C_i \\ & & B_i & \\ & A_i & & \\ & & & \end{pmatrix} \{T_{w,i}^{n+1}\} = \{D_i^n\} \quad (6.17)$$

onde

$$C_1 = (k\Delta t)/(2\rho c(\Delta x)^2)$$

$$A_i = C_1, \text{ para } i = 3, m$$

$$A_2 = 0$$

$$B_2 = -C_1 - 1$$

$$B_m = B_2$$

$$B_i = -2C_1 - 1, \text{ para } i = 3, m - 1$$

$$C_m = 0$$

$$D_i = T_{w,i}^n [2C_1 + (h\Delta t/\rho ac) - 1] - C_1 [T_{w,i-1}^n + T_{w,i+1}^n] - [h\Delta t/\rho ac] T_{f,i}^n, \text{ para } i = 2, m$$

Na equação 6.17,  $A_i$ ,  $B_i$ , e  $C_i$ , são elementos da diagonal inferior ( $L$ ), principal ( $D$ ) e superior ( $U$ ) da matriz tridiagonal com todos os outros elementos zero. Do lado direito o vetor  $D_i$  é conhecido. A equação 6.12 é escrita de trás para frente em diferenças finitas ficando com a forma

$$T_{f,i}^{n+1} = \frac{C_3 T_{w,i}^{n+1} + T_{f,i+1}^{n+1}}{1 + C_3} \quad (6.18)$$

onde

$$C_3 = \frac{h(\Delta x)W}{\dot{m}c_p} \quad (6.19)$$

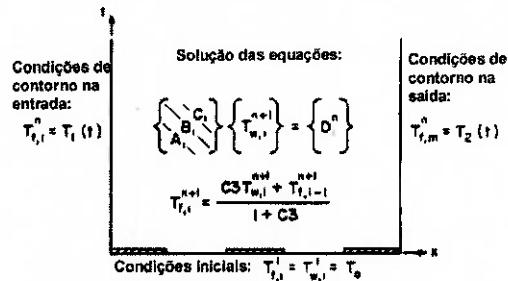


Figura 6.22: Curva direta de equalização do domínio das soluções

As condições iniciais especificadas pela equação 6.13 tornam-se

$$T_{w,i}^1 = T_{f,i}^1 = T_0 \quad (6.20)$$

e as condições de contorno das equações 6.14 e 6.15 tornam-se

$$T_{f,1}^n = T_1(t) \quad (6.21)$$

$$T_{f,m}^n = T_2(t) \quad (6.22)$$

O domínio das soluções é descrito na figura 6.22. O objetivo é obter o coeficiente de convecção  $h$ , o qual é tirado das equações 6.17 e 6.18. O procedimento global é para obter  $h$ , resolvendo as equações 6.17 e 6.18 submetendo-as as condições iniciais 6.20 e as condições de contorno na entrada 6.21, e obtendo um histórico da temperatura de saída do fluido  $T_{f,m}^n$ . Estes  $T_{f,m}^n$  são então comparados com o histórico de saída experimental de temperatura  $T_2(t)$ . Se esses dois históricos de temperatura coincidirem para os limites especificados, então o valor originalmente assumido para  $h$  é o correto coeficiente médio de transferência de calor. Se os históricos não se equivalerem,  $h$  é iterativamente alterado até convergir, para os limites especificados.

Mais especificamente, a solução procede da seguinte forma. As equações 6.17 e 6.18 são resolvidas em uma passo, movendo-se na direção do tempo. Depois, já que testes foram planejados para as principais construções de passagens com paredes interrompidas, a solução das equações 6.17 e 6.18, até um dado passo no tempo, começando com a primeira passagem rio acima e então prosseguindo para uma passagem abaixo.

Iniciando até que o segundo passo no tempo ( $n = 2$ ), e a primeira passagem acima,  $T_{w,i}^2$ , é obtida por solução da equação 6.17 usando as condições iniciais e a condição de contorno na entrada. Neste mesmo passo no tempo e na mesma passagem,  $T_{f,i}^2$ , é obtido pela solução da equação 6.18 com uma simples varredura iniciando com as condições de contorno na entrada. Até agora no tempo  $n = 2$ , a temperatura de entrada do fluido na segunda passagem é igual a temperatura de saída do fluido da primeira passagem após a solução das equações 6.17 e 6.18 na segunda passagem. Este procedimento é parado depois de um tempo específico é percorrido. O valor inicial de  $h$  é subsequente ajustado iterativamente, até que as temperaturas teóricas e experimentais se igualem para os limites especificados, seguindo o método de falso-regularidade (“regulari-falsi”). O método da falso-regularidade trata o erro entre a história da temperatura de saída do fluido teórica e a experimental como uma função dependente de  $h$ . Desta maneira, dois erros são computados: uma diferença na média algébrica e uma diferença na média absoluta entre  $T_{f,m}^n$  e  $T_2(t)$  depois da duração do teste. A diferença na média algébrica é requerida pela falsa-regularidade e o valor de  $h$  é ajustado numa tentativa de levar este erro par zero. A diferença na média absoluta é usada como um critério de convergência.

O método numérico tem sido usado para predizer as temperaturas do fluido acima uma faixa de parâmetros,  $0.1 \leq NUT \leq 20$  e  $0 \leq \lambda \leq 30$ . Nenhum sinal de instabilidade foi observado. O tamanho da malha é sempre escolhido com base na acurácia considerando preferivelmente que condições de estabilidade. O método converge para o correto valor em regime permanente, escolhendo-se adequadamente o passo no tempo.

A acurácia do esquema de diferenças finitas foi checado comparando a solução numérica das equações 6.17 e 6.18 com a solução analítica disponível para uma entrada degrau na temperatura de entrada do fluido. A resposta da temperatura de saída, para vários valores de  $NUT$  e nenhuma condução na parede. Resultados típicos,  $NUT = 16$  para vários valores do parâmetro adimensional de condução  $\lambda$ , são mostrados na linhas sólidas da figura 6.23. Novamente, o acordo com a solução exata para condução nula  $\lambda = 0$  é ótima. A curva de resposta para  $\lambda = 10$  (e para grandes valores de  $\lambda$ ) é a mais próxima para a solução exata para  $\lambda = \infty$ . Esta não é a solução exata disponível para comparação com  $\lambda = 1$  mas aquela publicada pela solução numérica. Handleu and Heggs compararam seus resultados obtidos usando um esquema implícito, com

os obtidos usando o esquema implícito de Creswick's. No geral, os presentes resultados concordam com os resultados desse investigadores onde eles concordam entre si e discorda deles onde cada um vai para um lado. O pior entendimento ocorre para altos valores de  $NUT$ . A comparação é mostrada na figura 6.23 um exemplo de pior entendimento.

Conservação de energia necessita que a energia convectada fora para o ar próximo do corpo quente seja igual a perda de energia do sólido que resfria. Então este balanço de energia é iniciado em termos de variáveis adimensionais seus campos e condições que a área abaixo das curvas normalizadas da figura 6.23, para  $\tau = \infty$ , ser igual para  $NUT$  indiferentes dos valores de  $\lambda$ . Esta é a condição necessária para conectar as soluções. Em um próximo ponto do presente método numérico, as três curvas foram numericamente integradas para  $\tau = 100$  dando 0,2 porcento de aproximação. Uma estimativa, feita por ajustamento de curvas diretamente os pontos de Handley e Heggs, indicam que a satisfação da energia para seus escoamentos é próximo de 13 porcento menor. Uma estimativa similar para os pontos de Creswick indica que a satisfação da energia é 6 porcento maior. Isto é crítico para a aplicação proposta aqui que os erros na conservação de energia sejam minimizados desde que o erro na predição do coeficiente de transferência de calor venha a ser igual ao erro no balanço de energia. O presente método de diferenças finitas é bem conveniente para esta aplicação.

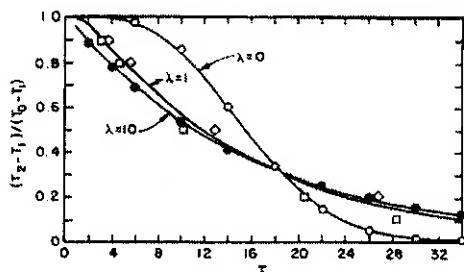


Figura 6.23: Avaliação do procedimento numérico para uma variação de grau na temperatura de entrada com condução longitudinal em  $NUT = 16$ . Linhas sólidas são resultados numéricos com  $\Delta\tau = 0.05$  e  $\Delta X/L = 0.02$ . Símbolos

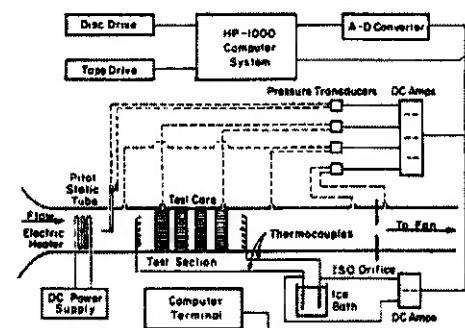


Figura 6.24: Instrumentação, aquisição de dados e sistema de tratamento de dados.

Um teste final do método, ambos experimental e numérico, é discutido seguido a

descrição do aparato experimental.

### 6.2.2 Aparato Experimental

O teste empregado para o tratamento dos dados somente foi descrito condução no vetor de placas paralelas no ar. A entrada e a saída necessitam de medidas das temperaturas, digitalização, e enviar diretamente para o computador no qual os cálculos numéricos são realizados. O aparato experimental consiste em um tunel de vento, instrumentado, aquisição de dados e sistema de tratamento eteste principal são descritos nessa seção. A tecnica de teste e resultados são apresentados na próxima seção.

Um diagrama esquemático do sistema é mostrado na figura 6.24. O tunel de vento consiste de uma seção quadade de contração de nove para um seguido de uma seção de contração de quatro para um, um  $15.24 \times 15.24$  cm na seção de testes, e uma caixa contendo o ventilador e o motor. Um aquecedor elétrico de resistência esta localizado na frente da seção de testes. A temperatura de entrada do ar é medida por seis termopares tipo cobre-constantan (diâmetro de 0,076 mm) conectados em série e enfileirado através da seção de teste na frente do principal. Um vetor similar de termopares esta localizado suficientemente próximo da saída do principal para indicar uma média misturada da temperatura de saída.

O aquecedor elétrico é construido de telas de fios finos com uma relativamente grande área superficial de  $760 \text{ cm}^2$  comparada com a área de escoamento de  $232 \text{ cm}^2$ . Nste arranjo o aquecedor pode ser operado com baixas temperaturas. Os termopares na entrada não precisam de proteção para a radiação. Isto é muito importante pois o método numérico é muito sensível a erros na medida das temperaturas. Proteger os finos fios dos termopares alimentaria o tempo de resposta o qual pode afetar negativamente o teste transiente.

Precauções especiais devem ser tomadas no projeto da seção de testes, na estrutura de suporte do aquecedor e assegurar que a capacidade térmica da superficie ativa seja dominante durante o período de teste. A superficie interior da seção de teste esta coberta com espuma e a estrutura de suporte do conjunto de placas é de madeira balsa.

A tensão anológica de saída dos termopares é amplificada de 1000 e digitalizada em um conversor Preston A-D. Os resultados no tempo são inseridos em um sistema HP-1000, onde são tratados os dados.

---

Um teste principal consiste de placas paralelas espaçadas igualmente sendo construídas com o propósito e checar a facilidade experimental. Cada placa de alumínio mede 0.154 cm espessura, 15.24 cm altura e 22.86 cm de comprimento. O espaçamento vertical entre as placas é de 0.447 cm. O conjunto de placas são formados por bordas de epoxi encaixadas na madeira balsa. O conjunto é preso em um gabarito para manter a acurácia dimensional especificada.

Dois portas de pressão estáticas foram furados na placa central na palha. Essa portas (0.66-mm-dia) estão localizadas no meio do caminho dos lados do suporte. Uma dessas portas está 1.9 cm antes da face de trás e a outra está a 0.32 cm da depois da face da frente. A medida da pressão diferencial entre esses dois pontos é usada para avaliar o fator de atrito no conjunto inserido na seção de testes.

A diferença de pressão entre pontos de pressão estática colocados antes e depois da seção de testes também é medida. Três pontos de pressão na parede do tunel de vento são usados para determinar o campo médio de pressões.

O fluxo de maxa no tunel é medido, em baixas vazões, com placas de orifícios de acordo com a norma ISO. Em altas vazões, é usado o tubo de pitot localizado na entrada do tunel para medir a velocidade, calibrado com o perfil de velocidade do tunel para indicar a vazão mássica. Todas os sinais de pressão diferencial são convertidos para sinais elétricos por um transdutor de pressão Validyne Model DP15TL e digitalizados para processamento no computador.

### 6.2.3 Resultados e Discussão

A geometria de placas paralelas foi escolhida para este teste visto que haviam previsões teóricas aceitas para a transferência de calor e para o fator de atrito. A teoria foi desenvolvida para placas paralelas com relação de aspecto infinita com temperatura de parede constante. A correlação de Stephan reportada por Shah e London é usada aqui com o propósito de comparação.

As 26 placas paralelas foram testadas para uma faixa de número de Reynold's de 300 a 10.000. Os resultados experimentais do programa MATCH, juntamente com a teoria de escoamento laminar, são mostrados na figura 6.25. A concordância é excelente para Reynold's acima de 3.000, onde a transição para turbulência ocorre. Pegando 23 pontos de dados entre  $296 \leq Re \leq 2660$  como falsos na região de escoamento

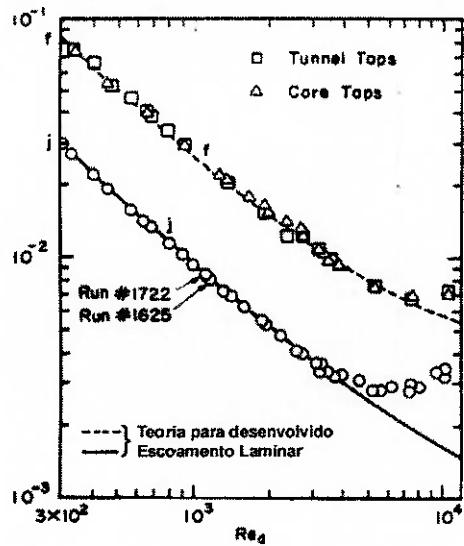


Figura 6.25: Transferencia de calor e fator de atrito: teoria de Stephan para  $j$  e de Shah para  $f$ .

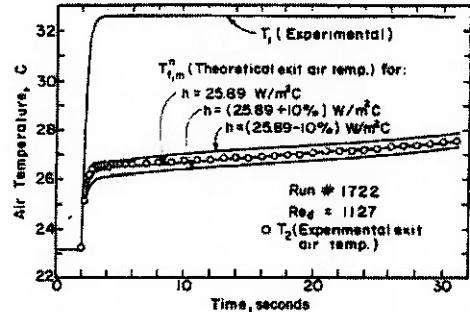


Figura 6.26: Comparação de curva para entrada degrau em  $T_1$ , NUT=1.12.

laminar, o desvio medio absoluto de  $j$  da teoria é de apenas 1,7 porcento. A análise de incertezas para três pontos de  $j$  implicam em uma média de 1.2 por cento.

O fator de atrito computado a partir das perdas de pressão no tunel de vento também são plotados na figura 6.25. Estes são comparados com a teoria de desenvolvimento de escoamento laminar apresentada por Shah. Esta teoria também é válida para escoamento entre placas paralelas de relação e aspecto infinita. O valor de  $f$  calculado pela teoria em plotado na figura 6.25 é a média entre os pontos de pressão localizado no centro. Para o escoamento na região laminar,  $Re_d < 3.000$ , o desvio médio absoluto de  $f$  da teoria é de 5.3 porcento. A análise de incerteza para três pontos de  $f$  apresenta uma média de 0.9 porcento.

Dois pontos de  $j$  mostrados na figura 6.25 são examinados para mostrar em detalhe a tecnica de comparação de curvas. O número 1722 é para  $Re_d = 1127$  (veja figura 6.26) e teve uma variação degrau usual na temperatura de entrada do ar requerida no anteriores testes "single blow". O número 1625 é para  $Re_d = 1152$  (veja figura 6.29) e tinha como entrada uma variação em rampa que somente pode ser caracterizada neste método apresentado de aproximação de curvas. Figura 6.26 mostra as temperaturas do ar na entrada ( $T_1$ ) e na saída ( $T_2$ ) medidas plotadas no tempo para o ponto número

1722. Para este ponto, a potência do aquecedor estava preparada para um aumento de  $10^{\circ}\text{C}$  na temperatura de entrada. No inicio a energia do aquecedor estava desligada, sendo ligada para ocasionar o degrau na temperatura de entrada. Note, entretanto, que  $T_1$  não é uma função degrau pura, um problema discutido anteriormente. A temperatura de saída do ar medida inicialmente aumenta, seguida por um gradual incremento na temperatura. A temperatura de saída teórica, para o programa MATCH, apresenta uma melhor aproximação de curvas para  $h = 25,89\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O desvio rms entre a curva teórica e a experimental é de  $0.051\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O maior desvio ocorre durante a subida inicial. O tempo de resposta do termopar é um dos problemas. As outras duas curvas teóricas plotadas na figura 6.26 são para  $h = 25,89\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C} + -10$  porcento; elas mostram a sensibilidade da curva teórica com  $h$ .

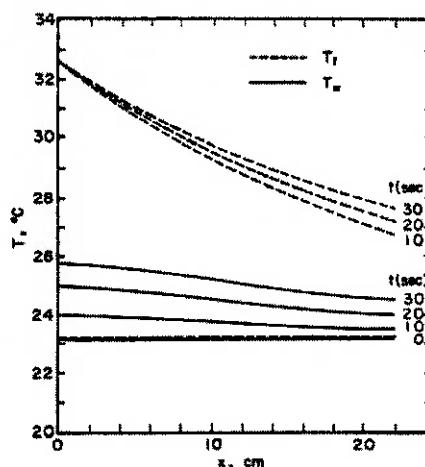


Figura 6.27: Perfil de temperatura teórico para a parede e para o ar para a comparação de curva número 1722,  $\text{NUT} = 1,12$ .

Para o número 1722, o tempo de teste é ajustado em 31 s. Uma boa perspectiva deste tempo de teste, comparado para o tempo de resposta do núcleo, pode ser obtido pela observação da figura 6.28. Nesta figura, a temperatura saída teórica admensional do ar é plotada junamente com o tempo admensional para  $\text{NUT} = 1,2$  e  $1,12$ . NTU de 1,2 corresponde a um  $h = 25,89\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para o valor da curva de comparação.

O segundo ponto de  $j$  é examinado no ponto número 1625. A figura 6.29 mosatra a temperatura de entrada e de saída medidas nesta rodada. A variação da temperatura de entrada, próxima de uma rampa, foi obtida por variação manual da energia fornecida ao aquecedor. Do programa MATCH, uma aproximação teórica da curva  $T_{f,m}^n$  é

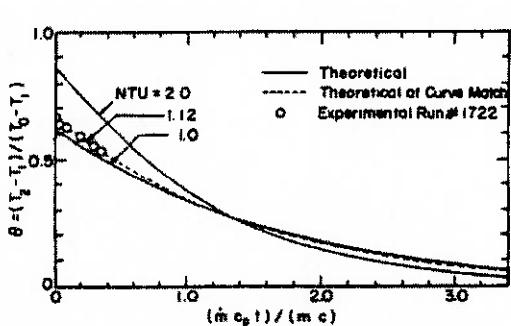


Figura 6.28: Comparação de curva para uma entrada degrau em  $T_1$

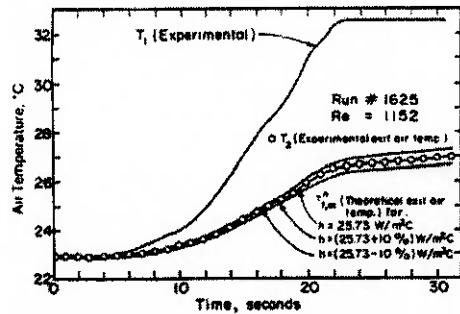


Figura 6.29: Comparação de curva para entrada próximo a uma rampa em  $T_1$ ,  $NUT = 1,09$ .

comparada com a curva experimental de  $T_2$  com  $h = 25,73 W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  ou  $NUT = 1,09$ . O desvio rms entre essas duas curvas é somente  $0,023 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Novamente, duas outras curvas teóricas são plotadas para mostrar a sensibilidade da curva teórica com  $h$ .

Enquanto ambas as rodadas número 1722 e 1625 apresentam um excelente resultado de  $j$ , como mostrado na figura 6.25, a aproximação de curvas para a rodada número 1625, com uma variação na temperatura de entrada próxima a uma rampa, é melhor a rodada de número 1722, a qual apresenta uma variação na temperatura de entrada por um degrau. Uma implicação destes resultados é que um ótimo histórico da temperatura de entrada força a saída para uma configuração experimental particular, mas esta possibilidade não foi explorada além disso.

Comparando com as técnicas de teste transiente publicadas anteriormente, o presente método de comparação direta de curvas apresenta resultados com maior acurácia no menores períodos de tempo. Uma coleção típica de tempos de dados foram de 5 a 60 s para  $NUT$  em uma faixa de 0,5 a 5, com tratamento de dados requerendo cerca de 20 s. Com um dado núcleo de teste na seção de testes, experimentos foram realizados com números de Reynolds na faixa de 200 a 10.000. Na média, uma quantidade de somente 10 min para coleta, armazenagem, tratamento dos dados, impressão das informações, plotagem dos dados tratados para ambos  $j$  e  $f$  e o núcleo em teste apresentar o equilíbrio térmico, tudo para qualquer número de Reynold's.

Condições de contorno térmicas afetam o coeficiente de transferência de calor, particularmente na região de escoamento laminar. No presente teste de comparação de curvas, como em todos os testes transientes exceto o teste de subida inicial, a condições

térmicas de contorno são funções do tempo e do espaço. Desta maneira um período finito de tempo é requerido para o método de comparação de curvas, é deste modo impossível fixar as condições térmicas de contorno. Entretanto, no presente teste, os dados são coletados depois de um relativamente curto período de tempo, com o resultado que a condição de temperatura constante na parede é bem aproximada. Por exemplo, resultados teóricos para um teste típico são mostrados na figura 6.27, onde as curvas de comparação de temperatura da parede e do ar são plotadas em função do tempo e do espaço para a rodada de número 1722. O variação da temperatura de entrada do ar é de  $9,4^{\circ}\text{C}$ . Depois de 10 s, as temperaturas de entrada e saída da parede difere de  $0,5^{\circ}\text{C}$ ; após 30 s, o teste está a 1,5 s do término e a temperatura da parede é de  $1,3^{\circ}\text{C}$ . Esta relativamente pequena diferença na temperatura da parede mostra que a condição de contorno de temperatura constante na parede é bem semelhante em  $\text{NUT} = 1,12$  no presente método de comparação de curvas. Toda via, esta condição depende do  $\text{NUT}$  e do  $\lambda$ . A diferença de temperatura da parede para um valor admisional particular de tempo tende a aumentar com aumentos de  $\text{NUT}$  e decrementos de  $\lambda$ .

#### 6.2.4 Conclusão

O teste de comparação direta de curvas para transiente de trocadores de calor foi desenvolvido para uso com base em computador e aquisição de dados e tratamento de sistemas. O procedimento de tratamento de dados envolve solução numérica de equações diferenças finitas descrevendo a transferência de calor no núcleo. Este método em a única vantagem de acomodar qualquer histórico arbitrário de variações na temperatura de entrada.

São consideradas na formulação as conduções longitudinais nas paredes. As propriedades de condução, condutividade térmica ou espessura da parede, podem variar na direção do escoamento como nas superfícies interrompidas. Neste trabalho é considerado que as paredes apresentam condução infinita transversalmente, mas condução finita pode ser facilmente inserida no modelo numérico.

Rodadas de teste usando a técnica de comparação de curvas produziu resultados acurados em tempos curtos. Por causa do curto tempo de teste, desvios da condição de temperatura constante na parede são minimizados.