

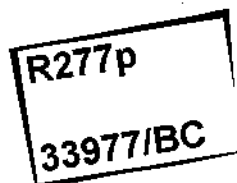
ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Emerson dos Reis
E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA 20 / 3 / 1998.
Carlos Alberto Carrasco Altemani
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de dissipadores de calor aletados considerando o efeito do desvio do escoamento

Autor: **Emerson dos Reis**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

Projeto de dissipadores de calor aletados considerando o efeito do desvio do escoamento

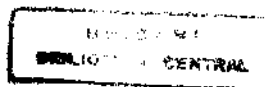
Autor: Emerson dos Reis

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências da Engenharia Mecânica.

Campinas, 1998
S.P. – Brasil



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	T/12/100
V.	Ex.
T. Nº BC/	33947
P.º	395/28
O	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	28/05/98
N.º CPD	

CM-00112960-9

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

R277p

Reis, Emerson dos

Projeto de dissipadores de calor aletados
considerando o efeito do desvio do escoamento /
Emerson dos Reis.--Campinas, SP: [s.n.], 1998.

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mecânica dos fluidos. 2. Calor – Transmissão. 3.
Ar - Escoamento. 4. Dissipação de energia. 5.
Otimização matemática. I. Altemani, Carlos Alberto
Carrasco. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

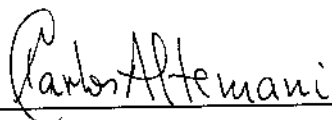
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

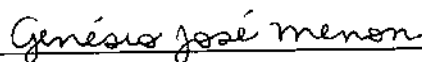
Projeto de dissipadores de calor aletados
considerando o efeito do desvio do escoamento

Autor: **Emerson dos Reis**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

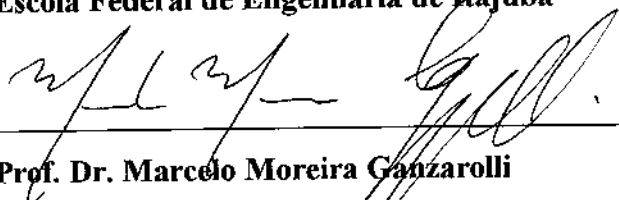


Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Genésio José Menon

Escola Federal de Engenharia de Itajubá



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 20 de março de 1998

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha querida família.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que na sua vocação mostrou-me os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

*Nada melhor do que perpetrar
a ciência; a sensação é ótima.*

Resumo

REIS, Emerson dos. *Projeto de dissipadores de calor considerando o efeito do desvio do escoamento*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 1998. 192p. (Dissertação, Mestrado em Ciências da Engenharia Mecânica).

O projeto térmico de dissipadores de calor aletados montados em microcircuitos eletrônicos foi considerado neste trabalho. Os dissipadores foram considerados constituídos por aletas longitudinais de perfil retangular montados num duto de seção retangular e com um escoamento forçado de ar. A seção do duto retangular pode ser maior que aquela do dissipador térmico, permitindo então um desvio do escoamento de ar entre o dissipador e as paredes do duto - neste caso apenas parte do escoamento total ocorre entre as aletas. Este efeito influencia fortemente o desempenho térmico dos dissipadores. Dois modelos de análise baseados em correlações empíricas e teóricas foram implementados em dois programas computacionais distintos. Os resultados obtidos foram comparados com dados experimentais da literatura. Um dos modelos apresentou resultados melhores e foi utilizado num procedimento paramétrico de otimização do projeto de um dissipador. A seleção do projeto térmico otimizado foi baseado em duas alternativas distintas, além de capacidade térmica e da temperatura máxima de operação do dissipador. Um critério de otimização foi a resistência térmica mínima entre a base do dissipador e o escoamento de ar e o outro, a menor quantidade de massa do dissipador. Os resultados obtidos indicam que, comparado com o caso sem desvio de escoamento do dissipador, a ocorrência desse desvio aumenta o número de opções de um projeto otimizado.

Palavras- chave: dissipação de calor, desvio do escoamento, otimização.

Abstract

The thermal design of air cooled heat sinks assembled on top of microprocessors is considered in this work. The heat sinks are assumed to be made longitudinal fins of rectangular cross section with a forced airflow. The cross section of the duct may be larger than of the heat sink, so that there is a bypass of the airflow between the heat sink and the walls of the duct - just part of the airflow occurs in the interfin spacing. This effect causes strong influence on the thermal performance of the heat sinks. Two models of analysis based on empirical and theoretical correlations were implemented in two distinct computational programs. Their results were compared with experimental data from the literature. One model present better results and was employed in a parametric procedure to optimize the design of a heat sink. The selection of the thermal design considered two distinct alternatives in addition to the capability of the heat sink to dissipate a required thermal load below a maximum operating temperature. One optimization criterion was the minimum thermal resistance from the base of the heat sink to the air flow and the other, the minimum amount of material of the heat sink. The results obtained indicate that, compared to the case without bypass of the airflow, the presence of the bypass increases the options of the optimal thermal design of the heat sinks.

Key words: heat sink, analytical, flow bypass, optimization.

Índice

1. Introdução	01
2. Revisão da literatura	06
2.1 O estudo do escoamento confinado	06
2.2 O estudo do fenômeno do desvio do escoamento	10
3. Análise do problema fluido-dinâmico	14
3.1 Modelo do circuito equivalente de resistências	15
3.1.1 Equacionamento do problema	17
3.1.2 Avaliação dos termos de queda de pressão no circuito	25
A. Quedas de pressão devido a contrações e expansões abruptas	27
B. Quedas de pressão associadas a efeitos viscosos	32
C. Efeitos da forma do conjunto de aletas sobre o balanço de pressões	40
C.1 Efeito da estagnação do escoamento na face a montante do conjunto de aletas	40
C.2 Efeito da separação do escoamento na face a jusante de conjunto de aletas	42
3.1.3 Cálculo dos diâmetros hidráulicos e razões de aspecto	44
3.1.4 Técnica de solução das equações	46
3.2 Modelo do coeficiente de arrasto global	49

3.2.1	Equacionamento do problema	49
3.2.2	Técnica de solução da equação	53
4.	Análise do problema térmico	54
4.1	Cálculo do desempenho térmico do conjunto de aletas	56
4.2	Avaliação do coeficiente de transferência de calor	63
5.	Análise dos programas computacionais	69
5.1	O programa Butter	69
5.2	O programa Serilee	74
6.	Análise dos resultados de ambos os modelos fluido-dinâmicos	77
6.1	Comparação com os resultados de Butterbaugh & Kang (1995)	78
6.1.1	Aparato de teste, condições e resultados	78
6.1.2	Comparação com os resultados dos modelos	81
6.2	Comparação com os resultados de Biber & Belady (1997)	98
6.2.1	Aparato de teste condições e resultados	98
6.2.2	Comparação com os resultados dos modelos	101
7.	Otimização do dissipador de calor	107
7.1	O sistema operacional	107
7.2	Otimização paramétrica	109
7.3	Cálculo da espessura da base	110
7.4	Combinação dos modelos	116
7.5	O programa computacional Butterhin	117
7.6	Resultados para um caso	123
8.	Conclusões e sugestões para próximos trabalhos	129
	Referências Bibliográficas	131

Bibliografia	135
Apêndice	137

Lista de figuras

1.1	Apresentação do problema	03
1.2	Uso das ferramentas de projeto nas várias fases do ciclo	04
3.1	Caminhos do escoamento de ar	15
3.2	Modelo esquemático do circuito de resistências	16
3.3	Divisão de áreas do modelo para regiões de desvio combinadas	22
3.4	Divisão de áreas para quando existe apenas região de desvio de topo	23
3.5	Modelo de análise das parcelas de queda de pressão	26
3.6	Coeficiente de contração e expansão em função de σ para placas paralelas	28
3.7	Coeficiente de contração e expansão em função de σ para dutos de seção quadrada	29
3.8	Coeficiente de contração e expansão em função de σ para dutos de razão de aspecto $\alpha' = 0,2$	31
3.9	Coeficiente de contração e expansão em função de σ para dutos de razão de aspecto $\alpha' = 0,5$	32
3.10	Desenvolvimento do perfil de velocidades	33
3.11	Fator de atrito aparente para escoamento laminar em dutos de seção retangular (FONTE - Shah & Bhatti, 1987. p. 3.49.)	34
3.12	Fator de atrito aparente para escoamento laminar em dutos de seção retangular	

segundo a Eq.(3.74)	36
3.13 Distribuição do fator de Hagenbach em função de x^+ para escoamento laminar em dutos retangulares	37
3.14 Comportamento adotado do coeficiente de aumento de pressão médio em função da variação da razão área frontal do conjunto de aletas/área de seção do duto	42
3.15 Esquema do conjunto de aletas e imagem	50
4.1 Esquema do componente eletrônico e dissipador de calor	55
4.2 Volume de controle adotado	56
4.3 Curva do número de Nusselt para escoamento desenvolvido em dutos retangulares	65
5.1 Diagrama em blocos do programa computacional Butter	70
5.2 Diagrama em blocos do programa computacional Serilee	75
6.1 Esquema do aparato de teste de Butterbaugh & Kang (1995)	78
6.2 Altura (h_d) e largura (w_d) das regiões de desvio	80
6.3 Geometria do problema quando existe apenas desvio de topo	82
6.4 Curvas da queda de pressão no conjunto de aletas em função da largura da região de desvio lateral	85
6.5 Curvas da queda de pressão no conjunto de aletas em função da altura da região de desvio de topo	86
6.6 Curvas da queda de pressão no conjunto de aletas quando existe desvio lateral e de topo	87
6.7 Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas em função da largura da região de desvio lateral	90
6.8 Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas em função da altura da região de desvio de topo	91

6.9	Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas para quando existe desvio de lateral e de topo	91
6.10	Curvas da queda de pressão total em função da largura da região de desvio lateral calculada por ambos os modelos	95
6.11	Curvas da queda de pressão total em função da altura da região de desvio de topo calculada por ambos os modelos	96
6.12	Curvas da queda de pressão total para quando existe desvio lateral e de topo calculada por ambos os modelos	97
6.13	Esquema do aparato de teste de Biber & Belady (1997)	98
6.14	Seção transversal dos conjuntos de aletas testados	99
6.15	Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas A	102
6.16	Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas B	103
6.17	Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas C	104
6.18	Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas D	105
6.19	Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas E	106
7.1	Sistema operacional	108
7.2	Componente eletrônico e conjunto de aletas	110
7.3	Modelo da base das aletas	111
7.4	Diagrama em blocos do programa computacional Butterhin	117
7.5	Dimensões da fonte de calor e duto retangular	123
7.6	Possibilidades de montagem da fonte de calor em relação ao duto retangular	124
7.7	Curvas de aumento de pressão e potência hidráulica do ventilador considerado	129

Lista de tabelas

4.1	Valores do número de Nusselt para escoamento laminar na região de entrada de dutos retangulares (FONTE - SHAH & LONDON, 1978. p.220.). $Pr = 0,72$.	66
4.2	Valores do número de Nusselt para escoamento laminar na região de entrada de dutos retangulares obtidos com a Eq.(3.148). $Pr = 0,72$.	67
6.1	Desempenho experimental do conjunto de aletas para várias configurações das regiões de desvio e várias velocidades de aproximação	80
6.2	Desempenho do conjunto de aletas calculado pelo programa Butter para várias configurações das regiões de desvio e várias velocidades de aproximação	82
6.3	Propriedades do ar avaliadas em 30°C.	83
6.4	Valores previstos da velocidade entre as aletas e número de Reynolds calculados pelo programa Batter	83
6.5	Valores previstos do coeficiente médio de transferência de calor e eficiência térmica do conjunto de aletas	84
6.6	Variações percentuais baseadas nos dados experimentais dos pontos apresentados na Fig.6.4	85
6.7	Variações percentuais baseadas nos dados experimentais dos pontos apresentados na Fig.6.5	87
6.8	Variações percentuais baseadas nos dados experimentais dos pontos apresentados	

na Fig.6.6	88
6.9 Valores previstos das velocidades nas várias seções do escoamento para a velocidade de aproximação igual a 2,0 m/s	88
6.10 Valores previstos das quedas de pressão parciais nas várias seções do escoamento para a velocidade de aproximação igual a 2,0 m/s	89
6.11 Valores da queda de pressão total calculados pelo programa Butter	93
6.12 Desempenho do conjunto de aletas calculado pelo programa Serilee para as mesmas configurações e velocidades de aproximação da Tabela 6.1	93
6.13 Valores previstos das velocidades médias do escoamento na região entre as aletas e na região de desvio calculadas pelo programa Serilee	94
6.14 Valores previstos das velocidades U_{hf} e U_{lk}	97
6.15 Dimensões dos conjuntos de aletas testados	99
6.16 Valores lidos da velocidade de aproximação e queda de pressão total	100
6.17 Quedas de pressão e resistências térmicas previstas para o conjunto de aletas A	101
6.18 Quedas de pressão e resistências térmicas previstas para o conjunto de aletas B	102
6.19 Quedas de pressão e resistências térmicas previstas para o conjunto de aletas C	103
6.20 Quedas de pressão e resistências térmicas previstas para o conjunto de aletas D	104
6.21 Quedas de pressão e resistências térmicas previstas para o conjunto de aletas E	105
7.1 Possibilidades para a montagem 1	125
7.2 Possibilidades para a montagem 2	126
7.3 Condições de menor resistência térmica total (θ_T) e de mínimo material do dissipador de calor para as montagens 1 e 2	127

Nomenclatura

a) Letras minúsculas

- a raio equivalente da superfície aquecida [m]
- b raio equivalente da superfície aquecida [m]
- c_p calor específico a pressão constante [J/kg . °C]
- d[] diferencial total
- f fator de atrito [-]
- g aceleração da gravidade [m/s²]
- h altura [m]
- coeficiente de transferência de calor [W/m . °C]
- l comprimento [m]
- m parâmetro adimensional , $\sqrt{\frac{2 h_w}{k_m t_f}}$
- ṁ vazão mássica [kg/s]
- n_f número de aletas
- nc número de combinações
- q fluxo de calor [W/m²]
- q̇ taxa de transferência de calor [W]

s	espaçamento entre as aletas [m]
t	espessura [m]
u	velocidade adimensional
x	variável independente distância a partir da entrada [m]
x^+	parâmetro adimensional, $(x/D_h)/Re$
x^*	parâmetro adimensional, $(x/D_h)/(Re.Pr)$
w	largura [m]
z	coordenada axial [m]

subscritos

a	equivalente do conjunto de aletas
app	aparente
b	base
d	desvio
f	aletas
h_f	entre as aletas alturas
m	médio
máx	máxima
w	médio nos canais entre as aletas
w_m	larguras
r	real
x	local

∞ escoamento desenvolvido

b) Letras maiúsculas

A	área [m ²] primeiro parâmetro da correlação de cálculo do fator de atrito aparente para escoamento em regime turbulento
B	segundo parâmetro da correlação de cálculo do fator de atrito aparente para escoamento em regime turbulento
Bi	número de Biot, $h_a.b/k_m$
C	coeficiente de aumento de pressão (a montante do conjunto de aletas) ou redução de pressão (a jusante) [-] coeficiente de arrasto [-]
D	diâmetro [m]
G	função definida como a soma dos quadrados das funções (sistema não-linear de equações)
Gr	número de Grashof, $g.\beta.(T_w - T_i).L^3/\nu^2$
J ₀	função de Bessel de classe zero
J ₁	função de Bessel de primeira classe
J	Jacobiano
K	coeficiente de queda de pressão [-] fator de Hagenbach [-]
L	comprimento característico [m]

Nu	número de Nusselt, $h.D_h/k_f$
P	pressão estática ou dinâmica [Pa]
	potência [W]
Pr	número de Prandtl, $\mu.c_p/k_f$
Q	vazão volumétrica [m^3/s]
Re	número de Reynolds, $U.D_h/\nu$
T	temperatura [$^{\circ}C$]
U	velocidade média [m/s]

primeiro subscrito

a	conjunto de aletas
b	base das aletas
c	contração do escoamento
crit	crítico
d	dinâmica
	arrasto global
e	expansão do escoamento
f	aletas
h	caminho pelas aletas
	hidráulica
j	jusante
l	caminho de desvio lateral
m	média
	montante

o	saída do fluido (temperatura)
	ventilador (pressão)
s	frontal a montante das aletas
sm	máxima de projeto
t	caminho de desvio de topo
T	total
x	local
w	toda a superfície que troca calor
∞	escoamento desenvolvido

segundo subscrito

b	após a saída dos canais
e	expansão
f	atrito viscoso
i	contração
s	após a entrada dos canais

c) Letras gregas

ρ	massa específica [kg/m ³]
σ	razão de áreas, A_R/A_s
α'	razão de aspecto dos canais entre as aletas, s/h_f
ϕ	fator de correção da correlação de cálculo do fator de atrito aparente para escoamento em regime laminar

θ	resistência térmica [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
η	eficiência térmica [-]
ν	viscosidade cinemática [m^2/s]
$\partial[]$	diferencial parcial
μ	viscosidade dinâmica [$\text{kg}/\text{s.m}$]
τ	espessura adimensional da base, t_b/b
ε	razão de raios, a/b
ζ	coordenada axial adimensional, z/b
γ	coordenada radial adimensional, r/b
λ_n	n-ésimo autovalor
λ_c	parâmetro especial da equação de cálculo da melhor espessura da base
Δ	variação
Γ	razão espessura de aleta / largura dos canais, t_f/s
Φ	função especial da equação de cálculo da melhor espessura da base

subscritos

a	conjunto de aletas
b	base
c	condução
f	fluido
	aletas
m	material da aletas e base
s	contato
	global do conjunto de aletas

total soma de todas as parcelas (a, b, c e s)

T soma das parcelas (a) e (b)

Capítulo 1

Introdução

Os microprocessadores eletrônicos apresentam atualmente um tamanho reduzido e uma capacidade de processamento crescente. Essas duas características contribuem para que cada vez mais a dissipação de energia elétrica no seu interior produza um fluxo de calor crescente através da sua superfície. Como os componentes eletrônicos operam de forma adequada e confiável numa faixa limitada de temperatura, o seu controle térmico exige um projeto cada vez mais cuidadoso.

Eventualmente torna-se necessário intensificar a troca de calor entre o microprocessador eletrônico e o ar escoando através dele. Um procedimento normalmente empregado consiste na utilização de aletas montadas na superfície do componente eletrônico. O conjunto de aletas é chamado de dissipador de calor. Lee (1995) divide estes dissipadores de calor em três categorias de acordo com o mecanismo de convecção utilizado para a remoção do calor:

- Passivos: utilizados em convecção natural (5-50W);
- Semi-ativos: sofrem a influência de um ventilador que age em todo o sistema (15-25W);
- Ativos: utilizam ventiladores específicos para seu resfriamento (10-160W).

Ainda segundo Lee (1995), os dissipadores de calor também podem ser classificados quanto ao método de manufatura empregado:

- Estampados: chapas de cobre ou alumínio podem ser estampadas de acordo com a forma da aleta desejada. Oferece uma solução de baixo custo para problemas envolvendo baixas potências térmicas;

- Extrudados: este processo permite a fabricação de formas bidimensionais elaboradas capazes de dissipar altas potências térmicas. Os limites de extrusão tal como razão máxima de aspecto dos canais formados entre as aletas (altura do canal dividida pela largura), mínima espessura de aleta e espessura máxima da base ditam a flexibilidade das opções de projeto. Tipicamente a máxima razão de aspecto dos canais fica em torno de 6, a espessura mínima de aleta em torno de 1,3 mm e a máxima espessura da base depende do equipamento utilizado. Razões de aspecto de até 10 e espessuras mínimas de aleta de até 0.8 mm podem ser alcançadas. Entretanto, quando a razão de aspecto aumenta, a tolerância do processo de extrusão diminui.
- Colados: pode ser utilizada uma resina epoxy termicamente condutora para colar aletas planas em uma base que possui ranhuras específicas para as aletas. Este processo permite a fabricação de conjuntos de aletas com alta razão de aspecto dos canais (de 20 a 40), aumentando grandemente a capacidade de dissipação do conjunto sem aumento de volume. Ao invés de colar as aletas, elas podem ser aderidas à base utilizando um processo de abrasão ou aquecimento direto da superfície.
- Fundidos: é um processo empregado na fabricação de dissipadores de calor com alta densidade de aletas cilíndricas (pin fins), o que propicia alto desempenho térmico quando são refrigerados por um jato incidente.

O ar atmosférico é o fluido de resfriamento normalmente utilizado para o controle térmico de componentes eletrônicos devido a sua disponibilidade. As características térmicas do ar requerem, entretanto, que um mecanismo de convecção forçada seja empregado freqüentemente.

As aletas estão geralmente confinadas em um espaço reduzido e a potência disponível para o escoamento fluido é limitada. Dessa forma, um dimensionamento adequado dessas aletas está sujeito a condições mais estritas do que em outras aplicações e, o projeto torna-se ainda mais complicado devido ao fato que a área aquecida do microprocessador (chip) é, muitas vezes, menor que a área da base onde ele é montado.

Como mostrado na Fig. 1.1, o conjunto de aletas ocupa uma fração da área transversal de escoamento do canal. As áreas ao redor do conjunto de aletas, chamadas áreas de desvio do escoamento, permitem que uma parte do fluxo de ar contorne a região entre as aletas seguindo

o caminho de menor resistência. Além disso, uma parte do fluxo de ar que entra na região entre as aletas “escapa” para a região entre o topo das aletas e o teto do canal. O problema está em determinar uma velocidade média do fluido no interior dos canais das aletas e, dessa forma, estimar o desempenho térmico do conjunto. Isto significa que quando é projetado ou escolhido um conjunto de aletas apropriado para determinada aplicação, é necessário que sejam avaliados não somente o desempenho térmico do conjunto de aletas, mas do sistema como um todo. A escolha de um conjunto de aletas particular depende não apenas da potência térmica a ser dissipada mas também das condições externas em que o dissipador de calor deve operar.

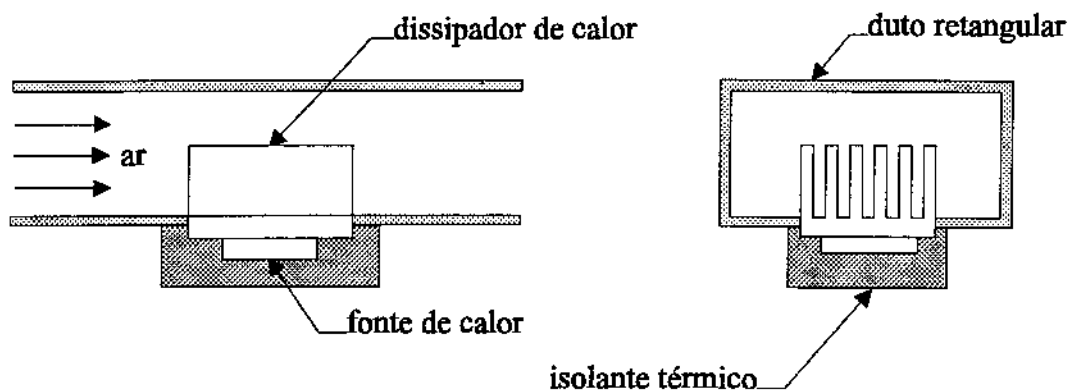


Fig. 1.1 - Apresentação do problema

Biber & Belady (1997) apresentaram três técnicas utilizadas para caracterizar o comportamento de um dissipador de calor como aquele mostrado na Fig.1.1. A primeira técnica utiliza correlações empíricas e teóricas; a segunda, métodos numéricos baseados em fluido-dinâmica computacional (CFD); e a terceira, através de testes físicos com tomadas de medidas experimentais. Cada uma destas técnicas possui suas vantagens e desvantagens, mas a combinação de todas representa uma poderosa ferramenta de projeto de conjuntos de aletas. Esta combinação beneficia o projeto e reduz os riscos de erros na fase de desenvolvimento do produto. Cada técnica tem sua melhor aplicabilidade em certas fases do ciclo de desenvolvimento do produto. Frequentemente, a mais simples, aquela baseada em correlações, é usada nos estágios iniciais para que sejam tomadas certas decisões preliminares de projeto. Ela permite também ao engenheiro quantificar os efeitos das alternativas de projeto. Quando o produto começa a tomar forma, um modelamento mais detalhado baseado em métodos numéricos (CFD), fornece maior precisão sobre o comportamento do sistema. Finalmente,

testes experimentais utilizando protótipos representam a fase final de projeto. Eles fornecem informações para que sejam checados os pontos principais do comportamento operacional do conjunto de aletas. Com o conhecimento adquirido durante as fases de projeto, o engenheiro estará em posição de avaliar se o produto irá se comportar como o esperado. A sequência das técnicas empregadas no projeto estão indicadas na Fig. 1.2.

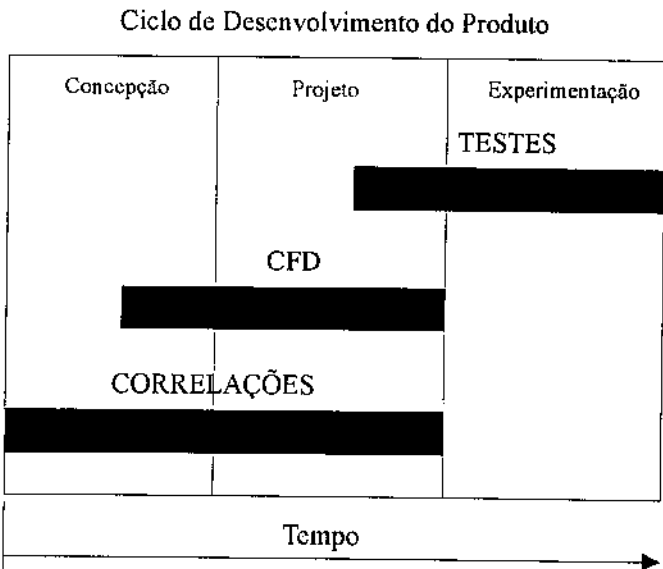


Fig. 1.2 - Uso das ferramentas de projeto nas várias fases do ciclo

O problema da Fig.1.1 foi dividido em duas partes: a análise fluido-dinâmica que significa determinar uma velocidade média do escoamento entre as aletas do dissipador de calor; e a análise térmica que, a partir da velocidade média calculada, significa calcular o desempenho térmico do conjunto de aletas.

Numa primeira etapa do trabalho, o problema fluido-dinâmico foi analisado segundo dois modelos utilizando correlações empíricas e teóricas: uma por um circuito equivalente de resistências associadas às quedas de pressão e outra através de um coeficiente global de arrasto do conjunto de aletas. Para ambos os modelos foi determinada a eficiência térmica global do conjunto de aletas desconsiderando a força de empuxo no fluido quente na região entre as aletas. Os resultados obtidos através dos modelos foram comparados com dados experimentais apresentados em dois trabalhos da literatura.

Numa segunda etapa, utilizando um dos modelos citados foi avaliado o desempenho de todo o sistema: conjunto de aletas, duto retangular, fonte de calor e ventilador, e finalmente, a partir de uma análise paramétrica foi determinado um conjunto de alternativas possíveis de projeto do conjunto de aletas para um dado caso.

Capítulo 2

Revisão da literatura

O estudo de dissipadores de calor utilizados no controle térmico de componentes eletrônicos pode ser classificado de acordo com a existência ou não de regiões de desvio do escoamento ao redor do conjunto de aletas.

2.1 O estudo do escoamento confinado

Num trabalho pioneiro, Tuckerman & Pease (1981) mostraram que um conjunto de pequenas aletas na superfície de um componente eletrônico num escoamento de líquido (sem regiões de desvio) é capaz de dissipar grandes quantidades de calor. Foi observado que quando o regime do escoamento nos canais entre as aletas é laminar, o coeficiente de transferência de calor depende inversamente da largura desses canais e, por outro lado, a vazão mássica de fluido de resfriamento depende diretamente da largura dos canais. Dessa forma, existe uma largura ótima dos canais, correspondendo a uma resistência térmica global mínima. Foram incorporadas várias hipóteses de forma a simplificar o problema:

- o escoamento no interior dos canais foi considerado laminar e completamente desenvolvido;
- a porção de calor transferido na base e no topo dos canais foi desprezado;
- a eficiência térmica de cada aleta foi considerada igual a 76% (através de um comprimento adequado de aletas);
- queda de pressão constante através dos canais.

Eles determinaram que o espaçamento entre as aletas que minimiza a resistência térmica é aquela a espessura das aletas. Foram construídos e testados três conjuntos de aletas todos com o espaçamento igual à espessura das aletas. Um deles dissipava um fluxo de calor de 790 W/cm^2 pela área da base, com um aumento de 71°C acima da temperatura ambiente e 30 psi de queda de pressão no escoamento. A resistência térmica medida foi de $0,09^\circ\text{C/W}$ enquanto que a prevista foi de $0,086^\circ\text{C/W}$ e, portanto, foi verificada uma boa concordância de resultados. Entretanto, os testes realizados não permitem saber se a geometria do conjunto de aletas é a melhor possível.

Goldberg (1984) construiu e testou três conjuntos de aletas utilizando como fluido de resfriamento o ar ambiente. Cada conjunto tinha diferentes espessuras de aleta e uma razão espessura por largura dos canais aletados (Γ) iguais a unidade. A vazão de fluido em cada conjunto de aletas foi constante e igual a 30 l/min . A geometria que apresentou a maior queda de pressão (menor largura dos canais) também apresentou a menor resistência térmica. O autor utilizou uma metodologia similar àquela apresentada por Tuckerman & Pease (1981) para calcular uma razão (Γ) igual a unidade para prever a geometria que resultasse na menor resistência térmica.

Bar-Cohen & Jelinek (1985) discutiram a otimização de conjuntos de aletas retangulares resfriadas com ar de modo a maximizar a taxa de calor removido ou minimizar a quantidade de material das aletas. Neste esquema o material das aletas, a vazão de ar, a queda de pressão disponível e o comprimento das aletas são especificados e as dimensões restantes, ou altura das aletas ou o número de aletas, são calculada por um "procedimento computacional" sobre o qual não foram dados maiores detalhes. Os autores apresentaram dois projetos de conjunto de aletas e compararam os seus desempenhos.

Especificamente em regime turbulento do escoamento entre as aletas, Kadle & Sparrow (1986) estudaram a transferência de calor em conjuntos de aletas através de um esquema analítico/numérico e experimentalmente. As aletas faziam parte de uma placa de base aquecida enquanto o topo das aletas foi coberto com material isolante para evitar desvio do escoamento. Foi considerado o escoamento e a transferência de calor em regime turbulento entre as aletas e a condução de calor no interior do material das aletas e da placa de base. Os resultados do

modelo de turbulência foram comparados com os resultados experimentais. Os números de Nusselt médios avaliados a partir dos dados experimentais em conjunção com a eficiência das aletas determinada numericamente concordaram bem com dados publicados para a transferência de calor em tubos de seção circular aquecidos uniformemente. Foi encontrado que os coeficientes de transferência de calor locais variam ao longo das aletas e ao longo da superfície da placa de base com os menores valores encontrados nos cantos aletas/base e aletas/cobertura. O esquema numérico determinou ainda que a eficiência das aletas não difere apreciavelmente daquela calculada a partir do modelo de convecção pura como apresentado por Incropera & DeWitt (1996).

Knight et al. (1991) publicaram o primeiro de uma série de artigos tratando um esquema generalizado de otimização de conjuntos de aletas retangulares sob convecção forçada. Primeiramente o problema foi generalizado usando variáveis adimensionais:

- razão comprimento por largura dos canais entre as aletas;
- eficiência de aleta;
- razão de condutividades térmicas do fluido dividida pela do material da aletas;
- número de Prandtl (Pr);

e duas novas variáveis:

- uma pressão adimensional na qual é incorporada a máxima queda de pressão permitida através dos canais de resfriamento;
- uma potência adimensional na qual é incorporada a máxima potência permitida de bombeamento do fluido.

Foi mostrado que dados os primeiros quatro itens acima e a queda de pressão adimensional (ou potência adimensional), existe um único número de aletas e da razão entre a espessura de aleta por largura do canal (Γ) que minimiza a resistência térmica total das aletas. Foi selecionado um procedimento para encontrar a melhor solução do problema. A condição de escoamento completamente desenvolvido ainda foi assumida nessa análise, mas outras condições impostas por outros investigadores foram relaxadas (o regime do escoamento e a razão Γ). Quando os resultados da metodologia de Knight et al. (1991) foram comparados com os resultados de Tuckerman & Pease (1981) e Goldberg (1984), foram encontradas reduções significantes da resistência térmica do conjunto de aletas ($\approx 30\%$) utilizando razões Γ menores que a unidade e permitindo uma largura de canais tal que o regime do escoamento fosse turbulento. Outra

importante conclusão diz que quando a pressão adimensional é baixa ($\approx 10^8$), a solução ótima ocorre quando o escoamento é laminar e quando é alta ($\approx 10^{12}$), a menor resistência térmica ocorre quando o regime do escoamento é turbulento.

Num trabalho posterior, Knight et al. (1992a) refinaram o procedimento de otimização e foram incluídos os efeitos do desenvolvimento do perfil de velocidades do escoamento no interior dos canais e utilizadas correlações melhores para o cálculo do escoamento fluido e da transferência de calor.

A seguir Knight et al. (1992b) apresentaram evidências experimentais de que a metodologia desenvolvida conduz a um projeto otimizado do conjunto de aletas. Isso foi feito projetando, construindo e testando três conjuntos de aletas de alumínio de dimensões externas idênticas. O escoamento de ar através dos canais foi ajustado para prover a mesma queda de pressão e foi medida a resistência térmica de cada conjunto. O projeto previsto como ótimo tinha oito aletas (8) e os outros dois foram construídos fora da condição ótima, um com menos (5) e outro com mais (11) aletas. A medida da resistência térmica dos últimos dois foram, respectivamente, 19% e 13% maiores que aquela medida para o projeto previsto como ótimo. Quando foram comparadas as quedas de pressão previstas e experimentais observou-se que as últimas eram cerca de 10% maiores. Os autores porém não consideraram no seu esquema de otimização as parcelas de queda de pressão devido à contração e expansão do escoamento na entrada e saída dos canais entre as aletas.

Num primeiro trabalho, Hingorani et al. (1994) estudaram o problema de se determinar a espessura adequada de material entre o componente eletrônico a ser resfriado e a base das aletas. Quando a área do componente (área aquecida) é menor que a área da base das aletas (área convectiva), sob determinadas circunstâncias existe uma única espessura que minimiza a resistência térmica entre a superfície do componente e a base das aletas. O conceito é similar àquele do raio crítico de isolamento térmico. A espessura crítica provoca a menor resistência térmica entre a superfície do condutor e o escoamento fluido externo ao isolante.

Num trabalho mais recente, Hingorani et al. (1993) demonstraram como os resultados do esquema de otimização de Knight et al. (1992a) podem ser combinados com os resultados da otimização da espessura da base. Os trabalhos previamente apresentados consideraram uma

das restrições a seguir: vazão constante de fluido através dos canais, queda de pressão constante ou, potência de bombeamento constante. Hingorani et al. (1993), num caso mais real, incorporou ao esquema a curva de carga de um ventilador. Dessa forma, determinadas soluções para as quais a queda de pressão e a vazão volumétrica correspondem a um ponto de operação do ventilador. Foram apresentados alguns projetos quando múltiplos componentes são resfriados em paralelo por um único ventilador. Foi determinada também uma geometria do conjunto de aletas utilizando esse esquema para o microprocessador INTEL I486TM (aletado) e comparados os resultados com os dados do dissipador fornecidos pelo fabricante. Foi verificada uma melhora significativa no desempenho térmico do conjunto de aletas ($\approx 37\%$).

2.2 O estudo do fenômeno de desvio do escoamento

Lau & Mahajan (1989) realizaram experimentos com vários conjuntos de aletas retangulares para avaliar suas características de transferência de calor considerando o desvio de escoamento pela região de topo das aletas. Foram medidas as resistências térmicas e as quedas de pressão para cada conjunto com densidades de 1,3 , 4,6 e 5,6 aletas/cm com a vazão mássica variada de 0,01 até 0,1 kg/s. Para uma vazão mássica fixa e nenhum espaço entre o topo das aletas e a parede interna superior do duto (região de desvio de topo), o conjunto de aletas com 1,3 aletas/cm dissipou quatro vezes mais calor que uma única placa dissipadora de calor sem aletas, e o conjunto de aletas com 5,6 aletas/cm sete vezes mais. Foi concluído que um aumento significativo do desempenho térmico do conjunto de aletas pode ser alcançado com um aumento da densidade de aletas. Entretanto, acompanhado desse aumento do desempenho térmico ocorreu um aumento da queda de pressão. Quando foi permitida a região de desvio de topo, a queda de pressão foi menor, assim como o desempenho térmico do conjunto de aletas para as mesmas vazões mássicas. Os dados para vários valores do espaço de desvio de topo sugeriram que ele deveria ser mantido em um mínimo possível.

Lee et al. (1990) incluíram em seus experimentos não apenas o efeito da presença da região de desvio de topo das aletas como também a presença de regiões laterais de desvio entre o conjunto de aletas e as paredes laterais do duto. Foram utilizadas em cada teste cinco conjuntos de aletas igualmente espaçados transversalmente na parede inferior de um duto

retangular. Um modelo de eficiência de aleta foi utilizado para calcular a taxa convectiva global de transferência de calor. Os resultados mostram que os efeitos do desvio do escoamento de ar sobre o desempenho térmico do conjunto de aletas é significativo. O desempenho térmico pode ser aumentado se o comprimento das aletas for aumentado ou diminuindo o espaço entre os conjuntos de aletas. Finalmente, foi verificado que o número de Nusselt pode ser expresso numa forma exponencial do número de Reynolds baseado na velocidade média do escoamento no duto retangular e no comprimento do conjunto de aletas.

Wirtz & Chen (1994) estudaram a transferência de calor de um conjunto de aletas igualmente espaçadas localizadas num duto retangular. Foram avaliados os efeitos do fenômeno de desvio do escoamento fluido sobre o desempenho térmico do conjunto de aletas e os resultados foram apresentados em forma de gráficos. Além disso, foi considerada a influência das aletas sobre o desempenho térmico de outras aletas montadas a jusante do duto. Os coeficientes globais de transferência de calor determinados a partir dos experimentos realizados pelos autores foram bem próximos daqueles calculados teoricamente a partir de correlações para escoamento desenvolvido entre placas paralelas. Foi verificado que dependendo da geometria do conjunto de aletas, cerca de 60% do escoamento total de fluido segue pelas regiões de desvio. Isso resulta numa degradação de desempenho térmico do conjunto de aletas de cerca de 50%.

Lee (1995) apresentou uma visão geral dos vários tipos de dissipadores de calor e em seguida um modelo analítico simples, baseado em correlações, para determinar a velocidade média do escoamento entre as aletas considerando o efeito do desvio do escoamento. O autor apresentou várias curvas paramétricas ilustrando o efeito dos parâmetros de projeto sobre o desempenho térmico do conjunto de aletas.

Butterbaugh & Kang (1995) examinaram as características da transferência de calor de um dissipador de calor situado em um duto de seção retangular. Foram apresentados dados experimentais para apenas uma geometria do conjunto de aletas e várias configurações das regiões de desvio e vazões de fluido. Os resultados indicam uma dependência funcional da resistência térmica do conjunto de aletas com a queda de pressão através delas. Foi desenvolvido também pelos autores uma analogia da queda de pressão nas aletas com um

circuito elétrico de resistências. Os resultados do modelo mostram boa concordância com os dados experimentais.

Yuan (1996) estudou o efeito do desvio do escoamento usando simulação computacional e verificou a exatidão dos resultados com seus dados experimentais. As dimensões da seção do duto foram variadas para prover um conjunto de configurações da região de desvio e examinados os efeitos sobre o desempenho térmico do conjunto de aletas. Os resultados mostraram uma forte influência do fenômeno do desvio do escoamento sobre o desempenho térmico.

Biber & Belady (1997) compararam as três técnicas utilizadas para caracterizar o efeito do desvio do escoamento: baseada em correlações empíricas e teóricas; simulação computacional (método dos volumes finitos); e através de testes experimentais. Foram discutidos os pontos a favor e contra de cada técnica. Foi concluído que cada técnica é mais útil em determinadas fases do ciclo de projeto do conjunto de aletas: a técnica baseada em correlações empíricas e teóricas na fase inicial; simulação na fase intermediária; e testes experimentais na fase final de projeto.

Neste trabalho foi definido um modelo de análise do desempenho térmico do dissipador de calor considerando o efeito do desvio do escoamento e ainda, desenvolvido um esquema de otimização desses dissipadores. Inicialmente foi estudado o modelo desenvolvido por Butterbaugh & Kang (1995) que utilizaram correlações apenas para escoamento laminar entre placas paralelas e desconsideraram o atrito do escoamento nas paredes do duto. Neste trabalho foram pesquisadas correlações que levem em conta o regime do escoamento (laminar ou turbulento) e a razão de aspecto da seção do escoamento e também, foi adicionada à análise a perda de pressão atribuída ao atrito viscoso do fluido nas paredes do duto. Assim, uma relaxação da condição de regime laminar pode conduzir a um projeto do conjunto de aletas de melhor desempenho térmico, como discutido por Knight et al. (1991). As correlações também foram utilizadas numa análise feita a partir do modelo apresentado por Lee (1995) para que, dessa forma, se avaliasse qual dos dois modelos apresenta melhores resultados. Quando estava

sendo desenvolvida esta etapa do trabalho, Biber & Belady (1997) publicaram um artigo que comparou as técnicas de estudo do desvio do escoamento. Na sequência do trabalho, foi utilizada a mesmo processo discutido por Hingorani et al. (1993) de combinação do esquema de otimização do conjunto de aletas com aquele de otimização da base, apresentada em Hingorani et al. (1994), e ainda incorporando ao esquema a curva de carga do ventilador. Lembrando que Hingorani et al. (1993) não consideraram em seu estudo o efeito do desvio do escoamento. Além do critério de melhor desempenho térmico do dissipador de calor, foi adicionado ao esquema o critério de mínimo material como discutido por Bar-Cohen & Jelinek (1985).

Capítulo 3

Análise do problema fluido-dinâmico

As correlações empíricas e teóricas são uma inestimável ferramenta utilizada no início do ciclo de projeto de um conjunto de aletas. Elas podem ser codificadas em linguagem de programação padrão para que, em poucos segundos, predições sobre o comportamento do conjunto de aletas estejam disponíveis.

A grande desvantagem da técnica são as próprias limitações das correlações. Muitas delas foram obtidas a partir de condições de contorno ideais ou para geometrias ideais. Uma revisão da literatura publicada mostra que correlações específicas para conjunto de aletas não existem. Por esta razão, as correlações que são freqüentemente utilizadas podem resultar em erro significativo para certas geometrias.

Por outro lado, segundo Lee (1995), para examinar um caso como mostrado na Fig.1.1 uma técnica numérica requer cerca de 50.000 a 100.000 elementos discretizados e muito tempo de computação. A vantagem dessa técnica é que são obtidas informações locais detalhadas sobre todo o domínio e uma maior exatidão das variáveis.

Neste capítulo são apresentados dois modelos do problema apresentado na Fig. 1.1. Ambos baseados em correlações empíricas e teóricas.

3.1 Modelo do circuito equivalente de resistências

Este modelo foi apresentado por Butterbaugh & Kang (1995) que consideraram um conjunto de aletas paralelas como na Fig.1.1, situado num canal retangular com a base das aletas (fundo dos canais) montada em nível com a superfície interna de uma das paredes do canal. Entre as paredes do canal retangular e o conjunto de aletas existe tanto um espaçamento lateral quanto de topo. Quando o ar escoando através do canal encontra as aletas, que representam uma obstrução à sua passagem, uma parte do fluxo entra nos espaços entre as aletas (caminho h), enquanto o restante do fluido segue pelas regiões livres entre as paredes do canal e os limites do conjunto, isto é, segue pelas regiões de desvio lateral e de topo (caminho t de topo e l lateral). A Fig. 3.1 fornece duas vistas esquemáticas para ilustrar os caminhos do fluxo de ar. O problema está em se quantificar adequadamente a parcela do escoamento que irá passar por cada um destes caminhos.

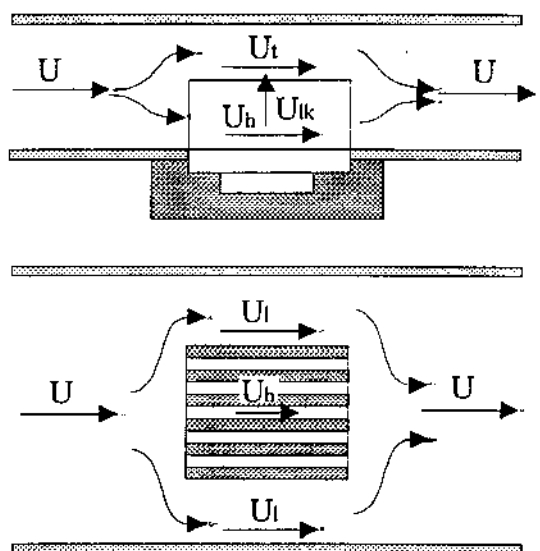


Fig. 3.1 - Caminhos do escoamento de ar

Para desenvolver o modelo foram analisados cada um dos três caminhos e sobre cada seção do escoamento, identificado um mecanismo aplicável de perda de pressão (ΔP). Para cada mecanismo, foi identificada uma função apropriada da queda de pressão em função da velocidade média do escoamento na seção considerada. A queda de pressão através de cada caminho pode ser estimada para uma dada vazão de fluido somando-se as quedas de pressão

através de todas as seções ao longo de um caminho, ela é a mesma para cada caminho alternativo. A Fig.3.2 representa um circuito elétrico equivalente ao circuito de quedas de pressão, identificando a nomenclatura utilizada para as vazões volumétricas (Q), velocidades (U) e quedas de pressão (ΔP) em cada seção dos caminhos do escoamento. A primeira letra subscrita identifica o caminho do escoamento fluido (h, t ou l), enquanto que a segunda letra identifica o mecanismo de queda de pressão associado a cada seção: contração do escoamento na entrada (i), atrito viscoso nas paredes (f) e expansão do fluxo na saída (e). A chamada seção de escape, associada ao fluido que sai da região entre as aletas e segue para a região de desvio de topo, é identificada através dos subscritos (lk).

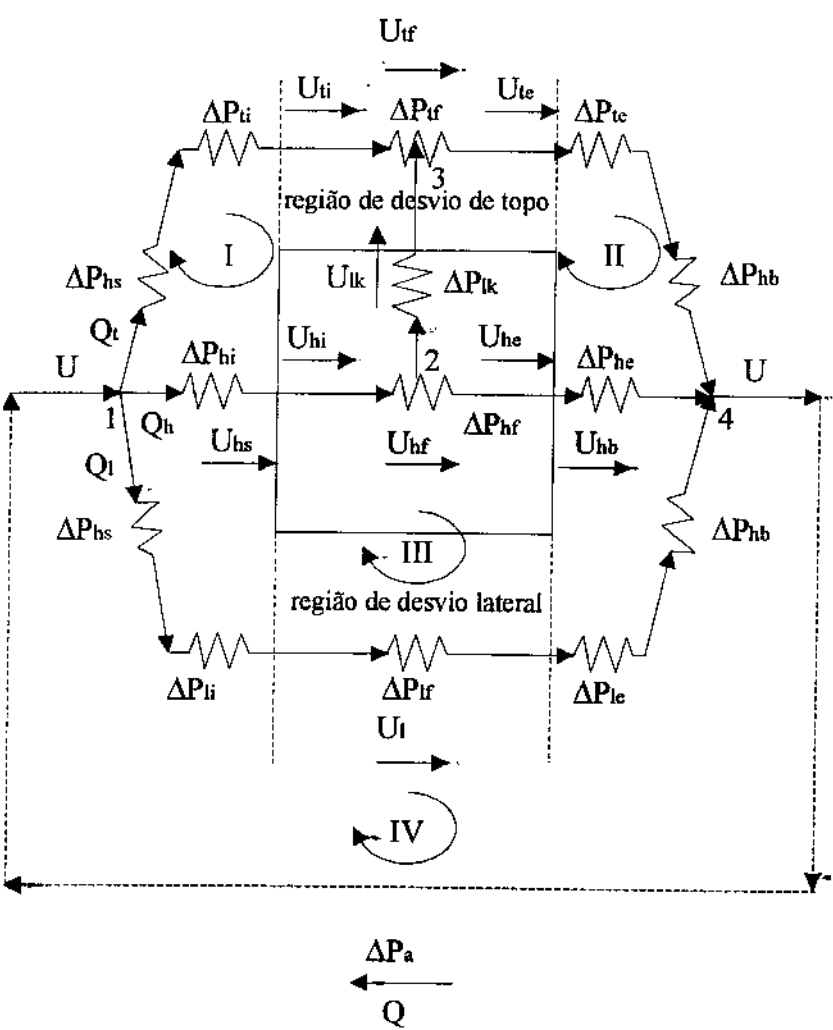


Fig. 3.2 - Modelo esquemático do circuito de resistências

Além dos mecanismos já considerados, atrito viscoso e contração/expansão do escoamento fluido, foram considerados também dois outros mecanismos de variação de pressão do escoamento. O primeiro (ΔP_{hs}) refere-se ao aumento de pressão devido a

estagnação do escoamento fluido imediatamente a montante das aletas. O segundo (ΔP_{hb}), ao aumento de pressão da região de esteira para o escoamento no duto, a jusante do conjunto de aletas. Como esses dois mecanismos são de aumento de pressão, eles foram incorporados no modelo do circuito equivalente de resistências de Butterbaugh & Kang (1995) através da subtração dessas duas variações de pressão nos três caminhos paralelos do escoamento. No processo de subtração, essas diferenças anulam-se no caminho das aletas e são tratadas como quedas de pressão nos caminhos correspondentes ao escoamento lateral e de topo. Dessa maneira, nesses dois caminhos do escoamento elas podem ser consideradas como quedas de pressão. Obtém-se assim o circuito equivalente indicado na Fig.3.2. A diferença de pressão entre os pontos 1 e 4 dessa figura, através de qualquer um dos três caminhos em paralelo do circuito, representa a queda de pressão do escoamento apenas através do conjunto aletado, isto é, a queda pressão (ΔP_a) representada no circuito corresponde diretamente à soma das parcelas de queda de pressão através do conjunto de aletas

$$\Delta P_a = (\Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he}) \quad (3.1)$$

A queda de pressão total associada à presença do conjunto de aletas no duto pode ser calculada como:

$$\Delta P_T = \Delta P_a - (\Delta P_{hs} + \Delta P_{hb}) \quad (3.2)$$

devido ao fato que ΔP_{hs} e ΔP_{hb} correspondem aos mecanismos físicos mencionados de aumento de pressão.

Na Fig.3.2 as vazões e velocidades com subscrito hs ou hb são calculadas com base na área frontal do conjunto de aletas.

3.1.1 Equacionamento do problema

No circuito da Fig. 3.2 as diferenças de pressão e as vazões podem ser expressas em função das velocidades: $\Delta P = \Delta P(U)$ e $Q = Q(U)$. As incógnitas do circuito equivalente

tornam-se então: U_{hi} , U_{hf} , U_{hc} , U_{hs} , U_{hb} , U_{lk} , U_{li} , U_{lf} , U_{lc} , U_{ls} e ΔP_a . Devem então ser obtidas onze equações para que possam ser determinadas estas onze incógnitas.

Utilizando a analogia com circuitos elétricos através das leis de Kirchhoff, as correntes elétricas devem ser análogas às vazões volumétricas e as quedas de potencial elétrico equivalentes às quedas de pressão. Dessa forma, a potência elétrica é igual à queda de potencial multiplicada pela corrente e analogamente a chamada potência fluido-dinâmica é igual à queda de pressão multiplicada pela vazão volumétrica.

São expressas a seguir as Leis de Kirchhoff associadas ao circuito fluido-dinâmico da Fig.3.2 que é equivalente a um circuito elétrico.

Primeira lei para a vazão:

“Em uma malha, a soma algébrica das vazões volumétricas que se encontram num nó é sempre igual a zero”. Nesta soma algébrica, convencionou-se que as vazões Q_j que chegam no nó sejam positivas e as que saem, negativas.

$$\sum_{j=1}^n Q_j = 0 \quad (3.3)$$

O número de equações independentes é igual ao número de nós menos um ($n - 1$).

Segunda lei para as quedas de pressão:

“A soma algébrica de todas as quedas de pressão ao longo de qualquer caminho fechado ou laço é igual a zero”. Convencionou-se que quedas de pressão no mesmo sentido do laço sejam negativas e contra o sentido do laço, positivas.

$$\sum_{j=1}^n \Delta P_j = 0 \quad (3.4)$$

O número de equações independentes é igual ao número de laços independentes do circuito (n).

Se o escoamento for considerado incompressível, as equações anteriores representam equivalentemente a conservação da massa e balanço de pressões da seguinte forma:

$$Q_h + Q_t + Q_l = Q \quad \text{em cada seção do escoamento} \quad (3.5)$$

$$\Delta P_h = \Delta P_t = \Delta P_l = \Delta P_a \quad \text{para todos os caminhos possíveis} \quad (3.6)$$

Aplicando a primeira lei nos nós 1, 2 e 4 ,

$$(\text{nó 1}) \quad Q - Q_{ti} - Q_{hs} - Q_l = 0 \quad (3.7)$$

$$(\text{nó 2}) \quad Q_{hi} - Q_{lk} - Q_{he} = 0 \quad (3.8)$$

$$(\text{nó 4}) \quad Q_{hb} + Q_{te} + Q_{le} - Q = 0 \quad (3.9)$$

Aplicando a segunda lei nos laços I a IV obtém-se,

$$(\text{laço I}) \quad -\Delta P_{hs} - \Delta P_{ti} - W_3 \Delta P_{tf} + \Delta P_{lk} + W_1 \Delta P_{hf} + \Delta P_{hi} = 0 \quad (3.10)$$

$$(\text{laço II}) \quad -W_4 \Delta P_{tf} - \Delta P_{te} - \Delta P_{hb} + \Delta P_{he} + W_2 \Delta P_{hf} - \Delta P_{lk} = 0 \quad (3.11)$$

$$(\text{laço III}) \quad -\Delta P_{hi} - \Delta P_{hf} - \Delta P_{he} + \Delta P_{hb} + \Delta P_{le} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{li} + \Delta P_{hs} = 0 \quad (3.12)$$

$$(\text{laço IV}) \quad -\Delta P_{hs} - \Delta P_{li} - \Delta P_{lf} - \Delta P_{le} - \Delta P_{hb} + \Delta P_a = 0 \quad (3.13)$$

As variáveis W_1 , W_2 , W_3 e W_4 são pesos utilizados para dividir convenientemente ΔP_{hf} e ΔP_{tf} nos seus respectivos caminhos.

As equações do balanço de pressões podem ainda serem obtidas utilizando o mesmo modelo esquemático apresentado na Fig. 3.2. Se forem somadas as quedas de pressão nos vários caminhos possíveis do escoamento de fluido, o resultado será sempre a queda de pressão total pelo conjunto de aletas conforme a Eq.(3.6).

$$(\text{através dos nós 1-3-4}) \quad \Delta P_{hs} + \Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_{hb} - \Delta P_a = 0 \quad (3.14)$$

$$(\text{através dos nós 1-2-3-4}) \quad \Delta P_{hi} + W_1 \Delta P_{hf} + \Delta P_{lk} + W_4 \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_{hb} - \Delta P_a = 0 \quad (3.15)$$

$$(\text{através dos nós 1-2-4}) \quad \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_a = 0 \quad (3.16)$$

$$\text{(através dos nós 1-4)} \quad \Delta P_{hs} + \Delta P_{li} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} + \Delta P_{hb} - \Delta P_a = 0 \quad (3.17)$$

As Eq. (3.14)-(3.17) são independentes e possuem menos termos que as Eq. (3.10)-(3.13). Dessa forma, há vantagem computacional na sua resolução.

As quatro equações restantes representam a continuidade na seção de entrada e saída do conjunto de aletas e as velocidades U_{hf} e U_{tf} são as velocidades médias entre a entrada e a saída de seus respectivos caminhos h e t representadas pelas Eq.(3.20) e (3.21).

$$Q_{hs} - Q_{hi} = 0 \quad (3.18)$$

$$Q_{he} - Q_{hb} = 0 \quad (3.19)$$

$$2U_{hf} - U_{hi} - U_{he} = 0 \quad (3.20)$$

$$2U_{tf} - U_{ti} - U_{te} = 0 \quad (3.21)$$

Deve ser considerado que a velocidade na região de entrada das aletas é maior que na saída e, por isso, espera-se que a queda de pressão na primeira metade do caminho h entre as aletas deva ser maior que na segunda. No caminho de topo t ocorre o inverso. Os pesos foram calculados da seguinte forma:

$$W_1 = \frac{1}{2} \frac{U_{hi}}{U_{hf}} \quad (3.22)$$

$$W_2 = \frac{1}{2} \frac{U_{he}}{U_{hf}} \quad (3.23)$$

$$W_3 = \frac{1}{2} \frac{U_{ti}}{U_{tf}} \quad (3.24)$$

$$W_4 = \frac{1}{2} \frac{U_{te}}{U_{tf}} \quad (3.25)$$

A partir das Eq. (3.20) e (3.21),

$$1 - \frac{1}{2} \frac{U_{hi}}{U_{hf}} - \frac{1}{2} \frac{U_{he}}{U_{hf}} = 0 \quad (3.26)$$

$$1 - \frac{1}{2} \frac{U_{ti}}{U_{tf}} - \frac{1}{2} \frac{U_{te}}{U_{tf}} = 0 \quad (3.27)$$

Substituindo as definições de W_1 , W_2 , W_3 e W_4 das Eq.(3.22)-(3.25),

$$W_1 + W_2 = 1 \quad (3.28)$$

$$W_3 + W_4 = 1 \quad (3.29)$$

Com as Eq.(3.7)- (3.9), (3.14)-(3.17), (3.18), (3.19), (3.28), e (3.29) tem-se um sistema de equações independentes que pode ser resolvido utilizando um método numérico.

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_s + \Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + W_1 \Delta P_{hf} + \Delta P_{lk} + W_4 \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_s + \Delta P_{li} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_{ti} - Q_{hs} - Q_l = 0 \\ Q_{hi} - Q_{lk} - Q_{he} = 0 \\ Q_{te} + Q_{hb} + Q_l - Q = 0 \\ Q_{hs} - Q_{hi} = 0 \\ Q_{he} - Q_{hb} = 0 \\ 1 - W_1 - W_2 = 0 \\ 1 - W_3 - W_4 = 0 \end{array} \right. \quad (3.30)$$

As vazões volumétricas foram calculados como segue.

$$Q = AU \quad (3.31)$$

$$Q_{ti,e} = A_t U_{ti,e} \quad (3.32)$$

$$Q_{hi,e} = A_h U_{hi,e} \quad (3.33)$$

$$Q_l = A_l U_l \quad (3.34)$$

$$Q_{hs} = A_s U_{hs} \quad (3.35)$$

$$Q_{hb} = A_b U_{hb} \quad (3.36)$$

$$Q_{lk} = A_{lk} U_{lk} \quad (3.37)$$

A Fig.3.3 representa um conjunto de aletas no interior de um duto de seção retangular. As variáveis geométricas do conjunto de aletas são: o número de aletas n_f , a espessura t_f de

cada aleta, a altura h_f das aletas, o comprimento longitudinal l_f normal ao plano da Fig. 3.3 e o espaçamento s entre as aletas. As dimensões do canal retangular são: largura w e altura h .

O espaçamento entre as aletas foi calculado através da seguinte equação:

$$s = \frac{w_m - n_f t_f}{n_f - 1} \tag{3.38}$$

A divisão das regiões de desvio de topo e lateral foi feita de forma semelhante àquela de Butterbaugh & Kang (1995), como indicado na Fig. 3.3. As áreas dessas regiões foram calculadas como segue:

$$A' = w h \tag{3.39}$$

$$A_t = \frac{1}{2} (h - h_f) (w + w_m) \tag{3.40}$$

$$A_l = \frac{1}{2} (h + h_f) (w - w_m) \tag{3.41}$$

$$A_h = h_f s (n_f - 1) \tag{3.42}$$

$$A_s = A_b = h_f w_m \tag{3.43}$$

$$A_{lk} = l_f s (n_f - 1) \tag{3.44}$$

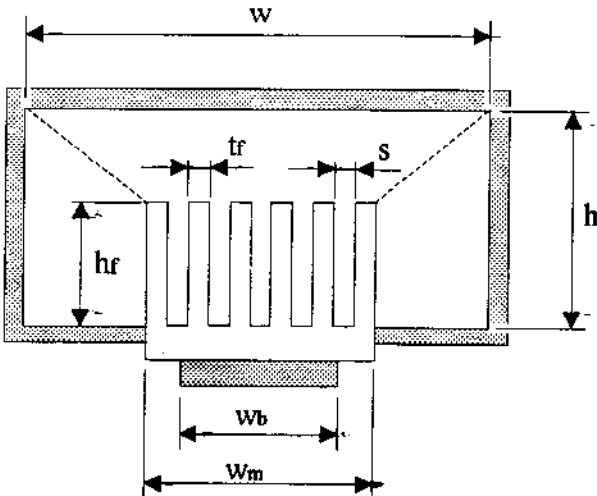


Fig. 3.3 - Divisão de áreas do modelo para regiões de desvio combinadas

Quando havia apenas a região de desvio de topo ou ainda, quando não havia desvio de fluido (condição de escoamento confinado), a geometria foi modificada como mostrado na Fig.3.4. Ambas as aletas lateralmente mais externas foram suprimidas já que ficariam em contato com a parede do canal. Isso representaria uma redução considerável da sua eficiência.

Num caso como o da Fig. 3.4, o cálculo do espaçamento entre as aletas e das áreas foi feito da seguinte forma:

$$s = \frac{w_m - n_f t_f}{n_f + 1} \tag{3.45}$$

$$A_h = h_f s (n_f + 1) \tag{3.46}$$

$$A_{lk} = l_f s (n_f + 1) \tag{3.47}$$

O cálculo do restante das áreas foi feito como apresentado anteriormente.

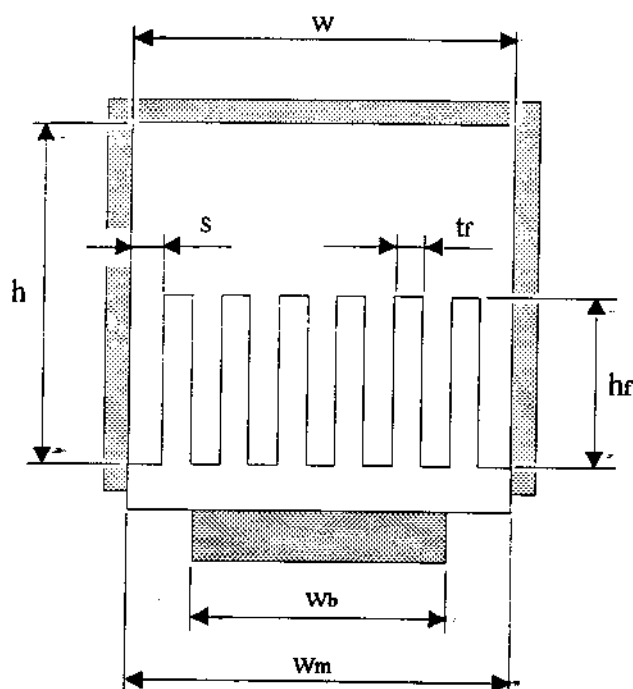


Fig. 3.4 - Divisão de áreas para quando existe apenas região de desvio de topo

Quando não havia nenhuma das duas regiões de desvio de fluido ou quando havia apenas uma região, o número de incógnitas do problema diminuiu e também o número de equações necessárias, como descrito a seguir.

Quando havia desvio de fluido apenas pela região de topo das aletas, o sistema de equações (3.30) tornou-se,

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta P_s + \Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + W_1 \Delta P_{hf} + \Delta P_{lk} + W_4 \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_{ti} - Q_{hi} = 0 \\ Q_{hi} - Q_{lk} - Q_{he} = 0 \\ Q_{he} + Q_{te} - Q = 0 \\ Q_s - Q_{hi} = 0 \\ Q_{he} - Q_b = 0 \\ 1 - W_1 - W_2 = 0 \\ 1 - W_3 - W_4 = 0 \end{array} \right. \quad (3.48)$$

Da mesma forma, $Q = Q(U)$, $\Delta P = \Delta P(U)$ e $W = W(U)$. As incógnitas, neste caso, são: U_{hi} , U_{hf} , U_{he} , U_{ti} , U_{tf} , U_{te} , U_{lk} , U_{hs} , U_{hb} e ΔP_a .

Quando havia desvio de fluido somente pela região lateral das aletas, o conjunto de equações (3.30) tornou-se,

$$\left\{ \begin{array}{l} -\Delta P_{hi} - \Delta P_{hf} - \Delta P_{he} + \Delta P_b + \Delta P_{le} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{li} + \Delta P_s = 0 \\ -\Delta P_s - \Delta P_{li} - \Delta P_{lf} - \Delta P_{le} - \Delta P_b + \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_h - Q_l = 0 \\ Q_s - Q_h = 0 \end{array} \right. \quad (3.49)$$

As incógnitas neste caso são: U_h , U_l , $U_{hs} = U_{hb}$, ΔP_a .

No caso mais simples, quando não havia nenhuma das regiões de desvio, todo o fluido que segue pelo canal passa pela região entre as aletas. Isto ocorre quando a largura e altura do canal coincidiam com a largura e altura do conjunto de aletas. Obtém-se então

$$\begin{cases} -\Delta P_{hi} - \Delta P_{hf} - \Delta P_{he} + \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_h = 0 \end{cases} \quad (3.50)$$

As incógnitas nesta situação são apenas: U_h e ΔP_a .

3.1.2 Avaliação dos termos de queda de pressão no circuito

Butterbaugh & Kang (1995) utilizaram apenas correlações para as quedas de pressão correspondendo ao regime laminar nas diversas seções do escoamento. Diferentemente, nesta análise foram utilizadas correlações que consideram o regime laminar ou turbulento do escoamento fluido.

Quando o escoamento passa através um único ou múltiplos canais, tal como num conjuntos de aletas, ocorrem quedas de pressão associadas aos diversos mecanismos mencionados anteriormente. Nesta seção, são quantificados cada um destes mecanismos que controlam a queda de pressão no escoamento.

A Fig. 3.5 representa o escoamento no interior de um duto que sofre contração abrupta após a seção de entrada 1, atrito viscoso no interior dos canais e posterior expansão abrupta próximo a seção de saída 2.

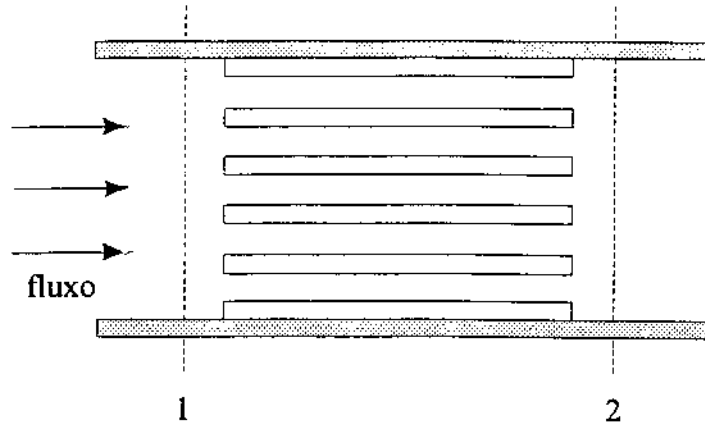


Fig. 3.5 - Modelo de análise das parcelas da queda de pressão

A relação geral da queda de pressão total para o modelo da Fig. 3.5 é dada em Kays & Perkins (1985),

$$\Delta P = \frac{\rho_1 U_m^2}{2} \left[\left(K_c + 1 - \sigma^2 \right) + 2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + 4 f \frac{L}{D} \frac{\rho_1}{\rho} - \left(1 - \sigma^2 - K_e \right) \frac{\rho_1}{\rho_2} \right] \quad (3.51)$$

onde K_c e K_e representam os coeficientes de queda de pressão nas seções de entrada e saída respectivamente, σ é a razão entre a área de escoamento e a área frontal ($\sigma = 1$ para um único canal). A velocidade média U_m é baseada na menor seção do escoamento. ρ é a massa específica do fluido. Na Eq.(3.51) a densidade média é dada por:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{1}{\rho} dx \quad (3.52)$$

Se o escoamento for considerado incompressível, como é o caso deste trabalho, a massa específica ρ é constante e a Eq.(3.51) fica:

$$\Delta P = \frac{\rho U_m^2}{2} \left[\left(K_c + 1 - \sigma^2 \right) + 4 f \frac{L}{D} - \left(1 - \sigma^2 - K_e \right) \right] \quad (3.53)$$

Os termos do lado direito da Eq.(3.53) representam respectivamente: os efeitos de contração na entrada, o atrito viscoso nas paredes dos canais e efeitos de expansão do escoamento na saída. Todos eles serão analisados a seguir.

A. Quedas de pressão devido a contrações e expansões abruptas

Para escoamentos incompressíveis ou de baixo número de Mach, as perdas de energia mecânica em mudanças abruptas de seção do escoamento são geralmente avaliadas utilizando os coeficientes de expansão K_e e de contração K_c . Eles são definidos por Kays (1950) como:

$$(\Delta P)_e = \rho K_e \frac{U_e^2}{2} \quad (3.54)$$

$$(\Delta P)_c = \rho K_c \frac{U_i^2}{2} \quad (3.55)$$

Em ambas as equações ΔP se refere a variações de pressão estática. U_e e U_i são as velocidades médias respectivamente na saída e na entrada do canal. Os coeficientes K_e e K_c serão considerados a seguir.

Nas expansões abruptas a variação de pressão na saída dos canais é causada unicamente pelos efeitos de expansão do fluido. Nas contrações abruptas ocorre na entrada dos canais inicialmente uma contração da seção do escoamento, a formação da chamada “venna contracta” e uma posterior expansão até a seção interna do canal.

O coeficiente de expansão K_e é assim uma função unicamente da razão de áreas na expansão, enquanto o coeficiente de contração K_c é estritamente empírico.

As curvas das Fig.3.6 e 3.7 obtidas neste trabalho através de funções polinomiais interpoladoras determinadas a partir dos gráficos apresentados por Kays (1950), apresentam os valores de K_e e K_c para escoamento laminar e turbulento, válidos respectivamente para canais de placas paralelas e dutos de seção quadrada. Nestas figuras, σ representa a razão entre a

menor área de escoamento e a maior nos processos de compressão e expansão respectivamente.

Os valores de K_e e K_c para escoamento turbulento apresentados em Kays (1950) dependem de σ e do número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do canal. A dependência de Re é relativamente fraca (variação em torno de 10 % para Re variando entre 2000 e infinito). Nas Fig. 3.6 e 3.7, foram adotados valores médios de K_e e K_c na região de escoamento turbulento. Definida a razão de aspecto α' do canal como sendo a razão entre a menor e a maior dimensão da sua seção transversal, placas paralelas e dutos de seção quadrada representam os dois casos extremos (respectivamente iguais a $\alpha' = 0$ e $\alpha' = 1$) entre canais de seção retangular. Os valores de K_e e K_c para um duto de razão de aspecto $0 < \alpha' < 1$ devem ter um valor intermediário entre aqueles destas duas figuras, e foram avaliados utilizando funções interpoladoras lineares apresentadas a seguir.

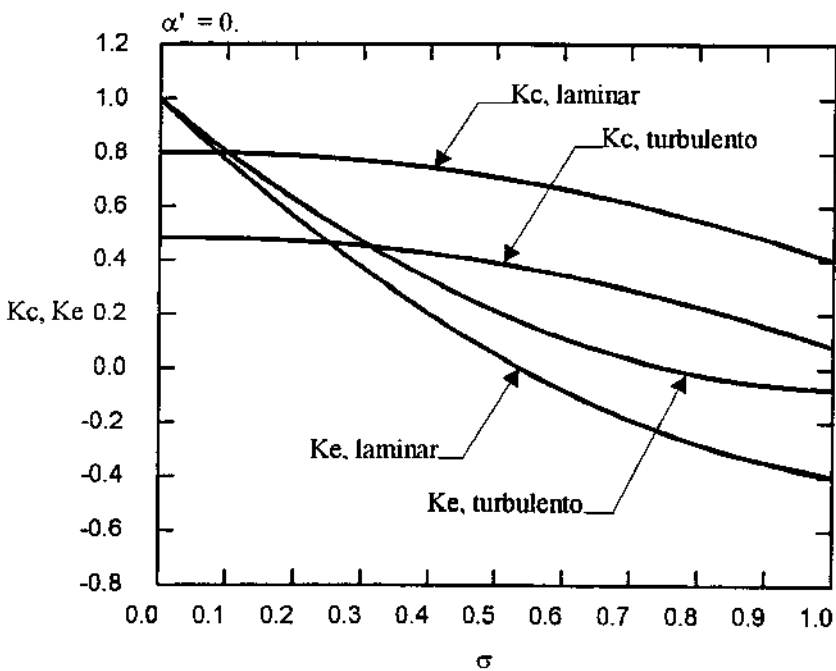


Fig. 3.6 - Coeficientes de contração e expansão em função de σ para placas paralelas

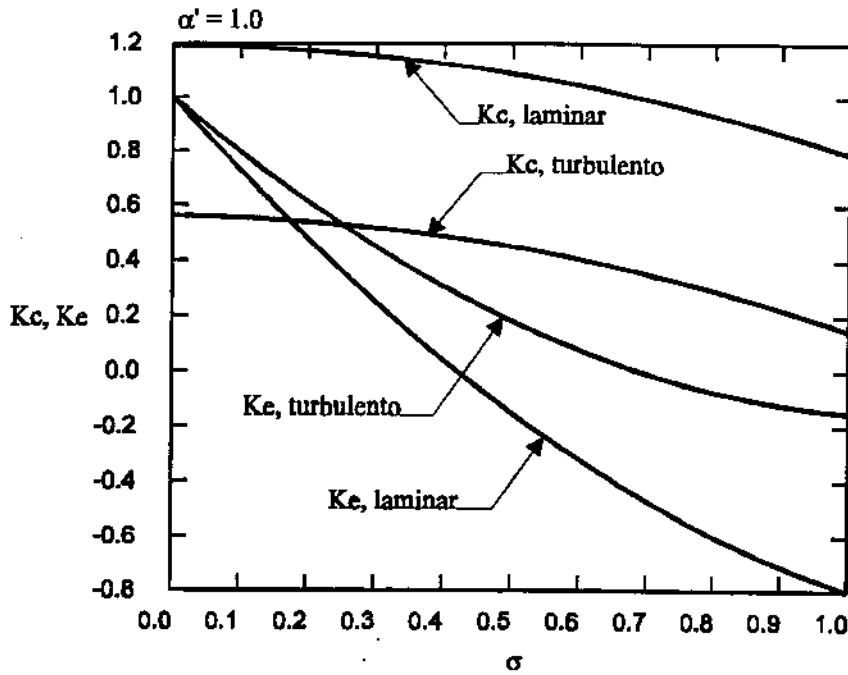


Fig. 3.7 - Coeficientes de contração e expansão em função de σ para dutos de seção quadrada

Quando α' se aproxima de zero os valores dos coeficientes se aproximam daqueles para placas paralelas, sendo que o segundo termo do segundo membro das equações são pequenos enquanto o primeiro termo é grande. O inverso ocorre quando α' se aproxima de 1 e os valores dos coeficientes se aproximam daqueles para dutos de seção quadrada.

Se $Re < 2000$ o escoamento é laminar e as funções interpoladoras foram,

$$K_e = (1 - \alpha')(1,000 - 2,400\sigma + \sigma^2) + \alpha'(1,000 - 2,800\sigma + \sigma^2) \quad (3.56)$$

$$K_c = (1 - \alpha')(0,800 + 0,029\sigma - 0,430\sigma^2) + \alpha'(1,190 - 0,0107\sigma - 0,389\sigma^2) \quad (3.57)$$

Se $Re \geq 2000$ o escoamento é considerado turbulento, com funções

$$K_e = (1 - \alpha')(1,000 - 2,083\sigma + 1,005\sigma^2) + \alpha'(1,000 - 2,125\sigma + 0,976\sigma^2) \quad (3.58)$$

$$K_c = (1 - \alpha')(0,480 + 0,0291\sigma - 0,430\sigma^2) + \alpha'(0,560 - 0,0302\sigma - 0,383\sigma^2) \quad (3.59)$$

A partir das Fig.3.6 e 3.7 são feitas as seguintes observações: quando o escoamento laminar torna-se turbulento K_e diminui enquanto que K_c aumenta. Observa-se que ocorre uma grande mudança na magnitude dos coeficientes quando o escoamento muda de regime. Como o coeficiente de expansão K_e é definido com base na velocidade média na saída dos canais, quando σ é alto ele pode tornar-se negativo representando uma “queda” negativa de pressão. Isso ocorre devido à consideração de um perfil de velocidades na saída do canais (perfil parabólico para escoamento laminar e baseado nas relações de Kármán-Prandtl para escoamento turbulento). Quando os perfis são considerados uniformes, o cálculo de K_e é baseado na equação de Borda-Carnot dada por,

$$K_e = (1 - \sigma)^2 \quad (3.60)$$

Neste caso, K_e jamais é negativo e é válida para $Re > 10.000$. A “queda” negativa de pressão significa que a variação positiva real de pressão é maior do que aquela variação ideal calculada com base na velocidade média na saída dos canais.

Para efeito de ilustração, as Fig.3.8 e 3.9 apresentam as distribuições de K_c e K_e em função de σ para dutos de seção retangular respectivamente com $\alpha' = 0,2$ e $\alpha' = 0,5$ obtidas com as funções interpoladora expressas pelas Eq. (3.56)-(3.59).

O escoamento nos canais entre as aletas na seção indicada na Fig. 3.3 é aproximado como um escoamento num canal de seção retangular. Na região imediatamente a montante e a jusante das aletas esse escoamento sofre respectivamente uma contração e expansão. A razão de áreas σ neste caso pode ser calculada como

$$\sigma = \frac{s}{s + t_f} \quad (3.61)$$

Nas regiões de desvio lateral e de topo também ocorre uma contração e uma expansão de escoamento fluido, entretanto, a razão de áreas de escoamento é desconhecida. Nem todo o fluido que atravessa o duto retangular passará nestas estas regiões, isto é, ele se distribui entre os três caminhos possíveis. Dessa forma, as seções de escoamento a montante do conjunto de

aletas que sofrerão contração ao entrar nas regiões de topo e lateral são desconhecidas . O mesmo ocorre na região a jusante do conjunto de aletas quando o escoamento sofre expansão.

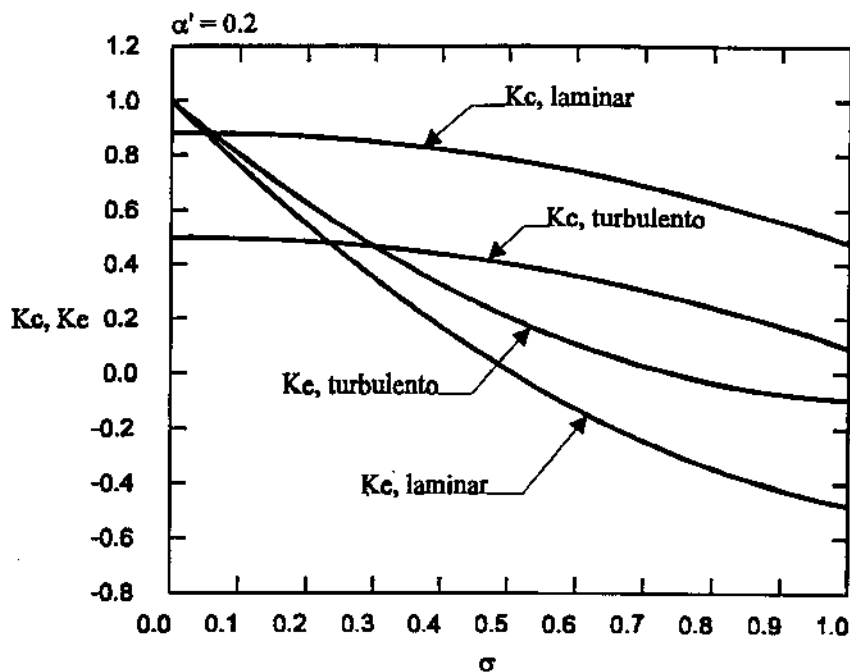


Fig. 3.8 - Coeficientes de contração e expansão em função de σ para dutos de razão de aspecto $\alpha' = 0,2$

A razão σ pode ser calculada com a hipótese de escoamento incompressível como uma razão de velocidades considerando a continuidade do escoamento na seção de entrada e saída das regiões de desvio de topo e lateral. Assim, para a região de desvio lateral

$$\sigma = \frac{U}{U_l} \tag{3.62}$$

Para a região de desvio de topo,

$$\sigma = \frac{U}{U_{ti}} \quad \text{ou} \quad \sigma = \frac{U}{U_{te}} \tag{3.63}$$

respectivamente nas contrações e expansões associadas às seções a montante e a jusante do conjunto aletado montado no duto retangular indicado na Fig. 3.3. As velocidades U , U_l , U_{li} e U_{te} são definidas no item 3.1.1.

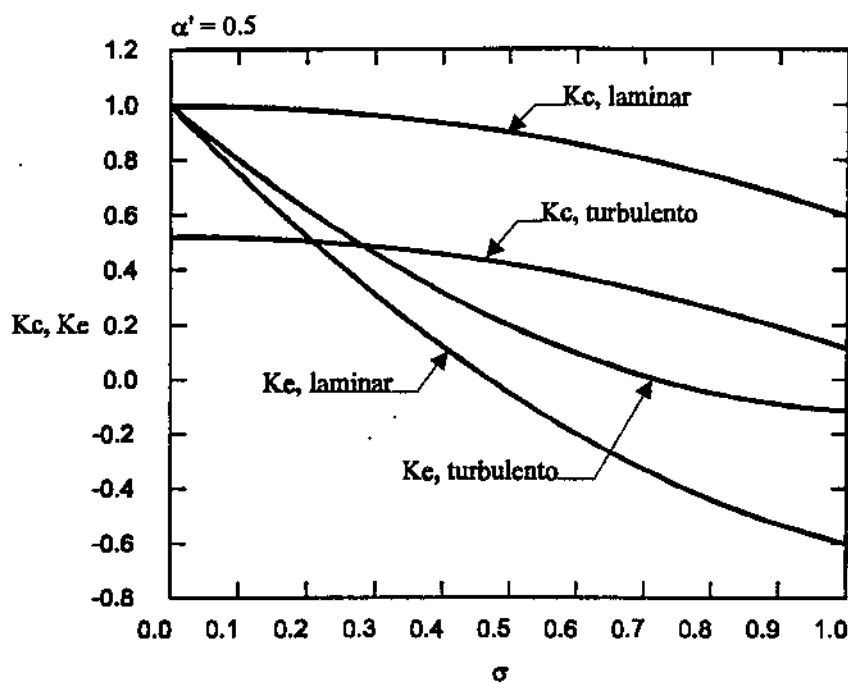


Fig. 3.9 - Coeficientes de contração e expansão em função de σ para dutos de razão de aspecto $\alpha' = 0,5$

B. Quedas de pressão associadas a efeitos viscosos

Uma segundo mecanismo de queda de pressão está associado ao atrito viscoso do fluido nas paredes dos canais formados pelas aletas. Este mecanismo converte energia mecânica (pressão) em pequeno aumento de entalpia (temperatura). Como resultado, o fluido experimenta uma queda de pressão ao longo dos canais formados pelas aletas. A queda de pressão ΔP_f representada pelo termo central do lado direito da Eq.(3.53) pode ser calculada da seguinte forma

$$\Delta P_f = 4 \left(f \frac{l_f}{D_h} \right) \frac{1}{2} \rho U_f^2 \tag{3.64}$$

onde f indica o fator de atrito de Fanning, l_f o comprimento do canal (das aletas), U_f a velocidade média do escoamento e D_h o diâmetro hidráulico do canal.

Kays & Perkins (1985) apresentam três tipos de fator de atrito: f , f_x e f_{app} . O coeficiente f_x é chamado de fator de atrito local e é calculado com base na tensão local cisalhante que age na parede do canal em x . f é baseado na tensão média cisalhante calculada desde $x = 0$ até a posição de interesse x na região de entrada do canal. Parte da queda de pressão, além do efeito causado pela tensão cisalhante, é atribuída ao aumento do fluxo total de momento associado ao desenvolvimento do perfil de velocidades desde a seção de entrada até a posição x , como é apresentado na Fig.3.10. A combinação destes efeitos é incorporada a um único fator de atrito aparente f_{app} . L_h é o comprimento de desenvolvimento do perfil de velocidades desde a entrada onde é considerado uniforme até a condição em que deixa de variar ao longo do comprimento do canal. Nesta condição, f_x deixa de variar e passa a ser denotado por f_m .

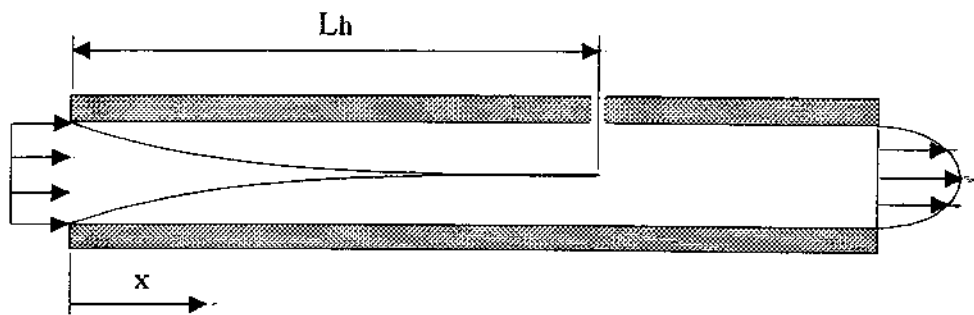


Fig. 3.10 - Desenvolvimento do perfil de velocidades

A queda de pressão desde a seção de entrada até uma distância x a jusante é calculada da seguinte forma:

$$\Delta P_f = 4 \left(f_{app} \frac{x}{D_h} \right) \frac{1}{2} \rho U_f^2 \tag{3.65}$$

Se x é igual ao comprimento l_f do canal, a expressão de ΔP_f fica,

$$\Delta P_f = 4 \left(f_{app} \frac{l_f}{D_h} \right) \frac{1}{2} \rho U_f^2 \tag{3.66}$$

A Fig. 3.11 obtida em Shah & Bhatti (1987), apresenta o comportamento de f_{app} em função de x^+ para dutos de seção retangular com várias razões de aspecto α' para quando o perfil de velocidades na entrada é uniforme e o regime do escoamento é laminar.

Uma expressão de f_{app} para dutos de seção circular quando o perfil de velocidades na entrada é uniforme e o regime é laminar, apresentada por Shah & London (1978), é dada por

$$f_{app} Re = \frac{3,435}{(x^+)^{0,5}} + \frac{16 + 1,25 (4x^+)^{-1} - 3,435 (x^+)^{-0,5}}{1 + 0,00021 (x^+)^{-2}} \tag{3.67}$$

onde,

$$x^+ = \frac{x / D_h}{Re} \tag{3.68}$$

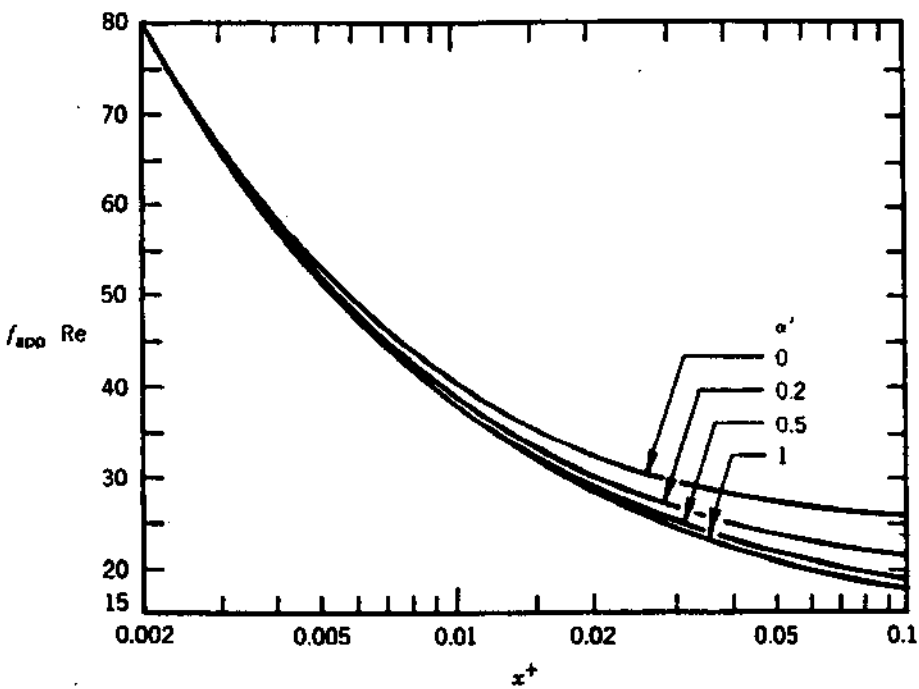


Fig. 3.11 - Fator de atrito aparente para escoamento laminar em dutos de seção retangular

FONTE - Shah & Bhatti, 1987. p. 3.49.

Quando o escoamento é laminar com perfil de velocidades já desenvolvido, para um duto de seção arbitrária, f_{∞} é dado por

$$f_{\infty} = \frac{C}{Re} \quad (3.69)$$

onde a constante C depende da geometria da seção do duto. Para dutos de seção circular $C = 16$ e para canais formados por placas paralelas $C = 24$ segundo Kays & London (1984).

Jones (1976) recomenda que quando o escoamento possui perfil de velocidades já desenvolvido no interior de dutos retangulares com razão de aspecto $\alpha' \leq 1$, deve-se utilizar um diâmetro equivalente D_{eq} também chamado de diâmetro laminar equivalente na expressão de f_{∞} para dutos circulares. O valor de D_{eq} é obtido através das equações

$$\phi = \frac{2}{3} + \frac{11}{24} \alpha' (2 - \alpha') \quad (3.70)$$

$$D_{eq} = \phi D_h \quad (3.71)$$

Da mesma forma,

$$Re_{eq} = \phi Re \quad (3.72)$$

O valor de f_{∞} para dutos retangulares de razão de aspecto α' pode ser calculado através do uso da equação para ϕ , Eq. (3.70)

$$f_{\infty} = \frac{16}{\phi Re} \quad (3.73)$$

Um conceito análogo foi utilizado neste trabalho para corrigir também a expressão de f_{app} para dutos circulares, obtendo-se então f_{app} para dutos retangulares:

$$f_{app} Re = \frac{3,435}{(x^+)^{0,5}} + \frac{16 \phi^{-1} + 1,25 (4x^+)^{-1} - 3,435 (x^+)^{-0,5}}{1 + 0,00021 (x^+)^{-2}} \quad (3.74)$$

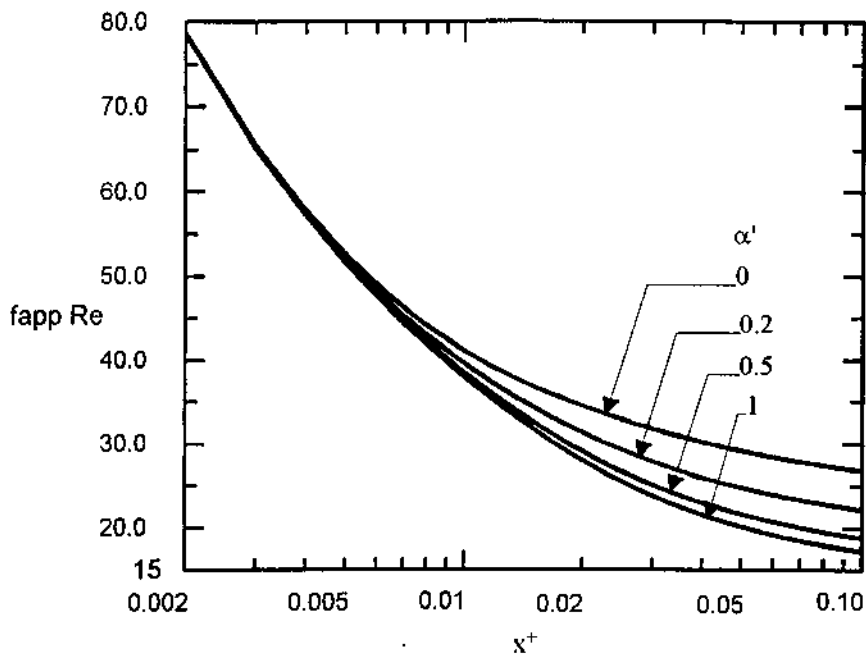


Fig. 3.12 - Fator de atrito aparente para escoamento laminar em dutos de seção retangular segundo a Eq.(3.74)

A Fig. 3.12 apresenta os valores desta equação para dutos retangulares de várias razões de aspecto α' na mesma faixa de parâmetros da Fig. 3.11. Comparando-se as Fig. 3.11 e 3.12 nota-se que existe uma excelente concordância dos valores de $f_{app}Re$ na região de desenvolvimento do perfil de velocidades.

A Eq. (3.74) foi utilizada para calcular o fator de atrito aparente tanto para os canais formados entre as aletas quanto para as regiões de desvio lateral, de topo e de “escape” de fluido da região entre aletas para a região de topo. Entretanto, são necessárias algumas considerações quanto ao cálculo dos diâmetros hidráulicos utilizados para estas regiões, que são apresentadas no item 3.1.3.

O incremento de queda de pressão $K(x)$ na região de entrada pode ser expresso como

$$K(x) = 4(f_{app} - f_{\infty}) \frac{x}{D_h} \quad (3.75)$$

O parâmetro $K(x)$ é algumas vezes referido como desvio incremental de pressão. $K(x)$ aumenta monotonicamente a partir de zero em $x = 0$ até um valor constante na região fluido-

dinamicamente desenvolvida em $x = L_h$, o comprimento de desenvolvimento do perfil de velocidades. Este valor constante é algumas vezes chamado de fator de Hagenbach.

Utilizando a definição de x^+ da Eq.(3.68), a Eq.(3.75) pode ser expressa como:

$$\frac{K(x^+)}{Re} = (f_{app} - f_{\infty})x^+ \tag{3.76}$$

Combinando as Eq.(3.68), (3.74) e (3.76) tem-se:

$$\frac{K(x^+)}{Re} = \left[\frac{3,435}{(x^+)^{0,5}} + \frac{16 \phi^{-1} + 1,25 (4x^+)^{-1} - 3,435 (x^+)^{-0,5}}{1 + 0,00021 (x^+)^{-2}} - 16 \phi^{-1} \right] x^+ \tag{3.77}$$

A Fig.3.13 apresenta as curvas de $K(x^+)/Re$ por x^+ para vários valores da razão de aspecto α' obtidas a partir da Eq.(3.77).

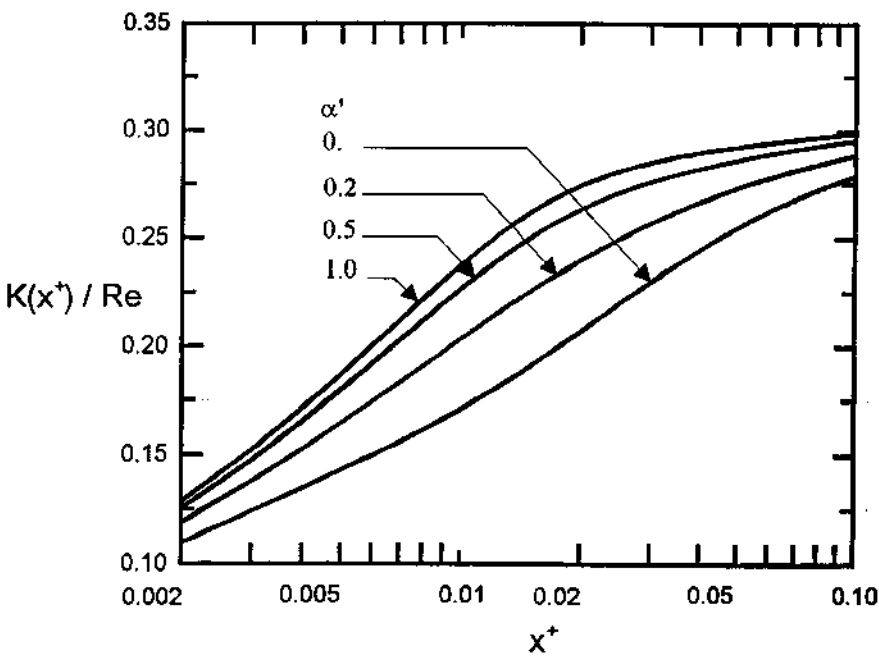


Fig.3.13 - Distribuição do fator de Hagenbach por x^+ para escoamento laminar em dutos retangulares

O escoamento é considerado turbulento quando $Re > Re_{crit}$. O limite inferior do número de Reynolds crítico (Re_{crit}) para dutos de seção retangular tem sido estabelecido através de várias investigações experimentais. A configuração da entrada do duto exerce uma forte influência sobre Re_{crit} , assim como a razão de aspecto α' . São apresentadas em Shah & Bhatti (1987) as medidas experimentais de Re_{crit} considerando uma entrada abrupta do canal, que representa o caso dos canais formados pelas aletas, para várias razões de aspecto α' entre 0 e 1.0. Estes dados foram utilizados neste trabalho para determinar uma função polinomial de interpolação de Re_{crit} em termos de α' :

$$Re_{crit} = 3.035,22 - 4.497,45\alpha' + 10.719,4\alpha'^2 - 11.285,3\alpha'^3 + 4.232,46\alpha'^4 \quad (3.78)$$

A avaliação de Re_{crit} é feita somente para o escoamento entre as aletas. Para as regiões de desvio lateral e de topo Re_{crit} foi considerado igual a 2.200 sempre.

O fator de atrito aparente para escoamento turbulento de baixo numero de Reynolds, $2.300 < Re < 30.000$, para dutos de seção circular em um comprimento de entrada igual a x pode ser expresso como em Phillips (1990),

$$f_{app} = A Re^B \quad (3.79)$$

onde,

$$A = 0,09290 + \frac{1,01612}{(x/D_h)} \quad (3.80)$$

$$B = -0,26800 - \frac{0,31930}{(x/D_h)} \quad (3.81)$$

Para dutos de seção retangular e razão de aspecto $\alpha' \leq 1$, Phillips (1990) recomenda que se utilize no cálculo do número de Reynolds o diâmetro laminar equivalente dado pelas Eq. (3.72):

$$f_{app} = A (\phi Re)^B \quad (3.82)$$

Se $x = l_f$ é o comprimento do canal, da mesma forma,

$$A = 0,09290 + \frac{1,01612}{(l_f/D_h)} \quad (3.83)$$

$$B = -0,26800 - \frac{0,31930}{(l_f/D_h)} \quad (3.84)$$

Não foram encontrados na literatura dados para verificar a veracidade dos valores de f_{app} obtidos a partir da Eq.(3.82). Entretanto, o mesmo procedimento foi utilizado em Knight et al. (1992a) com bons resultados.

Quando existe desvio de fluido pela região de topo, uma parte do escoamento da região entre as aletas escapa para a região de topo. A queda de pressão média desta fuga foi calculada utilizando a Eq.(3.65) considerando um comprimento do canal igual a metade da altura das aletas e U_f igual à velocidade de escape U_{lk} sendo expressa pela seguinte equação,

$$\Delta P_{lk} = 4 \left(f_{app} \frac{0,5h_f}{Dh_{lk}} \right) \frac{1}{2} \rho U_{lk}^2 \quad (3.85)$$

Neste caso, o fator de atrito aparente f_{app} para regime do escoamento laminar foi calculado utilizando a Eq. (3.74) e, para regime turbulento foi utilizada a Eq.(3.82).

É importante notar que se U_{lk} tiver o sentido positivo adotado (da região entre as aletas para a região de desvio de topo) ou negativo (vice-versa), a queda de pressão ΔP_{lk} será positiva ou negativa indicando sempre uma variação de pressão da região de maior pressão estática para a de menor pressão estática.

A metodologia de cálculo dos diâmetros hidráulicos é apresentada no item 3.1.3.

C. Efeitos da forma do conjunto de aletas sobre o balanço de pressões

O terceiro mecanismo está associado a um aumento na distribuição de pressões devido à estagnação do fluido na face a montante do conjunto de aletas e também, devido a um aumento na distribuição de pressões a jusante da esteira viscosa formada após o conjunto de aletas devido ao descolamento do escoamento. Este mecanismo é o chamado arrasto de forma.

C.1 O efeito da estagnação do fluido na face a montante do conjunto de aletas

Um estudo apresentado no apêndice de Butterbaugh & Kang (1995) considera um corpo retangular situado transversalmente em um escoamento uniforme. O aumento de pressão relativa (em relação à pressão estática a montante do corpo) na face frontal do corpo é maior no centro (ponto de estagnação), sendo essencialmente igual à pressão dinâmica P_d do escoamento,

$$P_d = \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (3.86)$$

onde U é a velocidade do escoamento livre a montante do corpo retangular. Esse aumento de pressão diminui a partir do centro em direção às extremidades da face do corpo. Uma solução bidimensional do escoamento considerado potencial forneceu um aumento médio de pressão na face frontal do corpo igual a $0,88 P_d$. Foram apresentados ainda os resultados de simulações de um escoamento viscoso utilizando métodos fluido-dinâmicos computacionais (CFD) e o mesmo aumento médio dessa pressão foi estimado em $\approx 0,80 P_d$ para corpos bidimensionais e tridimensionais (bidimensional axial simétrico).

No caso de um conjunto de aletas, na face frontal da aletas o escoamento possui uma pressão dinâmica P_{dh} dada por

$$P_{dh} = \frac{1}{2} \rho U_{hs}^2 \quad (3.87)$$

onde U_{hs} é a velocidade do escoamento logo a montante da entrada do conjunto de aletas.

O aumento de pressão a montante do conjunto de aletas é limitado por $P_d - P_{dh}$ e, assim, uma extensão dos resultados obtidos para corpos retangulares permite prever um aumento médio de pressão na face frontal aproximadamente igual a

$$\Delta P_{hs} \approx 0,80 (P_d - P_{dh}) \quad (3.88)$$

A validade desta extensão foi verificada em Butterbaugh & Kang (1995) através de simulações adicionais de escoamento uniforme passando através de corpos com porosidade finita na direção do escoamento.

A Eq.(3.88) não considera os efeitos da presença das paredes do duto retangular onde o conjunto de aletas é montado sobre a distribuição de pressões na face frontal desse último. Deve-se considerar que na condição de escoamento confinado, isto é, quando não existem regiões de desvio de fluido, não existe o efeito da estagnação do fluido. Por outro lado, a determinação do fator de aumento médio de pressão de $C_m \approx 0,80$ considera uma condição de fluxo livre que não considera qualquer influência das paredes do canal. Tomando uma razão área frontal do conjunto de aletas / área de seção transversal do canal (A_s/A), espera-se que se $A_s/A \rightarrow 1$, então, $C_m \rightarrow 0$. Se $A_s/A \rightarrow 0$, então, $C_m \rightarrow 0,80$. A Fig. 3.14 representa a curva do comportamento adotado de C_m pela razão de áreas A_s/A dado por,

$$C_m = 0,80 \left[1 - \left(\frac{A_s}{A} \right)^6 \right] \quad (3.89)$$

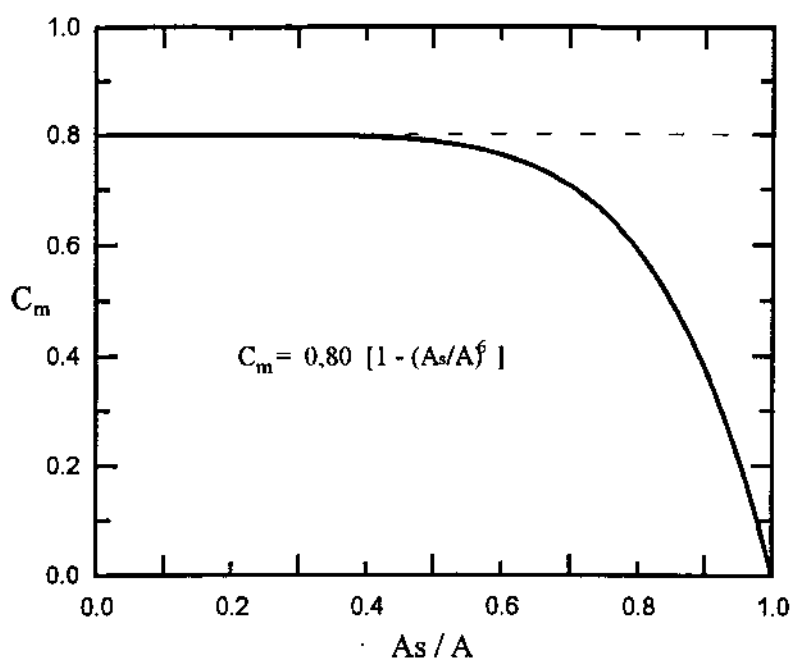


Fig.3.14 - Comportamento adotado do coeficiente de aumento de pressão médio em função da variação da razão área frontal do conjunto de aletas/área de seção do duto

Não foram encontrados na literatura dados para a avaliação da Eq.(3.89). Assim, ΔP_{hs} é calculado como:

$$\Delta P_{hs} = 0,40 \rho \left[1 - \left(\frac{A_s}{A} \right)^6 \right] (U^2 - U_{hs}^2) \quad (3.90)$$

C.2 Efeito da separação do escoamento na face a jusante do conjunto de aletas

Quando um corpo possui uma das faces localizada transversalmente num escoamento, na face posterior a jusante do escoamento ocorre uma distribuição negativa de pressão relativamente à pressão estática a montante do corpo.

Uma grande quantidade de dados empíricos são apresentados em Hoerner (1951) para corpos bi e tridimensionais localizados em um escoamento uniforme.

Quando uma placa plana é posicionada transversalmente em um escoamento uniforme, segundo Sam et al. (1979), a queda de pressão média na face a jusante é cerca de uma vez a pressão dinâmica a montante de corpo $P_d = 1/2 \rho U^2$ devido à separação do escoamento nos limites da placa.

Em corpos tridimensionais de revolução a chamada pressão média da base na face a jusante depende inversamente do arrasto devido ao atrito do fluido nas paredes do corpo. Ela é maior para corpos bidimensionais que para corpos tridimensionais como apresentado em Hoerner (1951).

Para um conjunto de aletas a pressão média da base depende do modo como o escoamento se comporta ao seu redor. Quando o conjunto de aletas oferece alta resistência a passagem do escoamento a velocidade do fluido na face a jusante após a saída dos canais U_{hb} é muito menor que U , a velocidade do escoamento a montante do corpo ($U_{hb} \ll U$). Isto causa forte descolamento do escoamento nos limites da face frontal e se o conjunto de aletas é curto (na direção do escoamento), a queda de pressão em relação à pressão estática será cerca de $1P_d$. Segundo Butterbaugh & Kang (1995), normalmente o conjunto de aletas apresenta baixa resistência a passagem do escoamento tal que U_{hb} é da mesma ordem de U e, neste caso, o escoamento descola nos limites da face a jusante. Mais ainda, o aumento de pressão a jusante da região da esteira viscosa pode ser calculada por

$$\Delta P_b = C_j \frac{\rho}{2} (U^2 - U_{hb}^2) \quad (3.91)$$

onde C_j é um coeficiente médio estimado a partir de simulações numéricas feitas pelos autores considerando corpos retangulares com porosidade finita na direção do escoamento. Os valores médios de C_j foram estimados em 0,2 para quando existe apenas desvio de topo ou lateral e 0,1 para as duas regiões de desvio combinadas.

Foi desconsiderado o efeito das paredes do duto retangular onde o conjunto de aletas é montado sobre o cálculo de ΔP_{hs} . Entretanto, como a presença das aletas diminui a seção do escoamento no duto retangular e, por conseguinte, as velocidades nas regiões de desvio são

sempre maiores que U , espera-se que a pressão na face a jusante do conjunto de aletas seja menor do que aquela que está sendo considerada na condição de escoamento livre.

3.1.3 Cálculo dos diâmetros hidráulicos e razões de aspecto

Para o escoamento fluido entre os canais formados pelas aletas, dois casos distintos foram considerados e são descritos a seguir.

Quando não há desvio, isto é, as dimensões do duto coincidiam com as dimensões externas do conjunto de aletas ou quando havia apenas desvio de fluido pelas regiões laterais, existia contato do fluido tanto com as paredes superior e inferior quanto com as paredes laterais nos canais retangulares formados pelas aletas. Neste caso, o cálculo do diâmetro hidráulico é feito considerando todo o perímetro:

$$Dh_h = \frac{4 h_f s}{2(h_f + s)} \quad (3.92)$$

Quando há desvio de fluido entre a parede superior do canal e o topo das aletas, não existe uma parede superior fechando cada canal entre as aletas. Neste caso, o perímetro utilizado para calcular o diâmetro hidráulico na região entre as aletas considera apenas as duas paredes laterais e a inferior:

$$Dh_h = \frac{4 h_f s}{(2 h_f + s)} \quad (3.93)$$

Em ambos os casos a razão de aspecto α' dos canais foi calculada da seguinte forma,

$$\alpha' = \frac{s}{h_f} \quad (3.94)$$

Para o escoamento fluido através das regiões de desvio, devem ser feitas algumas considerações:

- Quando há apenas desvio de fluido pela região lateral das aletas, o diâmetro hidráulico é calculado considerando que a área lateral A_l , Eq.(3.41), com $h = h_f$, representa a soma das áreas laterais de ambos os lados se o conjunto aletado estiver centrado no interior do duto de seção retangular. Com base na Fig.3.3:

$$Dh_l = \frac{4 A_l}{2[(w - w_m) + 2h_f]} \quad (3.95)$$

Quando havia apenas desvio de topo, o cálculo do diâmetro hidráulico deve considerar, da mesma forma, somente as paredes físicas. Com base na Fig.3.4, sendo $w = w_m$ e considerando a Eq.(3.40) para o cálculo da área de desvio de topo:

$$Dh_t = \frac{4A_t}{[w_m + 2(h - h_f) + n_f t_l]} \quad (3.96)$$

Nos casos com desvio de fluido tanto pela região de topo quanto pela região lateral as regiões foram divididas de acordo com a Fig. 3.3, como sugerido em Butterbaugh & Kang (1995). As expressões para o cálculo dos diâmetros hidráulicos foram obtidas considerando as Eq.(3.40) e (3.41) para as áreas de desvio de escoamento:

$$Dh_l = \frac{4 A_l}{2[h + 0,5(w - w_m) + h_f]} \quad (3.97)$$

$$Dh_t = \frac{4 A_t}{(w + n_f t_f)} \quad (3.98)$$

O cálculo do fator de atrito foi feito através da aplicação das correlações para dutos retangulares, com o uso da analogia do diâmetro hidráulico, para todas as regiões de escoamento indicadas na Fig.3.3. Para essa aproximação, a razão de aspecto α' para a região de desvio lateral foi calculada da seguinte forma:

$$\alpha' = \frac{0,5(w - w_m)}{h_f} \quad (3.99)$$

Se $0,5(w - w_m) > h_m$, então

$$\alpha' = \frac{h_f}{0,5(w - w_m)} \quad (3.100)$$

Para a região de desvio de topo,

$$\alpha' = \frac{h - h_f}{w_m} \quad (3.101)$$

Se $(h - h_m) > w_m$, então

$$\alpha' = \frac{w_m}{h - h_f} \quad (3.102)$$

Para a região de escape do escoamento fluido da região entre as aletas para a região de desvio de topo, o diâmetro hidráulico foi calculado com base na Eq.(3.44) quando existem ambas as regiões de desvio ou a Eq.(3.47) para regiões de desvio combinadas para o cálculo da área de escape:

$$Dh_{lk} = \frac{4A_{lk}}{2 l_f} \quad (3.103)$$

Para a razão de aspecto α' tem-se:

$$\alpha' = \frac{s}{l_f} \quad (3.104)$$

3.1.4 Técnica de solução das equações

Os sistemas de equações obtidos no item 3.1.1 são não-lineares. A escolha do método foi feita com base na rapidez de convergência e simplicidade. O Método de Newton-Raphson para sistemas de equações não-lineares (MNRS) mostrou-se adequado para a solução desses sistemas.

Uma necessidade do MNRS é a que sejam fornecidos valores iniciais de todas as variáveis com certa proximidade da solução para garantir a convergência do sistema de equações.

O problema da aproximação inicial das variáveis foi resolvido utilizando dois passos de solução. A partir da solução inicial de uma versão simplificada do sistema de equações os valores obtidos foram utilizados como valores iniciais do próximo passo envolvendo a solução do sistema completo de equações.

No primeiro passo, todas as velocidades foram admitidas iguais ao dobro da velocidade média U do escoamento livre no duto retangular. A queda de pressão total ΔP_a pelo conjunto de aletas foi inicialmente admitida igual ao triplo da pressão dinâmica $P_0 = 0.5 \rho U^2$. Desconsiderando o escape de fluido da região entre as aletas para a região de desvio de topo, o sistema de equações ficou reduzido na forma

$$\begin{cases} \Delta P_s + \Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_s + \Delta P_{li} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_t - Q_b - Q_l = 0 \\ Q_b - Q_{bs} = 0 \end{cases} \quad (3.105)$$

As incógnitas são: U_t , U_b , U_l , $U_{bs} = U_{hb}$ e ΔP_a .

No segundo passo, as variáveis foram iniciadas com os valores obtidos na solução do sistema de equações anterior. As velocidades e queda de pressão total obtidas da solução do sistema de equações (3.105) foram as aproximações iniciais das variáveis para a solução do sistema final composto das equações (3.30). A velocidade média de escape de fluido foi inicialmente $U_{lk} = 0.1 U_b$.

Apesar da técnica de solução em vários passos ser eficiente, para alguns casos a solução do sistema de equações (3.105) não representa uma boa aproximação inicial para que se possa utilizar o Método de Newton-Raphson descrito em Burden & Faires (1989) para a solução do

sistema de equações (3.30). Nestes casos o método anterior não convergiu e foi então utilizado o “Steepest Descent Method” também apresentado em Burden & Faires (1989). Diferente do Método de Newton-Raphson cuja natureza de convergência é geométrica, o “Steepest Descent Method” converge linearmente e, portanto, enquanto o primeiro converge em no máximo 7 iterações o segundo requer próximo de 500 iterações. A grande vantagem desse método é não exigir um valor inicial das variáveis tão apurado para garantir a sua convergência.

Quando havia desvio de fluido apenas pela região de topo o sistema de equações (3.105) ficou reduzido a

$$\begin{cases} \Delta P_s + \Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} + \Delta P_b - \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_a = 0 \\ Q - Q_t - Q_h = 0 \\ Q_h - Q_{hs} = 0 \end{cases} \quad (3.106)$$

As incógnitas neste caso são: U_t , U_b , $U_{hs} = U_{hb}$ e ΔP_a .

Utilizando como valor inicial os valores das variáveis obtidos da solução do sistema de equações (3.106), o sistema de equações (3.48) foi então resolvido utilizando o “Steepest Descent Method” e o valor inicial de $U_{lk} = 0.1 U_b$.

Para a solução dos sistemas de equações (3.49) e (3.50), representado respectivamente as condições de desvio lateral de fluido e escoamento confinado, a aproximação inicial das velocidades igual ao dobro de U e a queda de pressão total ΔP_a , igual ao triplo da pressão dinâmica $P_0 = 0.5 \rho U^2$, como nos casos anteriores. Estas aproximações das variáveis foram suficientes para garantir a convergência do Método de Newton-Raphson.

3.2 Modelo do coeficiente de arrasto global

3.2.1 Equacionamento do problema

Este método consiste basicamente na avaliação da queda de pressão total a partir do conhecimento de um coeficiente de arrasto global do conjunto de aletas. Ele é apresentado por Seri Lee (1995).

É mais simples, rápido e numericamente mais consistente que o método do circuito equivalente de resistências. Porém, faz uso de algumas simplificações que restringem sua aplicabilidade a certas geometrias. Além disso, não fornece informações detalhadas das várias velocidades médias em cada região do escoamento fluido, bem como da velocidade de fuga da região entre as aletas para a região de topo.

É considerado um conjunto de aletas retangulares e longitudinais localizadas no centro de um duto retangular como indicado na Fig.1.1.

Quando existe movimento relativo entre um corpo sólido e um fluido no qual ele está imerso, o corpo experimenta uma força de arrasto devido a ação do escoamento fluido. Dois tipos de força de natureza diferente agem sobre o corpo: forças relacionadas à tensão viscosa nas paredes do corpo e forças ligadas à distribuição de pressão ao redor do corpo. O arrasto é definido como a soma das componentes dessas forças paralelas à direção do movimento fluido.

Para o equacionamento do problema são feitas as seguintes considerações: é tomada uma imagem do conjunto de aletas em relação à base do canal como indicado na Fig. 3.15; o atrito viscoso do escoamento nas paredes internas do canal é desprezado; a velocidade média U de aproximação do escoamento é mantida no canal imagem.

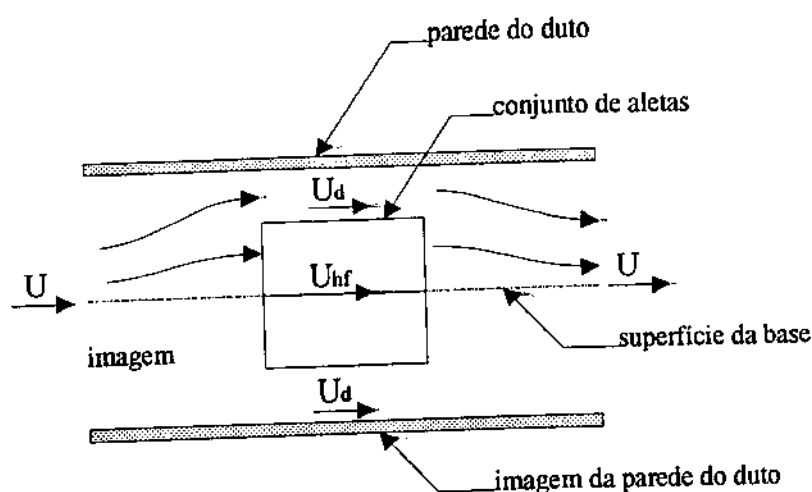


Fig. 3.15 - Esquema do conjunto de aletas e imagem

Se o conjunto de aletas e a sua imagem forem considerados como um bloco sólido no escoamento entre a parede superior do duto e a sua imagem, a força de arraste total F_d é calculada como:

$$F_d = C_d \frac{1}{2} \rho U^2 A_s \quad (3.107)$$

onde A_s é igual ao dobro da área frontal do conjunto de aletas dada pela Eq.(3.43) e C_d é o coeficiente de arrasto global.

$$C_d = \frac{F_d}{\frac{1}{2} \rho U^2 A_s} \quad (3.108)$$

Considerando o bloco permeável representando o conjunto de aletas e a sua imagem, o arrasto será calculado com base na diferença dos quadrados das velocidades de aproximação (U) e a velocidade média na face de entrada ou saída do bloco (U_{hs}).

$$F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_s (U^2 - U_{hs}^2) \quad (3.109)$$

A Eq.(3.109) subestima a força de arrasto pois, sendo o escoamento confinado no interior do duto retangular, um aumento considerável na velocidade média na região de desvio

provoca uma força de arrasto mais intensa. Portanto, a força de arrasto deverá ser calculada com base na velocidade média nas regiões de desvio (U_d) ao invés da velocidade de aproximação (U). A força de arrasto calculada dessa forma representa um valor superestimado principalmente a parcela associada ao arrasto devido à forma do corpo e, assim, uma velocidade de cálculo ideal estaria entre U e U_d . Esta velocidade é desconhecida e uma maneira de reduzir o problema introduzindo U_{hf} ($U_{hf} > U_{bs}$) é mostrado na Eq.(3.110).

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A_s (U_d^2 - U_{hf}^2) \quad (3.110)$$

A diferença de quadrado de velocidades é feita com base na velocidade no interior dos canais (U_{hf}) e, dessa forma, é considerada a condição de escoamento confinado entre a superfície do bloco e as paredes do duto como indicado na Fig. 3.15.

A queda de pressão total através do conjunto de aletas pode ser calculado como:

$$\Delta P_T = \frac{F_d}{A_s} \quad (3.111)$$

Para um corpo prismático de seção quadrada com razão a comprimento do corpo transversalmente ao escoamento uniforme / comprimento na direção do escoamento (w_m/l_f na Fig.3.3) igual a 1,0 (um cubo), e $Re_f \geq 1.000$, $C_d \cong 1,05$ segundo Fox & MacDonald (1994). Substituindo a Eq.(3.110) na Eq.(3.109) e considerando $C_d = 1,0$ obtém-se:

$$\Delta P_T = \frac{1}{2} \rho (U_d^2 - U_{hf}^2) \quad (3.112)$$

Usando as mesmas variáveis geométrica apresentadas nas Fig. (3.3) e (3.4), definem-se

$$a_f = \frac{(w_m - n_f t_f) h_f}{w \cdot h} \quad (3.113)$$

$$a_o = 1 - \frac{w_m h_f}{w \cdot h} \quad (3.114)$$

Definem-se também as velocidades adimensionais,

$$u_{hf} = \frac{U_{hf}}{U} \quad (3.115)$$

$$u_d = \frac{U_d}{U} \quad (3.116)$$

A partir da equação da continuidade e considerando o escoamento incompressível,

$$U \cdot w \cdot h = U_d (w \cdot h - w_m h_f) + U_{hf} (w_m - n_f \cdot t_f) h_f \quad (3.117)$$

Dividindo todos os termos da Eq.(3.117) por $(U \cdot w \cdot h)$ e utilizando as variáveis adimensionais definidas, obtém-se

$$u_d = \frac{1 - a_f u_{hf}}{a_o} \quad (3.118)$$

Substituindo as equações anteriores na Eq.(3.112), obtém-se

$$(a_f^2 - a_o^2) u_{hf}^2 - 2a_f u_{hf} + 1 - \frac{a_o^2 \Delta P_T}{\rho U^2} = 0 \quad (3.119)$$

A queda de pressão ΔP_T é uma função somente de U_{hf} e a Eq.(3.119) é uma equação implícita para u_{hf} e se $a_o > 0$ (condição que existe desvio de fluido pelas regiões laterais e/ou de topo). ΔP_T pode ser expressa somando-se as parcelas: efeito da estagnação do escoamento na região frontal do conjunto de aletas, queda de pressão na entrada dos canais, queda de pressão devido ao atrito viscoso e queda de pressão na saída dos canais, respectivamente apresentados na Eq.(3.120), utilizando as mesmas expressões vistas no item 3.1.2. Assim, a solução da Eq.(3.119) requer um procedimento iterativo de solução.

$$\Delta P_T = -\Delta P_{hs} + \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_{hb} \quad (3.120)$$

As parcelas ΔP_{hs} e ΔP_{hb} foram calculadas de acordo com as Eq.(3.90) e (3.91) respectivamente.

Quando $a_o = 0$ (condição de ausência de desvios lateral e de topo), o cálculo da velocidade na região entre as aletas é direto a partir de uma equação polinomial de segundo grau:

$$a_f^2 u_{hf}^2 - 2 a_f u_{hf} + 1 = 0 \quad (3.121)$$

3.2.2 Técnica de solução da equação

A Eq.(3.119) é resolvida considerando uma equação $f(u_{hf}) = 0$, onde $f(u_{hf})$ é a função que representa o lado esquerdo dessa equação.

Dentre os métodos de solução de equações de uma variável foi escolhido o Método de Newton-Raphson pela sua simplicidade e rapidez de convergência.

A aproximação inicial de u_{hf} foi tomada igual a 1.0, isto é, $U_{hf} = U$. Não foi encontrada grande dificuldade quanto a aproximação inicial de u_{hf} , o método convergiu com facilidade.

Capítulo 4

Análise do problema térmico

A transferência convectiva de calor das aletas para o escoamento fluido pode ser natural, forçada ou mista. Sob condições de convecção natural pura não existe escoamento de fluido forçado externamente e somente a força de empuxo do fluido aquecido age ao redor das aletas. Convecção forçada ocorre quando o escoamento de fluido é forçado através do duto por meios mecânicos, usualmente um ventilador se o fluido for o ar e, neste caso, o efeito da força de empuxo é geralmente desprezível. Quando ocorre convecção mista de calor, o movimento forçado do fluido permite que a força de empuxo exerça influência significativa na taxa de transferência de calor. Neste caso, a direção do escoamento provocado pela força de empuxo é perpendicular à direção do escoamento forçado ao longo dos canais formados pelas aletas e seus efeitos vão depender da geometria, das características do fluido e das condições do escoamento. Dessa forma, a classificação é geralmente feita com base em valores de grupos adimensionais tal como (Gr/Re^2) segundo Incropera e DeWitt (1996), onde:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_i)L^3}{\nu^2} \quad \text{o número de Grashof} \quad (4.1)$$

$$Re = \left(\frac{UL}{\nu} \right) \quad \text{o número de Reynolds} \quad (4.2)$$

onde g é a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão volumétrico, ν a viscosidade cinemática, L uma dimensão característica, U a velocidade de referência, T_i a temperatura inicial do fluido e T_w a temperatura da superfície onde ocorre a troca de calor.

O número de Reynolds representa a razão entre a força inercial e a força viscosa agindo sobre um elemento de fluido. O número de Grashof indica a razão entre a força de flutuação / forças viscosas agindo sobre o fluido. Geralmente considera-se que se $(Gr/Re^2) \ll 1$, os efeitos da convecção natural podem ser desprezados.

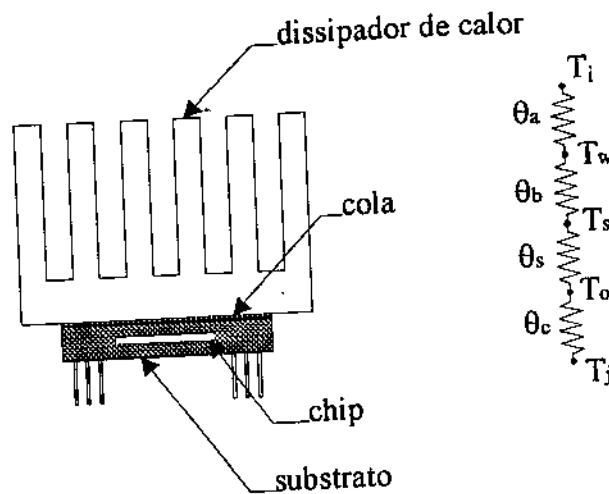


Fig. 4.1 - Esquema do componente eletrônico e dissipador de calor

Considerando a Fig.4.1, o desempenho térmico global do sistema pode ser medido em termos de uma resistência térmica global. Ela pode ser decomposta em quatro componentes básicas: θ_c , a resistência devido a condução do calor no circuito integrado até a superfície do substrato; θ_s , a resistência devido às imperfeições de contato entre a base do conjunto de aletas, a cola utilizada para aderir o conjunto de aletas ao componente eletrônico e a superfície do componente; θ_b , a resistência térmica da base, que é tratada no capítulo 7; e θ_a , a resistência convectiva associada à transferência de calor das paredes das aletas para o fluido de resfriamento.

$$\theta_{\text{total}} = \theta_c + \theta_s + \theta_b + \theta_a \quad (4.3)$$

θ_c pode diminuir encurtando o caminho que o fluxo condutivo de calor deve percorrer e utilizando materiais de alta condutividade térmica. θ_s pode diminuir utilizando colas especiais, pastas térmicas e melhorando o acabamento das superfícies de contato. θ_b pode ser minimizada

se for utilizada uma espessura ótima da base. Para o problema considerado, θ_a pode ser minimizada através da otimização do conjunto de aletas.

4.1 Cálculo do desempenho térmico do conjunto de aletas

A avaliação da resistência térmica convectiva θ_a depende da avaliação de um coeficiente de transferência de calor médio no interior dos canais formados pelas aletas. Ele depende das características geométricas dos canais, da velocidade média do escoamento e das propriedades do fluido. O cálculo da velocidade média ($U_m = U_{hf}$) do escoamento entre as aletas já foi considerado anteriormente.

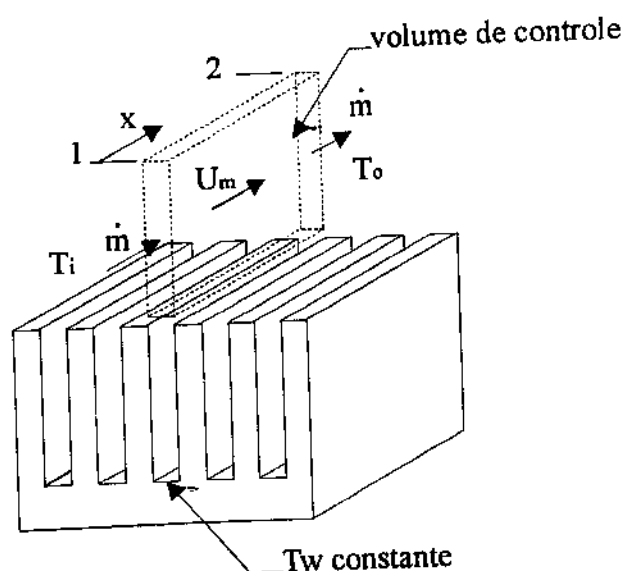


Fig. 4.2 - Volume de controle adotado

A Fig.4.2 representa a perspectiva de um conjunto de aletas destacando um volume de controle adotado entre duas aletas consecutivas em linhas pontilhadas. O fluido entra no volume de controle a temperatura T_i e sai a temperatura T_o . A vazão mássica é representada por $\dot{m}$. T_w é a temperatura da base das aletas, considerada constante. A coordenada longitudinal na direção do escoamento é representada por x , $x = 0$ na entrada (posição 1) e $x = l_f$ na saída do volume de controle (posição 2).

A taxa de transferência de calor de um seguimento de comprimento infinitesimal da superfície das paredes do canal para o escoamento fluido considerando a temperatura da parede do canal igual a da base é expressa por:

$$\dot{dq}_x = h_x dA_w (T_w - T_{m,x}) \quad (4.4)$$

onde h_x é o coeficiente local de transferência de calor na posição longitudinal x , dA_s é a área infinitesimal de transferência de calor calculada multiplicando-se o perímetro do canal que troca calor por um comprimento infinitesimal dx na direção do escoamento e $T_{m,x}$ é a temperatura média de mistura local do fluido. Considerando que as propriedades do fluido sejam constantes, ela pode ser calculada por:

$$T_{m,x} = \frac{1}{A_t U_m} \int U_x T_x dA_t \quad (4.5)$$

onde A_t é a área de seção transversal do canal, U_x e T_x são respectivamente o campo de velocidades e temperaturas do escoamento fluido da seção transversal do canal na posição x .

Em termos da capacidade térmica do fluido, o fluxo infinitesimal de calor pela parede do canal na posição x pode ser expresso por:

$$\dot{dq}_x = \dot{m} c_p dT_{m,x} \quad (4.6)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante do fluido.

Igualando a Eq.(4.4) à Eq.(4.6) obtém-se:

$$\dot{m} c_p dT_{m,x} = h_x dA_w (T_w - T_{m,x}) \quad (4.7)$$

Adicionando T_w ao lado esquerdo da Eq. (4.7),

$$\dot{m} c_p \left[-d(T_w - T_{m,x}) \right] = h_x dA_w (T_w - T_{m,x}) \quad (4.8)$$

Esta equação pode ser escrita na forma

$$\frac{d(T_w - T_{m,x})}{(T_w - T_{m,x})} = - \frac{1}{\dot{m} c_p} h_x dA_w \quad (4.9)$$

Integrando ambos os membros da Eq. (4.9) entre as posições 1 e 2 da Fig.4.2,

$$\int_1^2 \frac{d(T_w - T_{m,x})}{(T_w - T_{m,x})} = \int_1^2 - \frac{1}{\dot{m} c_p} h_x dA_w \quad (4.10)$$

Definindo um coeficiente de transferência de calor médio ao longo do canal como

$$h_m = \frac{1}{A_s} \int_1^2 h_x dA_w \quad (4.11)$$

Tem-se,

$$\ln \left[\frac{(T_w - T_m)_2}{(T_w - T_m)_1} \right] = - \frac{h_m A_w}{\dot{m} c_p} \quad (4.12)$$

ou,

$$\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right] = - \frac{h_m A_w}{\dot{m} c_p} \quad (4.13)$$

onde $\Delta T_1 = (T_w - T_m)_1$ e $\Delta T_2 = (T_w - T_m)_2$.

A partir da Eq.(4.6), a taxa total de transferência de calor no canal formado pelas aletas é calculada por

$$\dot{q}_t = \dot{m} c_p (T_{m,2} - T_{m,1}) = \dot{m} c_p (\Delta T_1 - \Delta T_2) \quad (4.14)$$

Utilizando a Eq.(4.13), esta taxa de troca de calor pode ser expressa por

$$\dot{q}_t = h_m A_w \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.15)$$

onde $\Delta T_1 = T_w - T_i$ e $\Delta T_2 = T_w - T_o$.

Para exprimir a taxa de transferência de calor total em termos da diferença de temperaturas $\Delta T_1 = T_w - T_i$, a partir da Eq.(4.13) obtém-se

$$\Delta T_2 = \Delta T_1 \exp\left(-\frac{h_m A_w}{\dot{m} c_p}\right) \quad (4.16)$$

Substituindo a Eq.(4.16) na Eq.(4.14),

$$\dot{q}_t = \dot{m} c_p \Delta T_1 \left[1 - \exp\left(-\frac{h_m A_w}{\dot{m} c_p}\right)\right] \quad (4.17)$$

ou,

$$\dot{q}_t = h_w A_w \Delta T_1 \quad (4.18)$$

$$h_w = \frac{\dot{m} c_p}{A_s} \left[1 - \exp\left(-\frac{h_m A_w}{\dot{m} c_p}\right)\right] \quad (4.19)$$

h_w é o coeficiente médio de transferência de calor baseado na diferença de temperaturas entre a parede das aletas T_w e do fluido na entrada dos canais T_i .

A área total de transferência de calor das aletas A_w , foi decomposta em duas partes: a área lateral das aletas e a área da base dos canais,

$$A_w = A_f + A_b \quad (4.20)$$

onde A_f é a área lateral das aletas e A_b é a área da base dos canais.

Quando o conjunto de aletas montado no canal retangular permitia o desvio do escoamento fluido tanto pela região de topo quanto pela região lateral, como indicado na Fig.3.3, o cálculo das áreas A_w e A_f foi feito da seguinte forma:

$$A_w = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f \right) n_f + s(n_f - 1) \right] l_f \quad (4.21)$$

$$A_f = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f \right) n_f \right] l_f \quad (4.22)$$

O termo $1/2 t_f$ nas Eq. (4.21) e (4.22) refere-se ao calor trocado na ponta das aletas e o termo $2 (h_f + 1/2 t_f)$ considera o calor trocado pelas aletas mais externas do conjunto, do lado da região de desvio lateral.

Quando havia desvio de fluido apenas pela região de topo como indicado na Fig.3.4, as áreas A_w e A_f foram calculadas como

$$A_w = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f \right) n_f + s(n_f + 1) \right] l_f \quad (4.23)$$

$$A_f = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f \right) n_f \right] l_f \quad (4.24)$$

Quando havia somente desvio de fluido pela região lateral como indicado na Fig. 3.3 quando $h = h_f$, as áreas A_w e A_f foram calculadas como

$$A_w = \left[2 h_f n_f + s(n_f - 1) \right] l_f \quad (4.25)$$

$$A_f = [2 h_f n_f] l_f \quad (4.26)$$

Quando não havia nenhuma região de desvio de fluido e todo o escoamento passava pelos canais entre as aletas como indicado na Fig.3.4 quando $h = h_f$, as áreas de troca de calor foram calculadas da seguinte forma:

$$A_w = [2 h_f n_f + s(n_f + 1)] l_f \quad (4.27)$$

$$A_f = [2 h_f n_f] l_f \quad (4.28)$$

Na realidade, as paredes dos canais não são isotérmicas devido a condutividade finita do material das aletas, define-se uma eficiência do conjunto de aletas η_s como,

$$\eta_s = \frac{\dot{q}_r}{\dot{q}_t} = \frac{\dot{q}_r}{h_w A_w (T_w - T_i)} \quad (4.29)$$

onde $\dot{q}_r$ é a taxa de calor transferido através de aletas não-isotérmicas e $\dot{q}_t$ é a taxa de calor transferida através de aletas isotérmicas, Eq.(4.18), representando uma situação ideal.

A medida da eficiência térmica de uma aleta é dada pela sua eficiência η_f . O máximo potencial convectivo de troca de calor entre a superfície da aleta e o ambiente é dado por $(T_w - T_i)$. Assim, a máxima taxa na qual a aleta poderá dissipar calor ocorrerá quando toda a superfície da aleta estiver à mesma temperatura de sua base T_w . Entretanto, desde que qualquer aleta é caracterizada por uma condutividade térmica finita do material que a compõe, deve existir um gradiente de temperatura ao longo de todo o comprimento da aleta.

$$\eta_f = \frac{\dot{q}_r}{h_w A_f (T_w - T_i)} \quad (4.31)$$

A taxa de calor total transferido por aletas não-isotérmicas e na superfície da base é dado por

$$\dot{q}_r = h_w A_b (T_w - T_i) + h_w A_f \eta_f (T_w - T_i) \quad (4.30)$$

onde η_f é a eficiência de cada aleta do conjunto de aletas.

Para aletas de seção transversal uniforme e ponta adiabática, segundo Incropera & DeWitt (1996), η_f é calculado por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m h_f)}{m h_f} \quad (4.32)$$

onde,

$$m = \sqrt{\frac{2 h_w}{k_m t_f}} \quad (4.33)$$

onde k_m é a condutividade térmica do material e t_f é a espessura da aleta.

Assim, a taxa de calor transferida pelo conjunto de aletas pode ser expressa por:

$$\dot{q}_r = h_w [(A_w - A_f) + A_f \eta_f] (T_w - T_i) \quad (4.34)$$

$$\dot{q}_r = h_w A_w \left[1 - \frac{A_f}{A_w} (1 - \eta_f) \right] (T_w - T_i) \quad (4.35)$$

Dessa forma,

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_w} (1 - \eta_f) \quad (4.36)$$

$$\dot{q}_r = h_w A_w \eta_s (T_w - T_i) \quad (4.37)$$

Notar que se $A_w \rightarrow A_f$ então, $\eta_s \rightarrow \eta_f$.

O desempenho térmico do conjunto de aletas é avaliado através na resistência térmica convectiva definida em Incropera de DeWitt (1996) por

$$\theta_a = \frac{(T_w - T_i)}{\dot{q}_r} = \frac{1}{h_w A_w \eta_s} \quad (4.38)$$

A resistência térmica convectiva θ_a representa a diferença de temperatura entre o fluido e a base das aletas por unidade da taxa de calor transferido.

4.2 Avaliação do coeficiente de transferência de calor

Finalmente, resta determinar o valor do coeficiente de transferência de calor médio no interior dos canais formados pelas aletas. Normalmente, a literatura apresenta correlações para o coeficiente de transferência de calor baseadas num parâmetro adimensional denominado número de Nusselt e representado por Nu. O valor do número de Nusselt depende do regime do escoamento, da geometria das paredes sólidas e do número de Prandtl do fluido, ou:

$$Nu = f(\text{geometria do problema, Re, Pr}) \quad (4.39)$$

onde Pr é número de Prandtl.

O número de Nusselt local baseado na diferença de temperaturas entre a parede do canal e a temperatura média de mistura do fluido na posição longitudinal x é definido como

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k_f} = \frac{\dot{q}_x D_h}{k_f dA_w (T_w - T_{m,x})} \quad (4.40)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido.

O número de Nusselt médio Nu_m na região de entrada de comprimento x é,

$$Nu_m = \frac{1}{x} \int_0^x Nu_x dx = \frac{h_m D_h}{k_f} = \frac{\dot{q}_t D_h}{k_f A_s (\Delta T)_m} \quad (4.41)$$

Sendo x igual ao comprimento do conjunto de aletas (l_f) na direção do fluxo,

$$Nu_m = \frac{1}{l_f} \int_0^{l_f} Nu_x dx = \frac{h_m D_h}{k_f} \quad (4.42)$$

Se o escoamento é laminar e completamente desenvolvido entre placas paralelas com temperatura de parede uniforme, Kays & London (1984) apresentam o número de Nusselt igual a

$$Nu_\infty = 7,541 \quad (4.43)$$

Utilizando uma função interpolada para dutos de seção retangular e razão e aspecto $\alpha' \leq 1$ apresentada por Shah & Bhatti (1987),

$$Nu_\infty = 7,541 \left(1 - 2,610\alpha' + 4,970\alpha'^2 - 5,119\alpha'^3 + 2,702\alpha'^4 - 0,548\alpha'^5 \right) \quad (4.44)$$

O gráfico de Nu_∞ pela razão de aspecto α' e representada pela Eq.(4.44) é mostrada na Fig.4.3.

Se o perfil de velocidades e temperaturas do escoamento se desenvolvem simultaneamente na região de entrada de um canal formado por duas placas paralelas com temperatura de parede constante, ainda, se os perfis de velocidade e temperatura na entrada são uniformes, Shah & Bhatti (1987) fornecem a seguinte expressão para o cálculo de Nu_m :

$$Nu_m = 7,541 + \frac{0,024x^{*-1,14}}{1 + 0,0354 Pr^{0,17} x^{*-0,64}} \quad (4.45)$$

onde,

$$x^* = \frac{x / D_h}{Re Pr} \tag{4.46}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k_f}, \text{ o número de Prandtl.} \tag{4.47}$$

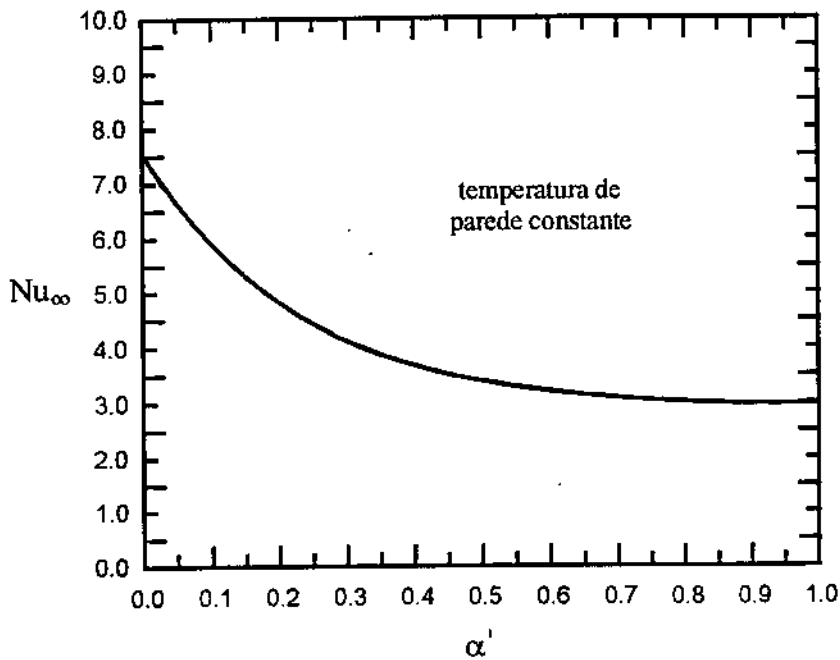


Fig.4.3 - Curva do número de Nusselt para escoamento desenvolvido em dutos retangulares

A Eq.(4.45) é válida para $0,1 < Pr < 1.000$.

Foi feita neste trabalho uma tentativa de avaliar o número de Nusselt médio na região de entrada de dutos de seção retangular de razão de aspecto $\alpha' \leq 1$, corrigindo na Eq.(4.45) somente o termo que resta quando $x^* \rightarrow \infty$,

$$Nu_\infty = 7,541 \left(1 - 2,610\alpha' + 4,970\alpha'^2 - 5,119\alpha'^3 + 2,702\alpha'^4 - 0,548\alpha'^5 \right)$$

A Tabela 4.1 apresenta valores apresentados por Shah & London (1978) do número de Nusselt médio quando os perfis de velocidade e temperaturas se desenvolvem simultaneamente na região de entrada de dutos de seção retangular. O número de Prandtl do fluido foi tomado igual a $Pr = 0,72$ que representa um valor próximo daquele para o ar à temperatura ambiente.

TABELA 4.1

Valores do número de Nusselt

para escoamento laminar na região de

entrada de dutos retangulares. $Pr = 0,72$.

	Nu _m				
	razão de aspecto α'				
$1/x^*$	1,0	0,5	1/3	0,25	1/6
10	3,75	4,20	4,67	5,11	5,72
20	4,39	4,79	5,17	5,56	6,13
30	4,88	5,23	5,60	5,93	6,47
40	5,27	5,61	5,96	6,27	6,78
50	5,63	5,95	6,28	6,61	7,07
60	5,95	6,27	6,60	6,90	7,35
80	6,57	6,88	7,17	7,47	7,90
100	7,10	7,42	7,70	7,98	8,38
120	7,61	7,91	8,18	8,48	8,85
140	8,06	8,37	8,66	8,93	9,28
160	8,50	8,80	9,10	9,36	9,72
180	8,91	9,20	9,50	9,77	10,1
200	9,30	9,60	9,91	10,2	10,5

FONTE - SHAH & LONDON, 1978. p.220.

A Tabela 4.2 apresenta os resultados para os mesmos valores da razão de aspecto α' e da variável adimensional x^* obtidos a partir da Eq.(4.48). Como a Eq.(4.48) representa uma tentativa de incluir o efeito da variação da razão de aspecto do canal retangular a partir da Eq.(4.45), válida quando $\alpha' = 0$, as maiores diferenças de Nu_m ocorrem para maiores valores de α' sendo que os valores da Tabela 4.1 são sempre maiores do que aqueles da Tabela 4.2. Nota-se, entretanto, que os valores de Nu_m foram obtidos considerando que as quatro paredes do canal retangular trocam calor, mas os canais das aletas são constituídos por apenas três paredes quentes. Por isso, os valores de Nu_m devem ser menores do que aqueles apresentados na Tabela 4.1, justificando de certa forma os valores menores da Eq.(4.48) apresentados na Tabela 4.2.

TABELA 4.2

Valores do número de Nusselt
para escoamento laminar na região de
entrada de dutos retangulares obtidos a
partir da Eq.(4.48). $Pr = 0,72$.

$1/x^*$	Nu_m				
	razão de aspecto α'				
	1,0	0,5	1/3	0,25	1/6
10	3,27	3,68	4,24	4,72	5,43
20	3,57	3,98	4,54	5,03	5,73
30	3,87	4,28	4,84	5,33	6,03
40	4,17	4,57	5,13	5,62	6,32
50	4,45	4,86	5,42	5,90	6,60
60	4,72	5,13	5,69	6,18	6,88
80	5,25	5,66	6,22	6,71	7,41
100	5,76	6,17	6,28	7,22	7,92
120	6,24	6,65	7,21	7,80	8,40
140	6,71	7,12	7,68	8,16	8,87
160	7,15	7,65	8,12	8,61	9,31
180	7,59	8,00	8,56	9,04	9,75
200	8,00	8,41	8,98	9,46	10,2

Nos escoamentos turbulentos foi utilizada a equação de Gneilinski para escoamento completamente desenvolvido válida para $2.300 \leq Re \leq 5.0 \times 10^6$ e $0.5 \leq Pr \leq 2.000$ apresentada em Bhatti & Shah (1987),

$$Nu_{\infty} = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/2)^{0,5}(Pr^{0,67} - 1)} \quad (4.49)$$

onde f é o fator de atrito para escoamento turbulento completamente desenvolvido calculado utilizando a Eq.(3.82). O número de Reynolds (Re) é baseado no diâmetro hidráulico dos canais entre as aletas.

Em analogia o procedimento utilizado em Knight et al. (1992a), uma aproximação do valor do número de Nusselt médio na região de entrada dos canais é calculado a partir de uma expressão válida para dutos de seção circular. Quando a entrada do escoamento no duto é abrupta e $Pr = 0.7$, Bhatti & Shah (1987) apresenta a seguinte expressão:

$$\frac{Nu_m}{Nu_\infty} = 1 + \frac{2,4254}{(l_f/D_h)^{0,676}} \tag{4.50}$$

Capítulo 5

Análise dos programas computacionais

Neste capítulo são analisados cada parte dos programas computacionais utilizados para a solução dos problemas fluido-dinâmico e térmico segundo o procedimento apresentado nos Capítulos 3 e 4.

Em termos gerais, utilizando um microcomputador com processador PENTIUM 133 MHz e 32 KB de RAM, para uma configuração envolvendo as duas regiões de desvio o programa Butter é executado em aproximadamente 10 segundos. Para configurações mais simples como existência apenas da região de desvio lateral ou ausência de regiões de desvio, o programa Butter é executado em menos de 1 segundo. Por outro lado, independente da configuração das regiões de desvio, o programa Serilee gasta em menos de 1 segundo para ser executado. Sendo essa a sua grande vantagem.

5.1 O Programa Butter

O programa computacional foi desenvolvido em linguagem Fortran 77 com o auxílio do ambiente Microsoft Fortran PowerStation versão 1.02 para resolver o problema fluido-dinâmico segundo o modelo do circuito equivalente de resistências descrito no item 3.1 e o problema térmico, como descrito no capítulo 4.

A Fig.5.1 apresenta um diagrama em blocos das várias partes do programa distribuídas em vários níveis.

O sentido das setas indica o sentido da chamada dos sub-programas.

O nível 1 possui apenas um bloco representando o corpo do programa principal. Ele possui vários laços que permitem uma solução paramétrica do problema. Nele são feitas as chamadas das várias subrotinas, são atribuídos os valores iniciais das variáveis nos vários passos de solução do problema e uma parte da impressão dos resultados também é feita no programa principal.

No nível 2 são encontradas as subrotinas básicas do programa:

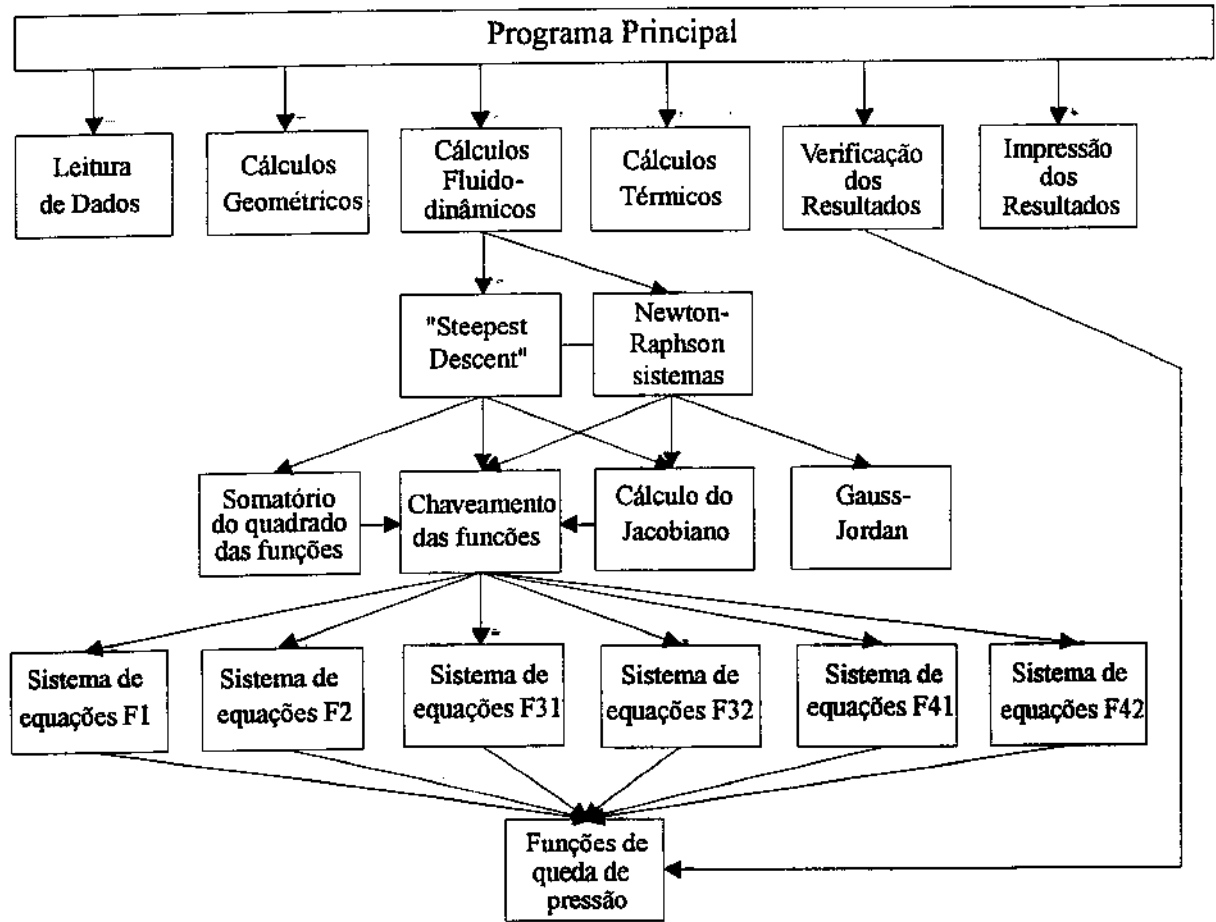


Fig. 5.1 - Diagrama em blocos do programa computacional Butter

- Leitura de Dados: onde são lidos, via um arquivo de dados a geometria básica do conjunto de aletas e do canal retangular, as características do fluido, o número máximo de iterações e a tolerância permitida que deve ser maior que a diferença absoluta de todas as variáveis envolvidas entre duas iterações consecutivas.

- Cálculos Geométricos: nesta subrotina são feitos todos os cálculos de áreas, perímetros, diâmetros hidráulicos, espaçamento e razão de aspecto das aletas e dos canais.

- Cálculos Fluido-dinâmicos: onde são fornecidos os valores iniciais das velocidades e pressão nos vários passos de solução do problema fluido-dinâmico como descrito no item 3.1.4.

- Cálculos Térmicos: onde é calculado o desempenho térmico do conjunto de aletas. A partir da velocidade média do fluido no interior dos canais, determinada na solução do problema fluido-dinâmico, é calculada a resistência térmica global do conjunto de aletas. Os valores das variáveis envolvidas, como por exemplo o número de Nusselt, são enviados a um arquivo de dados de saída denominado THERM.DAT. O procedimento de cálculo da resistência térmica do conjunto de aletas é apresentado no capítulo 4.

- Verificação: as Eq.(3.5) e (3.6) foram utilizadas para verificar a solução do problema fluido-dinâmico. Os valores das quedas de pressão total nos caminhos de topo, lateral e pelo conjunto de aletas e também a soma algébrica das vazões mássicas nos nós 1, 2 e 3 são enviados a um arquivo de dados chamado CHECK.DAT. Também nesta subrotina são calculados e impressos as parcelas de queda de pressão associadas a cada caminho do escoamento fluido no arquivo OUTDAT.DAT.

- Impressão dos Resultados: este bloco não representa uma subrotina. Ele faz parte do programa principal e é onde se imprimem os valores das velocidades, a resistência térmica global do conjunto de aletas e a condição de melhor desempenho no arquivo OUTDAT.DAT. Também aqui são impressos o número de aletas, a velocidade média nos canais, a queda de pressão total e a resistência térmica global no arquivo DATA.DAT.

No nível 3 são encontradas as partes:

- “Steepest Descent”: este método de solução de sistemas de equações transcendentais

$$\begin{cases} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ \vdots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \end{cases} \quad (5.1)$$

baseia-se no cálculo do gradiente negativo da função

$$g(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sum_{i=1}^n [f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)]^2 \quad (5.2)$$

a cada iteração que, quando $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ representar uma solução do sistema de equações, a função g terá um valor mínimo permitido próximo de zero. São fornecidos os valores iniciais das variáveis e a tolerância absoluta permitida.

- Newton-Raphson para sistemas: esta subrotina resolve sistemas de equações transcendentais pelo Método de Newton-Raphson. São fornecidos a tolerância, o valor inicial das variáveis e o número máximo de iterações permitido. O critério de parada é a diferença absoluta de todos os valores das variáveis entre a iteração atual e a anterior menor que a tolerância especificada. Se o número máximo de iterações for atingido sem satisfazer esse critério uma mensagem é imprimida.

O nível 4 contém as subrotinas que são chamadas a partir da subrotina “Steepest Descent”, Newton-Raphson para Sistemas e Newton-Raphson para equações.

- Somatório do quadrado das funções: contém a função representada pela Eq.(5.2).

- Chaveamento das Funções: a partir do conhecimento do número de equações relacionado a cada condição do problema e das características geométricas, esta subrotina seleciona o sistema de equações do problema a ser resolvido.

- Cálculo do Jacobiano: a matriz de derivadas parciais (5.3) necessária no Método de Newton-Raphson e para o "Steepest Descent Method" é calculada nesta subrotina.

$$J(x) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

onde,

$$f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (5.4)$$

representa cada uma das equações do sistema não-linear, x_n as incógnitas e n o número de equações do sistema.

O incremento das variáveis Δx_j utilizado para calcular cada uma das derivadas parciais do Jacobiano é sempre igual a $1.0E-4$. O cálculo é feito da seguinte forma:

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j} = \frac{f_i(x_1, x_2, \dots, x_j + \Delta x_j, \dots, x_n) - f_i(x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n)}{\Delta x_j} \quad (5.5)$$

onde $j = 1, 2, \dots, n$ o índice da coluna e $i = 1, 2, \dots, n$ o índice da linha.

- Solução do Sistema Linear: a matriz das derivadas parciais adicionada da coluna dos coeficientes, constitui um sistema linear que deve ser resolvido a cada iteração. Para isso é utilizado o Método de Gauss-Jordan com condensação pivotal total e a mesma tolerância é permitida. O critério de parada é o mesmo utilizado na subrotina do Método de Newton-Raphson.

O nível 5 contém todos os sistemas de equações do problema. O primeiro bloco contém o sistema de equações (3.50), o segundo o sistema de equações (3.49), o terceiro o sistema equações (3.106), o quarto o sistema de equação (3.48), quinto o sistema de equações (3.105) e o quinto o sistema de equações (3.30).

No nível 6 o bloco das funções de queda de pressão representa as equações para cálculo das quedas de pressão parciais relacionadas a cada mecanismo e a cada região de escoamento do fluido apresentadas no item 3.1.2.

5.2 O Programa Serilee

O programa foi dividido em cinco níveis conforme mostrado na Fig.3.17 e resolve o problema apresentado na Fig.1.1 utilizando o modelo do coeficiente de arrasto global descrito no item 3.2.

O nível 1 contém apenas um bloco representando o corpo do programa principal. Nele são chamados vários sub-programas do nível 2, é atribuído o valor inicial de u_{hf} e os todos os resultados são enviados para o arquivo de dados DATASL.DAT e para o arquivo de saída OUTSL.DAT.

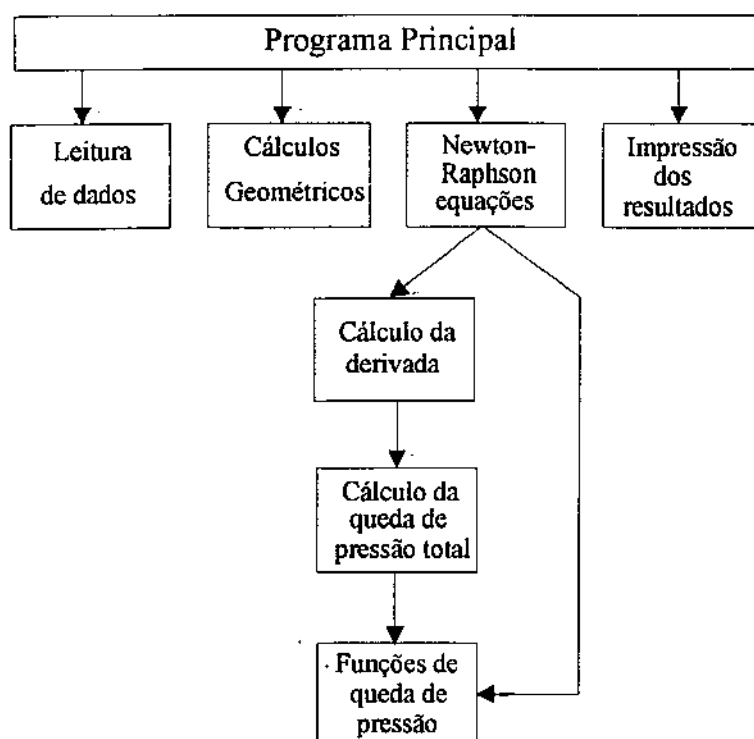


Fig. 5.2 - Diagrama em blocos do programa computacional Serilee

Os sub-programas do nível 2 são:

- Leitura de dados: onde são lidos via um arquivo de dados a geometria básica, características do fluido, número máximo de iterações permitido e tolerância absoluta entre duas iterações consecutivas utilizada no critério de convergência.

- Cálculos Geométricos: são feitos os cálculos de área de seção transversal, perímetro, diâmetro hidráulico dos canais, razão de aspecto e espaçamento entre aletas.

- Newton-Raphson: é o sub-programa responsável pela solução da Eq.(3.119) utilizando o Método de Newton-Raphson para equações transcendentais de uma variável.

- Cálculos Térmicos: é calculado o desempenho térmico do conjunto de aletas. A partir da velocidade média u_{hf} obtida da solução da Eq.(3.119) é calculada a resistência térmica global das aletas. Os valores das variáveis envolvidas como o número de Nusselt, número de Reynolds, são enviados para um arquivo de dados chamado THERMSELENT.

O nível 3 possui dois blocos:

- Função: é o sub-programa que, dado um valor de u_{hf} , retorna o valor da função $f(u_{hf})$ que ao final será tão próxima de zero quanto a tolerância absoluta permitir.

- Cálculo da Derivada: é calculado o valor da derivada numérica de $f(u_{hf})$ para um $\Delta u_{hf} = 1.0E-04$, necessário no Método de Newton-Raphson, da seguinte forma:

$$\frac{df(u_{hf})}{du_{hf}} = \frac{f(u_{hf} + \Delta u_{hf}) - f(u_{hf})}{\Delta u_{hf}} \quad (5.7)$$

Nos níveis 4 e 5 tem-se:

- Cálculo da queda total de pressão: a queda total de pressão através dos canais é a soma das parcelas de entrada, saída e viscosa. Este sub-programa devolve o valor da queda total de pressão para um dado valor de u_{hf} .

- Funções de queda de pressão: este bloco representa os vários sub-programas que contém as funções de queda de pressão associadas a cada mecanismo apresentadas no item 3.1.2.

Capítulo 6

Análise dos resultados de ambos os modelos fluido-dinâmicos

Neste capítulo são analisados os resultados da solução do problema apresentado na Fig.1.1 utilizando os modelos fluido-dinâmicos apresentados nos itens 3.1 e 3.2.

Além da análise do comportamento das grandezas envolvidas será feita uma comparação de algumas dessas grandezas tais como a queda de pressão e resistência térmica com dados experimentais encontrados na literatura. De acordo com a Fig.1.2, os testes experimentais estão duas etapas a frente no ciclo de desenvolvimento do produto. Dessa forma, a comparação destes dados com os resultados dos programas representa um bom critério de avaliação das metodologias de solução do problema. Foram escolhidos os dados experimentais apresentados em dois trabalhos: Butterbaugh & Kang (1995), dos próprios autores do método do circuito equivalente de resistências; e Biber & Belady (1997), onde foram discutidos os vários métodos de estudo da queda de pressão através de conjuntos de aletas como na Fig.1.1. Estes dois trabalhos foram selecionados devido à facilidade de ajuste da geometria do problema considerada nos modelos como discutido no capítulo 3, com aquela adotada pelos autores.

6.1 Dados experimentais de Butterbaugh & Kang (1995)

6.1.1 Aparato de teste, condições e resultados

O aparato de teste utilizado foi projetado para que, com um único conjunto de aletas, permitisse grandes variações das regiões de desvio de topo e lateral do escoamento no duto retangular. Um esquema do aparato é apresentado na Fig.6.1.

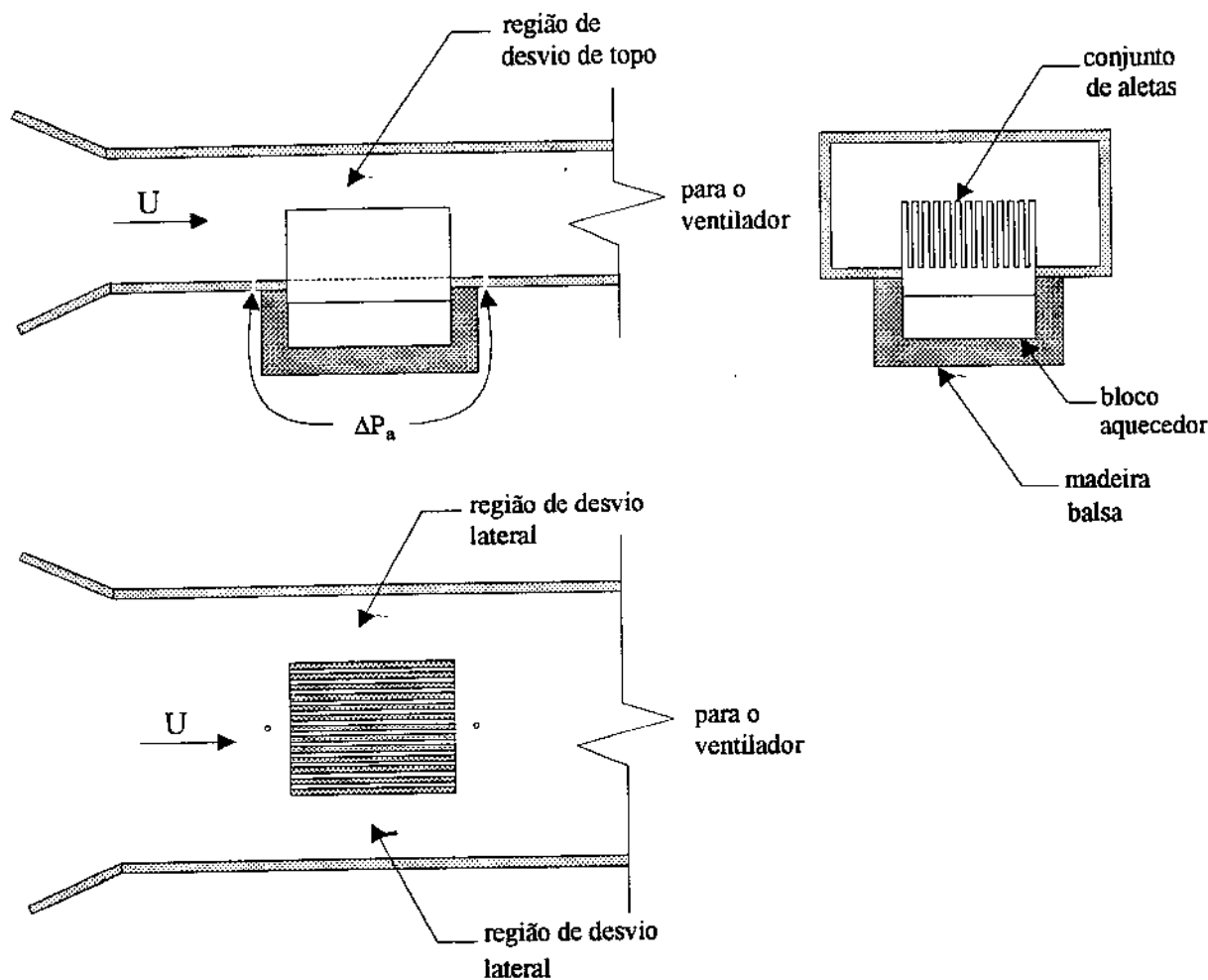


Fig.6.1 - Esquema do aparato de teste

Num duto retangular com paredes de acrílico fixas e móveis, onde cada parede foi ajustada na região de entrada de ar de modo que houvesse uma concordância suave com a seção retangular do duto, foi montado um conjunto de aletas retangulares e longitudinais como mostrado na Fig.6.1.

O conjunto de aletas foi fabricado em Alumínio com um total de 13 aletas. Cada aleta com 1,27 mm de espessura, 53 mm de altura e 46 mm de comprimento na direção principal do escoamento. As aletas foram igualmente espaçadas com 2,4 mm de uma face a outra. Dessa forma, cada canal retangular entre as aletas possuía razão de aspecto $\alpha' = 0,045$. A base das aletas tinha 6 mm de espessura onde foram instalados cinco medidores de temperatura na superfície inferior.

O bloco aquecedor com área igual a da base das aletas era composto de dois aquecedores elétricos em forma de cartucho embutidos em um bloco de alumínio de 16 mm de espessura para prover o calor necessário para os testes. As aletas e o bloco aquecedor foram montados em uma caixa de madeira balsa para isolar todas as superfícies laterais do conjunto e inferior do bloco aquecedor. Desse modo, somente as aletas permaneceram fora da caixa. Todo o conjunto foi montado em um furo retangular numa das paredes fixas do duto retangular com a base das aletas em nível com a superfície interna do duto.

Duas tomadas de pressão foram posicionadas a 5 mm a montante e a jusante do conjunto de aletas, ligadas a um manômetro diferencial. Todo o sistema foi ligado a um ventilador para prover o escoamento fluido.

A matriz de testes incluiu cinco configurações com diferentes ajustes da região de desvio de topo somente (h_d) e seis configurações com diferentes ajustes das regiões de desvio lateral somente (w_d). Um teste adicional incluiu ambas as regiões de desvio: lateral e de topo. Todas estas configurações foram combinadas com quatro velocidades médias do escoamento de ar na seção retangular do duto (velocidades de aproximação U). As variáveis w_d e h_d são definidas na Fig.6.2.

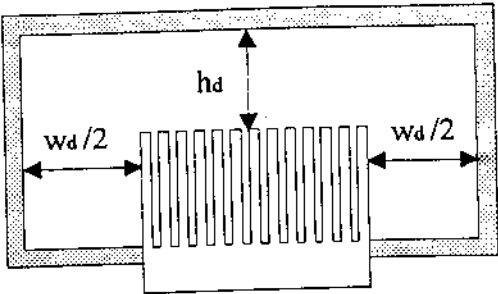


Fig.6.2 - Altura (h_d) e largura (w_d)
da regiões de desvio

Os resultados dos testes foram apresentados na forma de quedas de pressão e resistência térmica através das aletas como apresentado na Tabela 6.1.

TABELA 6.1

Desempenho experimental do conjunto de aletas para várias
configurações das regiões de desvio e várias velocidades de aproximação

h_d	w_d	U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
		ΔP_a	θ_a	ΔP_a	θ_a	ΔP_a	θ_a	ΔP_a	θ_a
[m]	[m]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0	0	4,76	0,700	12,2	0,576	22,4	0,515	35,7	0,470
0,013	0	3,17	0,752	8,4	0,605	16,0	0,539	26,2	0,499
0,025	0	2,57	0,792	6,93	0,622	13,0	0,553	20,4	0,510
0,038	0	2,06	0,835	5,53	0,645	10,8	0,569	17,6	0,518
0,102	0	0,97	1,16	2,97	0,747	5,66	0,638	9,64	0,578
0	0	5,48	0,686	13,5	0,571	23,0	0,513	36,7	0,476
0	0,013	3,43	0,754	8,19	0,607	16,2	0,537	25,1	0,494
0	0,025	2,41	0,827	6,24	0,628	11,4	0,550	19,8	0,503
0	0,038	1,76	0,91	5,62	0,660	10,5	0,578	17,4	0,519
0	0,102	1,38	1,12	3,74	0,724	7,79	0,611	12,6	0,560
0	0,152	1,16	1,25	3,36	0,742	6,66	0,618	11,2	0,562
0,025	0,051	1,28	1,03	3,47	0,694	7,10	0,607	10,8	0,552

FONTE - Butterbaugh & Kang, 1995. p. 845.

Foi verificado que para uma velocidade de aproximação fixa, a queda de pressão decresce e a resistência térmica aumenta com o aumento das regiões de desvio lateral e de topo. Sob condições de desvio fixas, a queda de pressão aumenta e a resistência térmica diminui com o aumento da velocidade de aproximação.

6.12 Comparação com os resultados dos modelos

Como todos os testes foram realizados com um único conjunto de aletas, para que a comparação de resultados fosse coerente, o programa Butter foi ajustado para considerar uma geometria diferente daquela apresentada na Fig.3.4 para as condições de desvio de topo somente ou ausência de desvio. Como mostrado na Fig.6.3.

Diferente da Fig.3.4, uma das superfícies das duas aletas mais externas do conjunto fica em contato direto com as paredes de material isolante do duto retangular. O espaçamento entre as aletas e as áreas de escoamento de fluido foram calculadas de acordo com as Eq.(3.38)-(3.44). As áreas de troca de calor total (A_w) e das aletas (A_f) foram calculadas respectivamente da seguinte forma:

- Para a condição de desvio de escoamento somente pela região de topo das aletas (Fig.6.3):

$$A_w = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f + s \right) (n_f - 1) + t_f \right] l_f \quad (6.1)$$

$$A_f = \left[2 \left(h_f + \frac{1}{2} t_f \right) (n_f - 1) + t_f \right] l_f \quad (6.2)$$

- Para a condição sem desvio de escoamento (Fig.6.3 quando $h = h_f$):

$$A_w = \left[2 (h_f + s) (n_f - 1) \right] l_f \quad (6.3)$$

$$A_f = \left[2 h_f (n_f - 1) \right] l_f \quad (6.4)$$

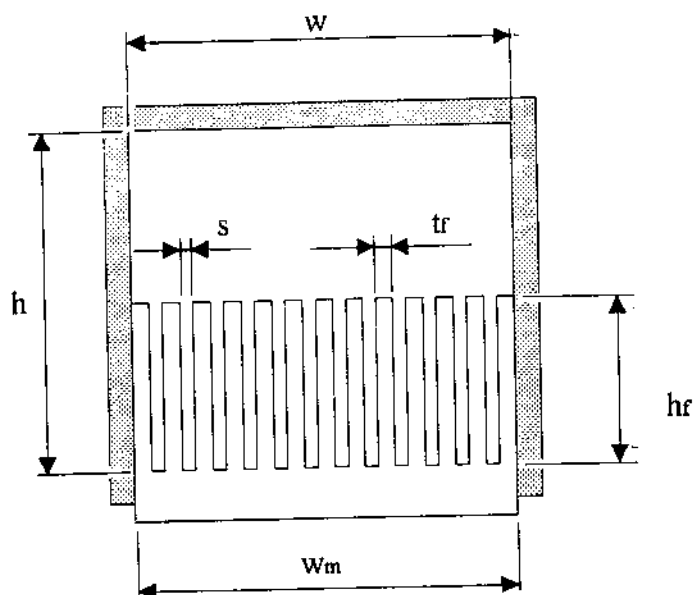


Fig.6.3 - Geometria do problema quando existe apenas desvio de topo

Os resultados com o programa computacional Butter são apresentados na Tabela 6.2 para o desempenho do conjunto de aletas foram obtidos nas mesmas condições apresentadas na Tabela 6.1. Como a temperatura do ar durante os testes não foi citada em Butterbaugh & Kang (1995), as propriedades foram avaliadas na temperatura de 30 °C (Tabela 6.3).

TABELA 6.2

Desempenho do conjunto de aletas calculado pelo programa Butter para várias configurações das regiões de desvio e várias velocidades de aproximação

h_d [m]	w_d [m]	U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
		ΔP_a [Pa]	θ_a [°C/W]	ΔP_a [Pa]	θ_a [°C/W]	ΔP_a [Pa]	θ_a [°C/W]	ΔP_a [Pa]	θ_a [°C/W]
0	0	4,89	0,687	12,9	0,537	23,8	0,473	37,2	0,433
0,013	0	2,84	0,831	8,09	0,607	15,3	0,525	24,3	0,477
0,025	0	2,01	0,966	6,12	0,656	11,9	0,558	19,3	0,504
0,038	0	1,55	1,10	4,97	0,700	9,91	0,587	16,3	0,526
0,102	0	0,875	1,58	3,09	0,827	6,47	0,660	10,9	0,581
0	0	4,89	0,687	12,9	0,537	23,8	0,473	37,2	0,433
0	0,013	3,32	0,759	8,73	0,566	16,5	0,490	26,2	0,445
0	0,025	2,69	0,825	6,60	0,609	12,8	0,518	20,6	0,467
0	0,038	1,75	0,920	5,48	0,642	10,8	0,538	17,6	0,483
0	0,102	1,18	1,27	4,02	0,709	8,22	0,575	13,7	0,510
0	0,152	0,915	1,51	3,25	0,765	6,79	0,605	11,4	0,531
0,025	0,051	0,902	1,53	3,15	0,787	6,57	0,622	11,1	0,546

TABELA 6.3

Propriedades do ar avaliadas em 30°C

massa específica, ρ	1,1650 [kg/m ³]
viscosidade cinemática, ν	16,00 x 10 ⁻⁶ [m ² /s]
condutividade térmica, k_r	26,37 x 10 ⁻³ [W/(m . K)]
calor específico a pressão constante, c_p	1,005 x 10 ³ [J/(kg . K)]
número de Prandtl, Pr	0,701

FONTE - Kays & London, 1984. p. 283.

A condutividade térmica k_m do alumínio foi estimada igual a 200,0 [W/(m . k)].

Os resultados da Tabela 6.2 demonstram uma boa concordância de dados da Tabela 6.1, sendo que as maiores diferenças absolutas são observadas para a maior velocidade de aproximação.

A Tabela 6.4 apresenta os valores previstos da velocidade média do escoamento entre as aletas (U_{hf}) e do número de Reynolds (Re).

TABELA 6.4

Valores previstos da velocidade entre as aletas e
número de Reynolds calculados pelo programa Butter

h_d [m]	w_d [m]	U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
		U_{hf} [m/s]	Re	U_{hf} [m/s]	Re	U_{hf} [m/s]	Re	U_{hf} [m/s]	Re
0	0	1,57	452	3,15	903	4,72	1.354	6,29	1.806
0,013	0	1,06	312	3,32	680	3,60	1.057	4,91	1.441
0,025	0	0,80	235	1,86	545	2,97	872	4,11	1.207
0,038	0	0,64	189	1,57	460	2,56	750	3,58	1.049
0,102	0	0,40	116	1,07	315	1,83	538	2,63	772
0	0	1,57	452	3,14	903	4,72	1.354	6,29	1.806
0	0,013	1,17	337	2,39	687	3,70	1.063	5,03	1.443
0	0,025	1,00	286	1,96	562	3,11	894	4,29	1.233
0	0,038	0,71	203	1,71	491	2,78	798	3,88	1.113
0	0,102	0,51	146	1,36	389	2,29	658	3,27	939
0	0,152	0,41	118	1,15	331	2,00	574	2,89	830
0,025	0,051	0,41	119	1,09	320	1,86	544	2,66	781

O número de Reynolds (Re) no interior dos canais entre as aletas permaneceu abaixo do valor crítico caracterizando sempre regime laminar do escoamento entre as aletas em todos os testes.

Para dimensões h_d e w_d iguais e mesma velocidade de aproximação (U), a velocidade U_{hf} é maior na condição de apenas desvio lateral do escoamento.

A Tabela 6.5 apresenta os valores previstos para o coeficiente médio de transferência de calor (h_w) baseado na diferença de temperaturas entre a base das aletas e o fluido na entrada dos canais e, a da eficiência térmica global do conjunto de aletas (η_s).

Para uma velocidade de aproximação (U) fixa, com o aumento das regiões de desvio tanto de topo quanto lateral, o coeficiente de transferência de calor (h_w) diminui e a eficiência do conjunto de aletas (η_s) aumenta. Isso significa que a velocidade do escoamento nos canais (U_{hf}) diminui como pode ser visto na Tabela 6.2 e também, que a temperatura ao longo das aletas tornou-se mais uniforme. Para uma condição de região de desvio fixa, com o aumento da velocidade de aproximação (U) o coeficiente de transferência de calor (h_w) aumenta devido ao aumento da velocidade entre as aletas (U_{hf}) e a eficiência do conjunto (η_s) diminui.

TABELA 6.5
Valores previstos do coeficiente médio de transferência de calor e eficiência térmica global do conjunto de aletas

h_d	w_d	U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
		h_w	η_s	h_w	η_s	h_w	η_s	h_w	η_s
[m]	[m]	[W/m ² °C]	-	[W/m ² °C]	-	[W/m ² °C]	-	[W/m ² °C]	-
0	0	28,35	0,840	38,13	0,799	44,70	0,774	50,08	0,755
0,013	0	23,04	0,862	33,43	0,814	39,93	0,787	45,09	0,767
0,025	0	19,40	0,881	30,42	0,827	37,00	0,799	42,06	0,779
0,038	0	16,70	0,895	28,13	0,837	34,82	0,808	39,81	0,787
0,102	0	11,27	0,926	23,16	0,861	30,22	0,828	35,22	0,806
0	0	28,35	0,840	38,13	0,799	44,70	0,774	50,08	0,755
0	0,013	23,73	0,858	33,55	0,813	40,16	0,786	45,35	0,766
0	0,025	21,56	0,869	30,72	0,825	37,45	0,797	42,60	0,776
0	0,038	17,13	0,893	28,85	0,834	35,74	0,804	40,90	0,783
0	0,102	13,28	0,914	25,68	0,849	32,95	0,816	38,20	0,794
0	0,152	11,02	0,927	23,51	0,859	31,01	0,824	36,33	0,801
0,025	0,051	10,77	0,929	22,44	0,865	29,55	0,831	34,62	0,808

A Fig.6.4 apresenta a queda de pressão prevista no conjunto de aletas em função da largura da região de desvio lateral (w_d). Os símbolos representam os dados experimentais apresentados na Tabela 6.1 para quando existe somente desvio do escoamento pela região lateral.

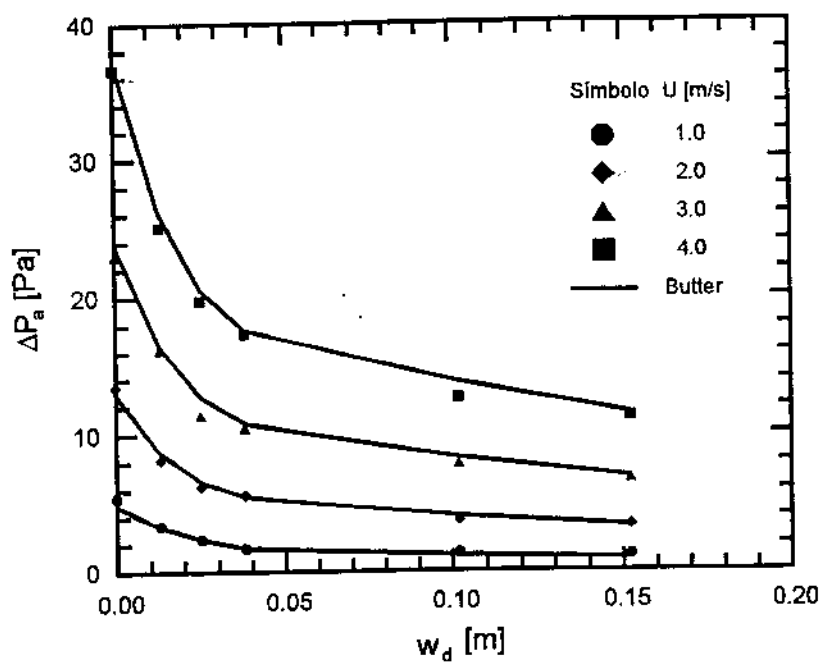


Fig.6.4 - Curvas da queda de pressão no conjunto de aletas em função da largura da região de desvio lateral

TABELA 6.6

Variações percentuais baseadas nos dados
experimentais dos pontos apresentados na Fig.6.4

U [m/s]	1,0	2,0	3,0	4,0
Variações percentuais Δ%				
w _b [m]				
0	10,7	4,14	-3,39	-1,52
0,013	3,24	-6,57	-1,70	-4,41
0,025	-11,6	5,70	-11,9	-4,0
0,038	0,739	2,45	-2,98	-1,43
0,102	14,7	-7,41	-5,54	-8,79
0,152	21,1	3,27	-1,91	-2,30

Para as velocidades de aproximação (U) de 2, 3 e 4 m/s os resultados previstos do modelo apresentam boa concordância com os dados experimentais; as diferenças percentuais referidas aos dados experimentais estão abaixo de $\pm 9\%$ como indicado na Tabela 6.6. Para a velocidade de aproximação de 1,0 m/s, a maior diferença percentual é de aproximadamente 21% em relação aos dados experimentais. Este fato pode ser, em parte, devido a uma limitação do sistema de medida de vazão quando utilizado em baixas velocidades, como mencionado em Butterbaugh & Kang (1995). Entretanto, as diferenças absolutas são pequenas para $U = 1,0$ m/s sendo maiores quando $U = 4,0$ m/s.

A Fig.6.5 apresenta a o comportamento da queda de pressão no conjunto de aletas (ΔP_a) em função da altura da região de desvio de topo (h_d). Da mesma forma, os símbolos representam os dados experimentais apresentados na Tabela 6.1 na condição de existência de desvio de escoamento apenas pela região de topo.

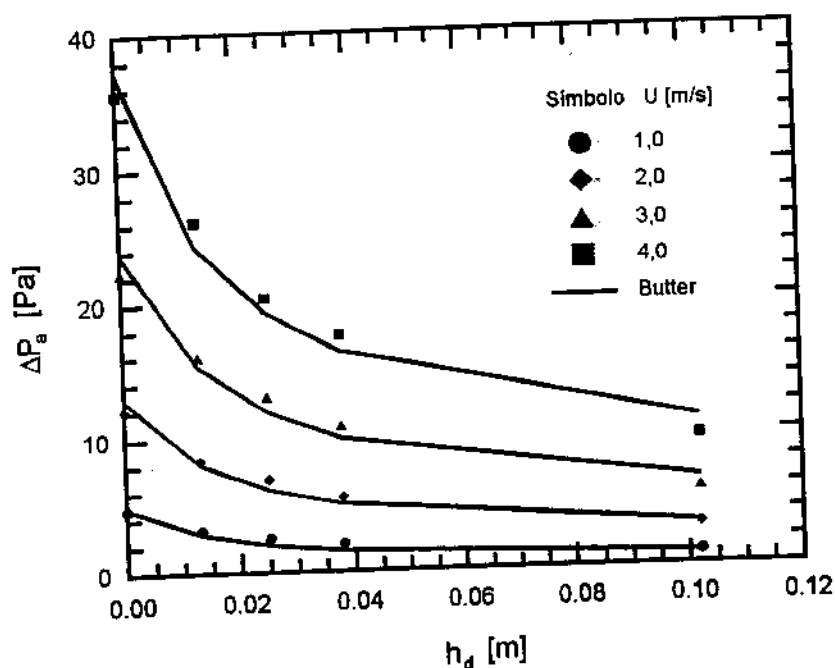


Fig.6.5 - Curvas da queda de pressão no conjunto de aletas em função da altura da região de desvio de topo

TABELA 6.7

Variações percentuais baseadas nos dados
experimentais dos pontos apresentados na Fig.6.5.

U [m/s]	1.0	2.0	3.0	4.0
H _b [m]	Variações percentuais Δ%			
0	-2,81	-6,07	-6,16	-4,36
0,013	10,4	3,63	4,39	7,11
0,025	21,8	11,7	8,29	5,33
0,038	24,7	10,2	8,27	7,48
0,102	9,79	-4,17	-14,4	-13,6

Para as velocidades de aproximação (U) de 2, 3 e 4 m/s as diferenças percentuais ficaram abaixo de $\pm 15 \%$ como indicado na Tabela 6.7. Para a velocidade $U = 1,0$ m/s a maior diferença percentual foi de aproximadamente 25 % também pode ser devido a imprecisão do sistema de medida de vazão em baixas velocidades.

A Fig.6.6 apresenta o comportamento da queda de pressão prevista e experimental para quando existem ambas as regiões de desvio do escoamento. Neste caso, $h_d = 0,025$ m e $w_d = 0,051$ m como na última linha das Tabelas 6.1 e 6.2.

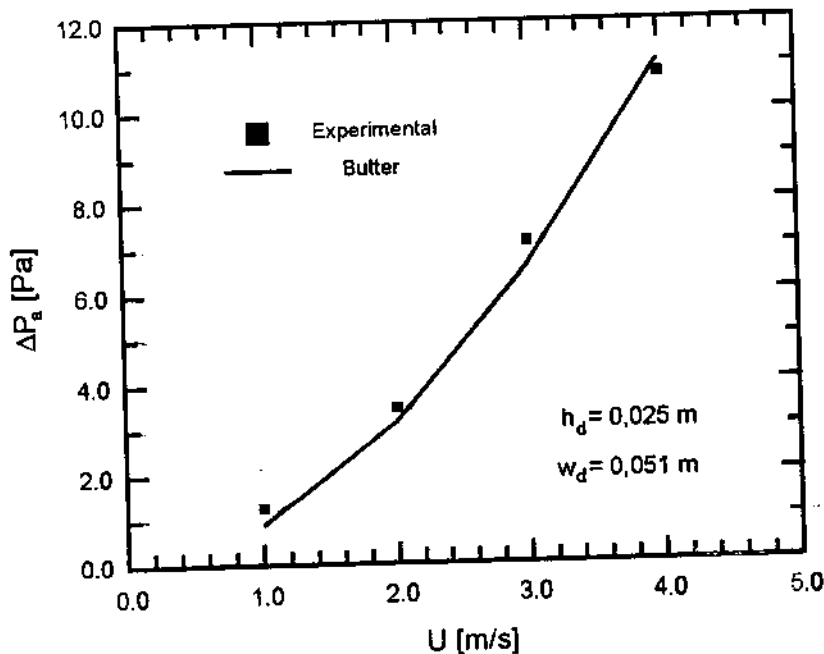


Fig.6.6 - Curvas da queda de pressão no conjunto de placas quando existe desvio lateral e de topo

TABELA 6.8

Variações percentuais baseadas nos dados
experimentais dos pontos apresentados na Fig.6.6

U [m/s]	1,0	2,0	3,0	4,0
$\Delta\%$	29,5	9,08	7,49	-2,61

A curva de queda de pressão prevista mostrada na Fig.6.6 concorda com os dados experimentais com uma diferença percentual máxima referida aos dados experimentais de $\pm 10\%$ para as velocidades de aproximação de 2, 3 e 4 m/s. Para quando $U = 1,0$ m/s a diferença percentual de 30% vale a observação feita anteriormente. Deve ser notado que os desvios absolutos são praticamente os mesmos para todas as velocidades.

Em resumo, a maioria dos valores previstos da queda de pressão no conjunto de aletas (ΔP_s) para as três configurações das regiões de desvio e velocidades de aproximação de 2, 3 e 4 m/s apresentam variações percentuais abaixo de $\pm 10\%$.

As Tabelas 6.9 e 6.10 apresentam os valores obtidos com o programa computacional Butter para as quedas de pressão parcial e velocidades em cada seção do escoamento para a velocidade de aproximação $U = 2,0$ m/s. A identificação de cada subscrito pode ser feita através da Fig.3.2.

TABELA 6.9

Valores previstos das velocidades nas várias seções do
escoamento para a velocidade de aproximação é igual a 2,0 m/s

h_d	w_d	U_{hi}	U_{hf}	U_{he}	U_{hs}	U_{hb}	U_{fl}	U_{fr}	U_{fe}	U_f	U_{fk}
[m]	[m]	[m/s]									
0	0	-	3,15	-	-	-	-	-	-	-	-
0,013	0	2,30	2,32	2,33	1,46	1,48	4,19	4,15	4,11	-	-0,03
0,025	0	1,94	1,86	1,78	1,23	1,13	3,62	3,73	3,84	-	0,18
0,038	0	1,72	1,57	1,42	1,09	0,90	3,26	3,40	3,53	-	0,35
0,102	0	1,28	1,07	0,87	0,81	0,55	2,62	2,68	2,75	-	0,48
0	0	-	3,15	-	-	-	-	-	-	-	-
0	0,013	2,39	2,39	2,39	1,52	1,52	-	-	-	3,67	-
0	0,025	1,96	1,96	1,96	1,24	1,24	-	-	-	3,37	-
0	0,038	1,71	1,71	1,71	1,09	1,09	-	-	-	3,09	-
0	0,102	1,36	1,36	1,36	0,86	0,86	-	-	-	2,50	-
0	0,152	1,15	1,15	1,15	0,73	0,73	-	-	-	2,38	-
0,025	0,051	1,23	1,09	0,89	0,82	0,56	2,65	2,82	3,0	2,50	0,47

Quando a seção de desvio é pequena, a redução de seção do escoamento devido a presença das aletas provoca um aumento considerável nas diversas velocidades, principalmente nas seções de desvio onde a resistência imposta ao escoamento é menor. Quando a altura da região de desvio (h_d) é igual a 0,013 m, a velocidade média na região de desvio de topo ($U_{tf} = 4,15$ m/s) é muito maior que a velocidade média do escoamento entre as aletas ($U_{bf} = 2,32$ m/s). Neste caso, o modelo prevê que a pressão estática na região entre as aletas é menor que na região de desvio de topo, provocando uma entrada de fluido pelo topo das aletas ($U_{tk} = -0,03$ m/s). Quanto maior a região de desvio de topo, maior a diferença das velocidades entre a entrada e saída dos canais entre as aletas (U_{hi} e U_{he}) devido a uma maior fuga de fluido para a região de topo.

TABELA 6.10

Valores previstos das quedas de pressão parciais nas várias seções do escoamento para a velocidade de aproximação igual 2,0 m/s

h_d	w_d	ΔP_{hi}	ΔP_{bf}	ΔP_{te}	ΔP_{hs}	ΔP_{hb}	ΔP_{ti}	ΔP_{tf}	ΔP_{te}	ΔP_{ti}	ΔP_{tf}	ΔP_{te}	ΔP_{tk}
[m]	[m]	[Pa]											
0	0	3,76	10,1	-0,89	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,013	0	2,01	6,57	-0,49	0,63	0,21	4,23	0,89	2,13	-	-	-	-0,03
0,025	0	1,43	4,97	-0,28	1,04	0,32	3,06	0,23	1,47	-	-	-	0,19
0,038	0	1,12	4,02	-0,18	1,26	0,37	2,41	0,09	0,84	-	-	-	0,38
0,102	0	0,62	2,54	-0,07	1,55	0,43	1,11	0,02	-	-	-	-	0,53
0	0	3,76	10,1	-0,89	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0	0,013	2,18	7,06	-0,51	0,61	0,20	-	-	-	2,94	2,28	1,92	-
0	0,025	1,49	5,48	-0,34	1,06	0,28	-	-	-	2,38	0,48	1,73	-
0	0,038	1,11	4,63	-0,26	1,28	0,33	-	-	-	1,89	0,20	1,48	-
0	0,102	0,70	3,48	-0,16	1,52	0,38	-	-	-	1,06	0,02	1,01	-
0	0,152	0,51	2,86	-0,12	1,61	0,40	-	-	-	0,80	0,01	0,41	-
0,025	0,051	0,64	2,59	-0,07	1,55	0,21	1,14	0,03	0,23	0,92	0,12	0,36	0,52

Da Tabela 6.10 nota-se que: as maiores quedas de pressão estão associadas ao atrito viscoso nas paredes dos canais entre as aletas (ΔP_{bf}). Para todas as simulações a "queda" de pressão na seção de saída das aletas devido à expansão do escoamento é sempre negativa, pois, sendo a razão $\sigma = 0,65$ (definida no item 3.1.2 A), $\alpha' \cong 0,043$, em todos os teste $Re < Re_{crit}$ e com o auxílio da Fig.3.6 observa-se que $K_e \cong -0,12$. O efeito de estagnação do escoamento na face frontal do conjunto de aletas e na região de esteira na face a jusante (ΔP_{hs} e ΔP_{hb}), aumentam com as regiões de desvio. As quedas de pressão (ΔP_{ti} e ΔP_{tf}) associadas ao atrito viscoso nas paredes das regiões de desvio diminuem rapidamente com o aumento das

regiões de desvio; para a quando $h_d = 0,013$ a queda de pressão ΔP_{lk} é negativa, indicando que a queda ocorre em sentido contrário daquele adotado (da região entre as aletas para a região de desvio de topo).

As Fig.6.7, 6.8 e 6.9 apresentam as curvas do comportamento da resistência térmica do conjunto de aletas prevista e os pontos experimentais para as condições de existência de desvio de escoamento somente pela região lateral, somente de topo e para ambas as regiões combinadas a partir dos dados das Tabelas 6.1 e 6.2. Existe uma boa concordância entre os dados previstos e experimentais para as velocidades de aproximação de 2, 3 e 4 m/s com diferenças percentuais abaixo de 13 %. A discrepância para a velocidade de 1 m/s está provavelmente associada a uma maior participação de outros mecanismos de transferência de calor tais como a radiação, condução de calor pela base e convecção natural quando comparadas somente ao mecanismo de convecção forçada pura prevista pelo modelo. Esta participação relativa diminui rapidamente com o aumento da velocidade de aproximação.

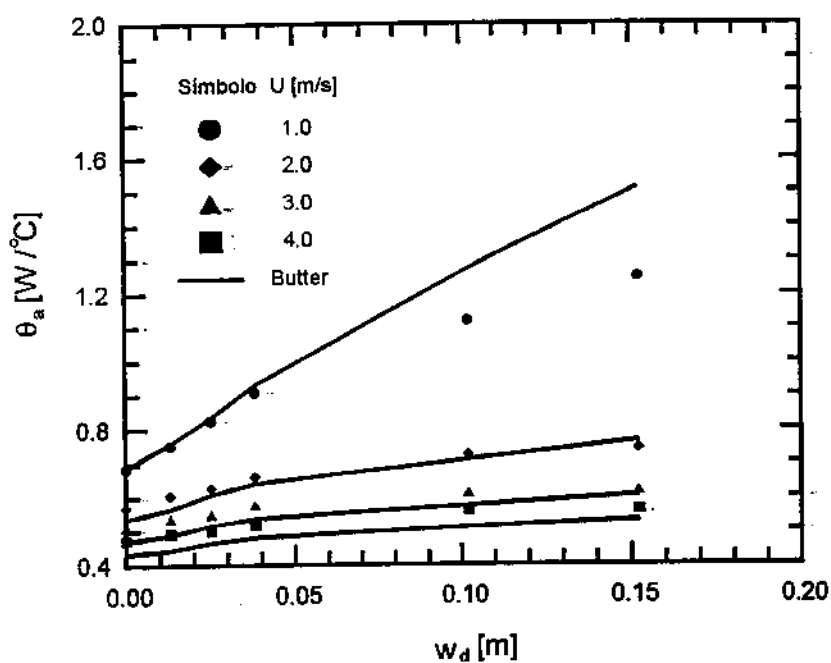


Fig.6.7 - Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas em função da largura da região de desvio lateral

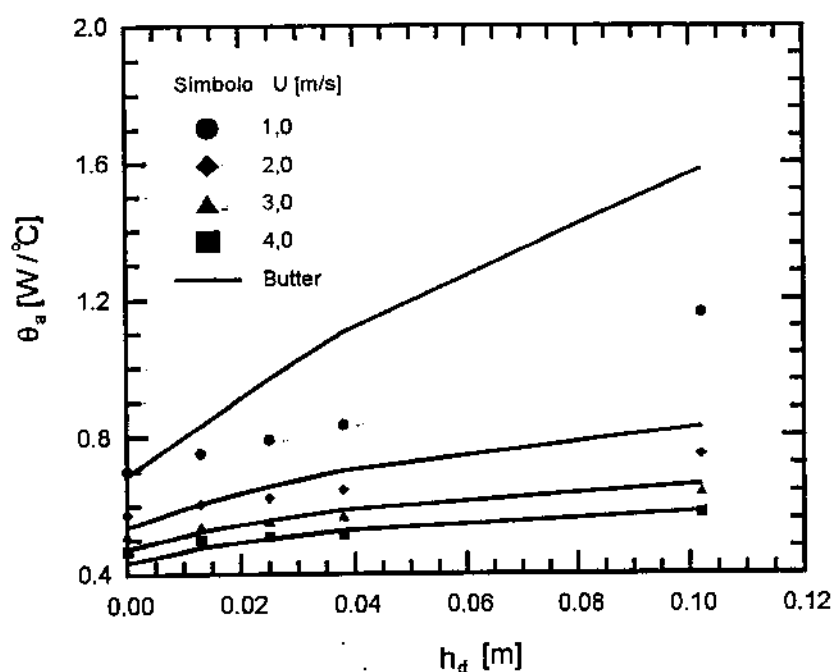


Fig.6.8 - Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas em função da altura da região de desvio de topo

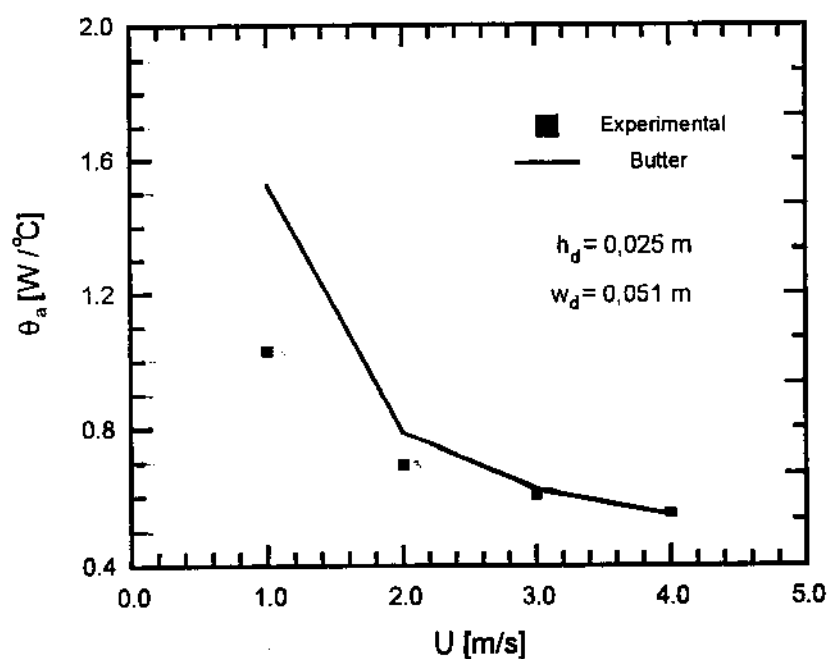


Fig.6.9 - Curvas da resistência térmica do conjunto de aletas quando existe desvio de topo e lateral

A queda de pressão através do conjunto de aletas ΔP_a representa a soma das quedas de pressão na seção de entrada, devido ao atrito viscoso no interior dos canais entre as aletas e na seção de saída. De acordo com a Eq.(3.1):

$$\Delta P_a = (\Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he})$$

A queda de pressão associada à presença do conjunto de aletas no canal retangular é representada por ΔP_T . De acordo com a Eq.(3.2):

$$\Delta P_T = \Delta P_a - (\Delta P_{hs} + \Delta P_{hb})$$

O programa computacional Butter foi modificado para calcular ΔP_T . Tal modificação poderia ter sido feita tanto implementando o sistema de equações (6.5) no lugar do sistema de equações (3.30), no caso de existência de regiões de desvio de topo e lateral pelo conjunto de aletas, ou através da Eq.(3.2); ambas as formas são equivalentes. O programa, após resolver o problema para ΔP_a , calcula ΔP_T segundo a Eq.(3.2).

$$\left\{ \begin{array}{l} +\Delta P_{ti} + \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} - \Delta P_T = 0 \\ -\Delta P_s + \Delta P_{hi} + W_1 \Delta P_{hf} + \Delta P_{lk} + W_4 \Delta P_{tf} + \Delta P_{te} - \Delta P_T = 0 \\ -\Delta P_s + \Delta P_{hi} + \Delta P_{hf} + \Delta P_{he} - \Delta P_b - \Delta P_T = 0 \\ +\Delta P_{li} + \Delta P_{lf} + \Delta P_{le} - \Delta P_T = 0 \\ Q - Q_{ti} - Q_{hs} - Q_l = 0 \\ Q_{hi} - Q_{lk} - Q_{he} = 0 \\ Q_{te} + Q_{hb} + Q_l - Q = 0 \\ Q_{hs} - Q_{hi} = 0 \\ Q_{he} - Q_{hb} = 0 \\ 1 - W_1 - W_2 = 0 \\ 1 - W_3 - W_4 = 0 \end{array} \right. \quad (6.5)$$

Os valores previstos para ΔP_T pelo programa Butter para os dados experimentais da Tabela 6.1 são apresentados na Tabela 6.11. A resistência térmica e demais variáveis são idênticas aos valores apresentados nas Tabelas 6.2, 6.4 e 6.5.

TABELA 6.11

Valores da queda de pressão total
 ΔP_T calculados pelo programa Butter

		U [m/s]			
		1,0	2,0	3,0	4,0
h_d	w_d	ΔP_T	ΔP_T	ΔP_T	ΔP_T
[m]	[m]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
0	0	4,89	12,9	23,8	37,2
0,013	0	2,62	7,34	13,7	21,7
0,025	0	1,67	4,93	9,44	15,1
0,038	0	1,16	3,57	6,98	11,3
0,102	0	0,437	1,47	3,02	5,03
0	0	4,89	12,9	23,8	37,2
0	0,013	3,11	7,92	14,8	23,4
0	0,025	2,36	5,25	9,97	15,9
0	0,038	1,29	3,87	7,46	12,0
0	0,102	0,657	2,12	4,22	6,91
0	0,152	0,372	1,23	2,48	4,10
0,025	0,051	0,425	1,39	2,81	4,64

A queda de pressão pelas aletas, calculada utilizando o modelo do coeficiente de arrasto global, é representada por ΔP_T , Eq.(3.119). A Tabela 6.12 apresenta os resultados do programa Serilee apresentado na capítulo 5 e modificado segundo as Eq.(6.1)-(6.4), para as mesmas condições de teste da Tabela 6.1.

TABELA 6.12

Desempenho do conjunto de aletas calculado pelo programa Serilee para as mesmas configurações das regiões de desvio e velocidade de aproximação da Tabela 6.1

		U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
h_d	w_d	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m]	[m]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0	0	4,89	0,687	12,9	0,537	23,8	0,473	37,2	0,433
0,013	0	2,55	0,835	7,18	0,608	13,5	0,527	21,3	0,479
0,025	0	1,79	0,927	5,19	0,642	9,78	0,550	15,5	0,498
0,038	0	1,40	1,00	4,13	0,666	7,80	0,565	12,3	0,510
0,102	0	0,829	1,183	2,53	0,719	4,81	0,597	7,58	0,535
0	0	4,89	0,687	12,9	0,537	23,8	0,473	37,2	0,433
0	0,013	2,42	0,823	6,83	0,583	12,8	0,501	20,2	0,454
0	0,025	1,67	0,927	4,86	0,618	9,16	0,524	14,5	0,473
0	0,038	1,30	1,01	3,86	0,643	7,30	0,539	11,5	0,485
0	0,102	0,788	1,20	2,42	0,694	4,60	0,570	7,24	0,508
0	0,152	0,682	1,26	2,11	0,709	4,02	0,578	6,31	0,514
0,025	0,051	0,808	1,51	2,50	0,694	4,77	0,570	7,56	0,507

A Tabela 6.13 apresenta os valores previstos da velocidade média do escoamento entre as aletas (U_{hf}) e da velocidade média nas regiões de desvio (U_d).

TABELA 6.13

Valores previstos das velocidades médias do escoamento
entre as aletas e na região de desvio calculados pelo programa Serilee

h_d	w_d	U = 1,0 [m/s]		U = 2,0 [m/s]		U = 3,0 [m/s]		U = 4,0 [m/s]	
		U_{hf}	U_d	U_{hf}	U_d	U_{hf}	U_d	U_{hf}	U_d
[m]	[m]	[m/s]							
0	0	1,57	-	3,15	-	4,72	-	6,29	-
0,013	0	1,05	2,34	2,30	4,20	3,57	5,99	4,85	7,75
0,025	0	0,86	1,96	1,97	3,58	3,12	5,15	4,28	6,70
0,038	0	0,76	1,72	1,79	3,21	2,86	4,65	3,96	6,07
0,102	0	0,58	1,33	1,47	2,55	2,42	3,76	3,40	4,96
0	0	1,57	-	3,15	-	4,72	-	6,29	-
0	0,013	1,00	2,27	2,21	4,07	3,45	5,82	4,70	7,53
0	0	0,81	1,88	1,89	3,45	3,00	4,98	4,14	6,48
0	0,038	0,71	1,65	1,71	3,09	2,76	4,49	3,83	5,87
0	0,102	0,55	1,29	1,42	2,49	2,36	3,67	3,31	4,84
0	0,152	0,52	1,20	1,36	2,34	2,26	3,47	3,19	4,59
0,025	0,051	0,56	1,30	1,42	2,51	2,35	3,71	3,31	4,89

A Fig. 6.10 apresenta as curvas de ΔP_T calculada por ambos os modelos na condição de desvio somente pela lateral do conjunto de aletas a partir dos dados das Tabelas 6.11 e 6.12.

Comparando os valores da resistência térmica (θ_T) das Tabelas 6.2 e 6.13 verifica-se que os valores previstos pelo programa Serilee são menores do que aqueles previstos pelo programa Butter, isso decorre do fato de que as velocidades entre as aletas (U_{hf}) prevista pelo programa Serilee são maiores, como pode ser observado nas Tabela 6.4 e 6.13.

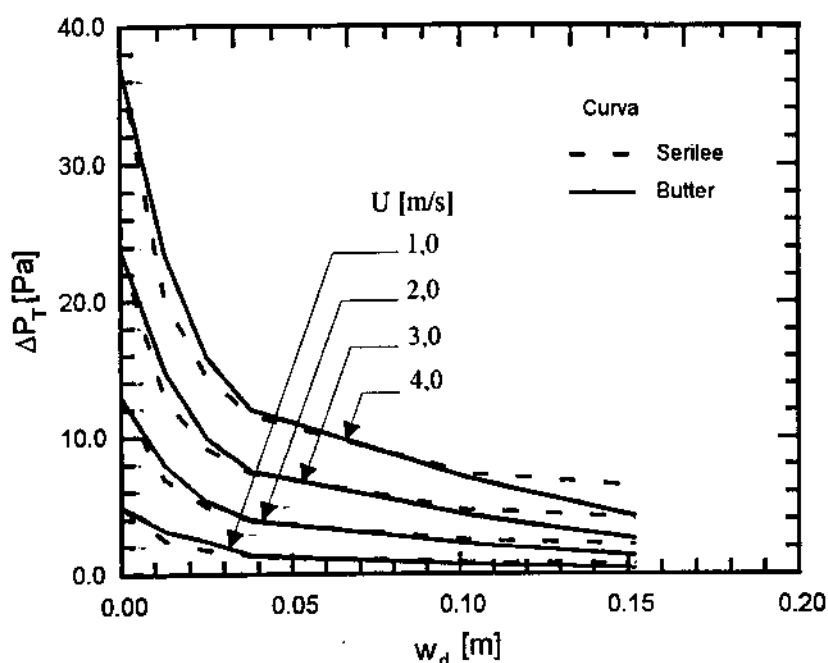


Fig.6.10 - Curvas de queda de pressão total em função da largura da região de desvio lateral calculada por ambos os modelos

Existe uma boa concordância das curvas de queda de pressão total calculadas previstas pelos dois modelos. Acima de $w_d = 0,10$ m, a causa provável do afastamento das curvas é uma inadequação do modelo do coeficiente de arrasto global baseado na diferença dos quadrados das velocidades de desvio (U_d) e entre as aletas (U_{hf}) segundo a Eq.(3.110) e, além disso, pode estar associada a um valor inadequado do coeficiente de arrasto (C_d) adotado. Isso torna-se mais sensível quando a velocidade média na região de desvio (U_d) se aproxima da velocidade média do escoamento na região entre as aletas (U_{hf}) segundo a Tabela 6.13, ou quando a velocidade de aproximação aumenta.

A Fig.6.11 apresenta as curvas de ΔP_T calculada por ambos os modelos na condição de desvio somente pela região de topo a partir dos dados das Tabelas 6.11 e 6.12.

Verifica-se na Fig.6.11 uma concordância perfeita para baixos valores de h_d ($h_d < 0,03$ m). À medida que h_d aumenta, a discordância das curvas pode decorrer do fato que o modelo do coeficiente de arrasto global não considera o efeito da fuga de fluido das aletas para a região de desvio de topo. A fuga de fluido aumenta com o aumento da região de desvio de topo, como mostrado na Tabela 6.9.

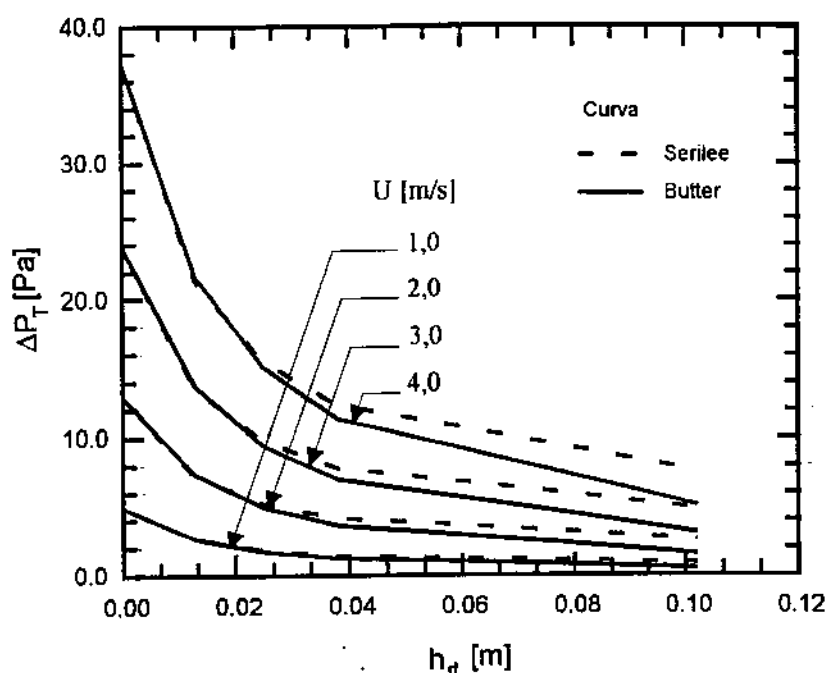


Fig.6.11 - Curvas de queda de pressão total em função da altura da região de desvio de topo calculada por ambos os modelos

A Fig.6.12 apresenta as curvas de ΔP_T calculada para ambos os modelos na condição de existência de ambas as regiões de desvio a partir dos dados da Tabela 6.11 e 6.12. A diferença entre as previsões dos dois modelos é agora mais acentuada, pois existem simultaneamente as dificuldades comentadas nas figuras anteriores. Nota-se que a diferença aumenta com a velocidade de aproximação (U).

A Tabela 6.14 apresenta as velocidades médias previstas pelo modelo do circuito equivalente de resistência na região entre as aletas (U_{hf}) e de fuga para a região de topo (U_{lk}) para as velocidades de aproximação de 1, 2, 3 e 4 m/s e condição de existência de ambas as regiões de desvio.

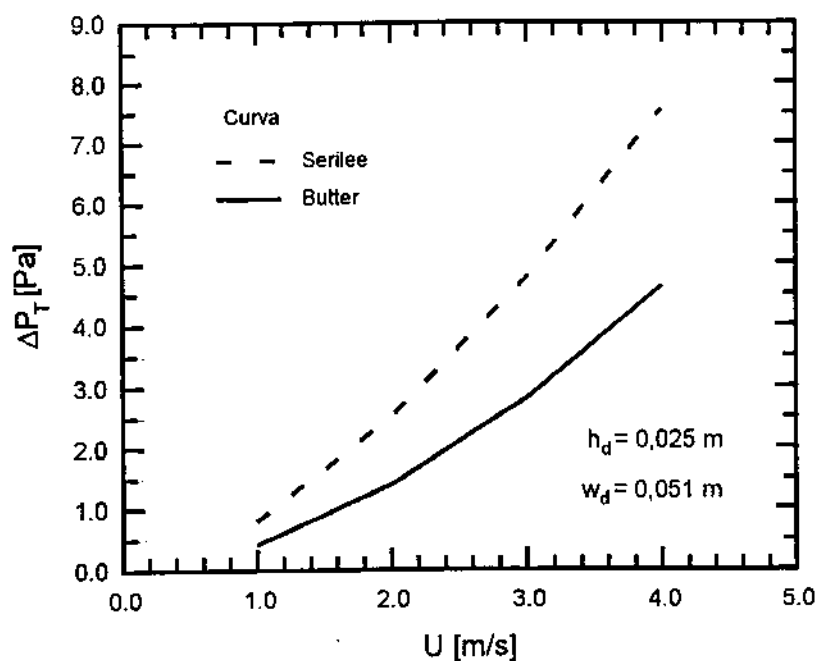


Fig.6.12 - Curvas de queda de pressão total para quando existem ambas as regiões de desvio calculada por ambos os modelos

TABELA 6.14

Valores previstos das velocidades

U_{hf} e U_{lk} .

U	U_{hf}	U_{lk}
[m/s]		
1,0	0,41	0,18
2,0	1,09	0,47
3,0	1,86	0,76
4,0	2,66	1,04

Quando a velocidade de aproximação aumenta, as velocidades médias no interior dos canais e do escoamento de fuga também aumentam. A diferença percentual de U_{lk} em relação em U_{hf} nestes quatro casos é em torno de 57%. Comparando os valores de U_{hf} das Tabelas 6.4 e 6.13 fica evidente que o modelo do coeficiente global de arrasto prevê uma velocidade U_{hf} maior e, assim, a queda de pressão ΔP_T calculada é maior que no modelo do circuito equivalente de resistências.

6.2 Dados experimentais de Biber & Belady (1997)

6.2.1 Aparato de teste, condições e resultados

A Fig.6.13 apresenta um esquema do aparato de teste onde é mostrado um conjunto de aletas montado em um duto retangular com a superfície inferior da base das aletas em nível com a parede interna do canal. Os espaçamentos entre a superfície do conjunto de aletas e as paredes do duto, representando as regiões de desvio, são equivalentes ao espaçamento entre duas aletas consecutivas (s). Em todos os testes a área do bloco aquecedor era igual a área da base das aletas.

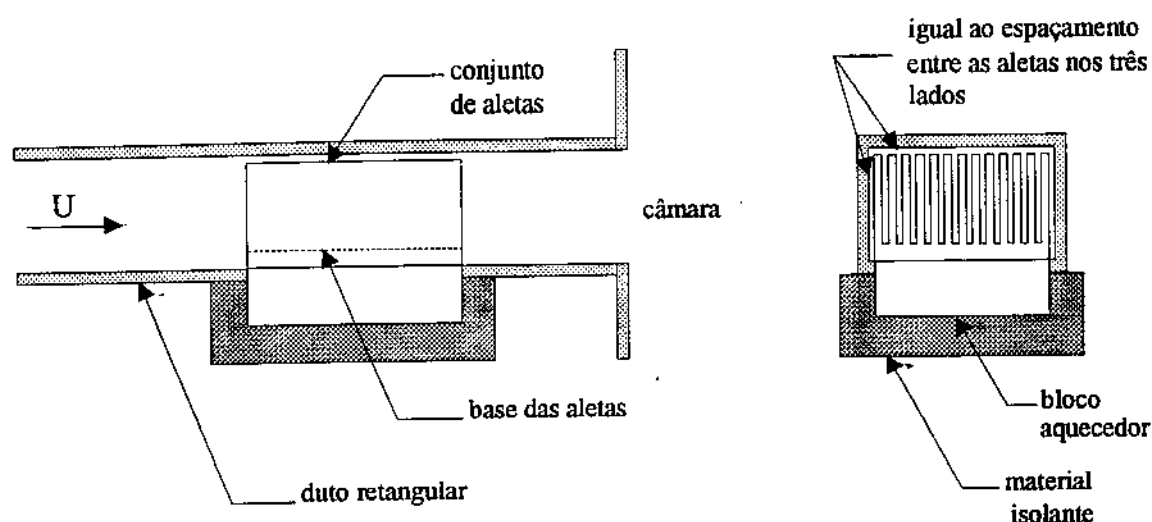


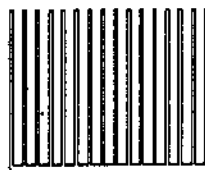
Fig.6.13 - Esquema do aparato de teste

Os testes foram realizados para as geometrias do conjunto de aletas apresentadas na Fig.6.14 com as dimensões dadas na Tabela 6.15 e para várias velocidades médias de aproximação (U). Nas comparações a serem efetuadas com estas medidas experimentais foram utilizadas as mesmas propriedades do ar apresentadas na Tabela 6.3.

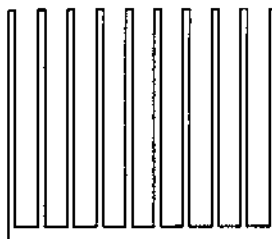
TABELA 6.15

Dimensões dos conjunto de aletas testados em [mm]

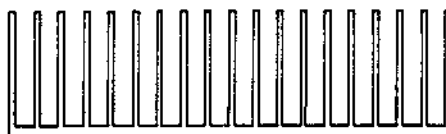
Dimensões [mm]	Geometria do conjunto de aletas				
	A	B	C	D	E
w_m	43,7	66,0	117,0	117,0	66,0
l_f	25,4	25,4	61,0	61,0	58,4
t_b	2,5	4,3	3,2	3,2	3,2
t_f	0,5	1,9	1,5	1,4	1,5
h_f	38,1	50,8	31,8	10,8	31,8
s	2,4	5,2	4,9	2,9	5,7
n_f	16	10	19	28	10



A



B



C



D



E

Fig.6.14 - Seção transversal dos conjuntos de aletas testados

No trabalho agora considerado, foram medidas a vazão volumétrica e a queda de pressão total pelo conjunto de aletas (ΔP_T). Para cada vazão de teste, a queda de pressão foi medida entre o ambiente e o interior de uma câmara utilizada para reduzir a influência do sistema ventilador-medidor de vazão na região de teste, como indicado na Fig.6.13. Para isolar as parcelas de queda de pressão associadas a outros fatores senão à presença do conjunto de aletas, ΔP_T foi medida primeiro sem o conjunto de aletas e depois com o conjunto, depois a primeira medida foi subtraída da segunda.

Foram apresentadas em Biber & Belady (1997) apenas as curvas de queda de pressão total pela velocidade de aproximação para cada uma das geometrias apresentadas na Fig.6.14. A partir da leitura dos gráficos originais são apresentados os valores apresentados na Tabela 6.16.

TABELA 6.16
Valores lidos da velocidade de
aproximação e queda de pressão total

Geometria (n° teste)	U [m/s]	ΔP_T [Pa]
A (1)	1,0	1,8
A (2)	1,7	3,7
A (3)	2,2	5,0
A (4)	2,8	6,9
A (5)	3,4	8,9
A(6)	4,0	11,5
B (1)	0,44	0,25
B (2)	0,88	0,75
B (3)	1,25	1,00
B (4)	1,60	1,50
B (5)	1,90	1,85
C (1)	0,40	0,45
C (2)	0,88	1,30
C (3)	1,25	2,58
C (4)	1,66	3,15
C (5)	1,94	4,0
D (1)	0,98	3,0
D (2)	1,98	8,0
D (3)	2,63	13,5
E (1)	0,85	0,22
E (2)	1,30	1,0
E (3)	1,60	1,30

6.2.2 Comparação com os resultados dos modelos

Diferente da geometria apresentada na Fig.3.3, a superfície inferior da base das aletas foi ajustada em nível com a parede interna do duto retangular, como mostrado na Fig.6.13. Dessa forma, a presença da base no interior do duto causa influência no balanço de velocidades e pressões pois representa uma redução da seção de escoamento. Na condição mais desfavorável, geometria D, a espessura da base representa 11,5% da altura total do conjunto de aletas. Para a solução do problema foi utilizado o mesmo modelo apresentado no item 3.1, com a modificação que a altura das aletas consideradas no modelo é igual a soma da espessura da base (t_b) e da altura das aletas (h_f) dadas na Tabela 6.12.

A Tabela 6.17 apresenta os valores previstos pelos dois modelos para a queda de pressão total (ΔP_T) e resistência térmica (θ_a) do conjunto de aletas A.

TABELA 6.17

Quedas de pressão e resistência térmicas previstas para o conjunto de aletas A

U	Butter		Serilee	
	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m/s]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
1,0	1,57	1,29	1,97	1,25
1,7	3,37	1,07	4,03	1,06
2,2	4,94	0,99	5,80	0,98
2,8	7,12	0,92	7,89	0,92
3,4	9,60	0,87	11,0	0,85
4,0	11,0	0,84	14,1	0,81

A Fig.6.15 apresenta as curvas de queda de pressão total previstas pelos modelos e resultados experimentais representados por símbolos a partir dos dados das Tabelas 6.16 e 6.17.

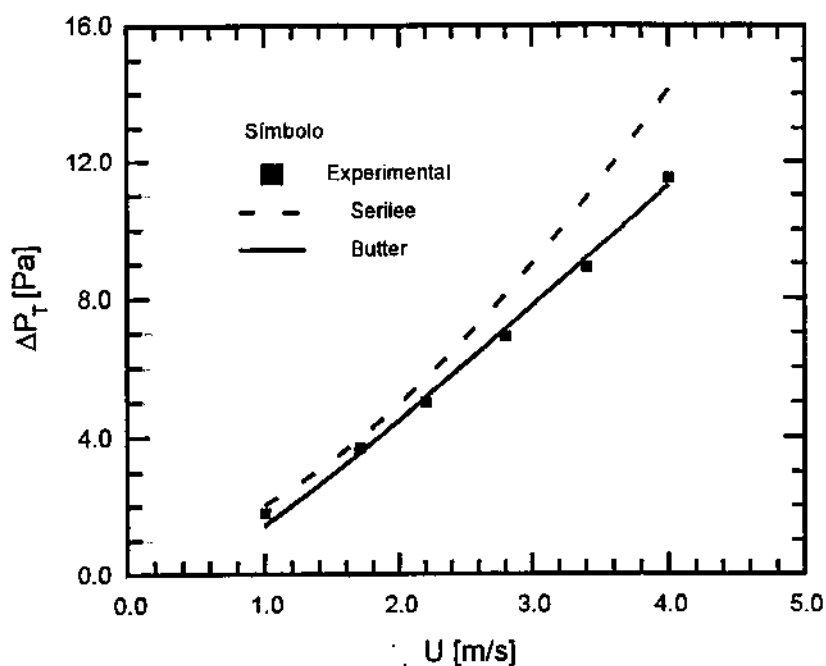


Fig.6.15 - Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas A

A Tabela 6.18 apresenta os valores previstos pelos dois modelos para a queda de pressão total (ΔP_T) e resistência térmica (θ_a) do conjunto de aletas B.

TABELA 6.18

Quedas de pressão e resistência térmicas previstas para o conjunto de aletas B

U	Butter		Serilee	
	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m/s]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0,44	0,22	2,05	0,30	1,98
0,88	0,67	1,55	0,86	1,52
1,25	1,20	1,34	1,48	1,32
1,60	1,81	1,21	2,05	1,20
1,90	2,42	1,12	2,72	1,11

A Fig.6.16 apresenta as curvas de queda de pressão total previstas pelos modelos e resultados experimentais representados por símbolos a partir dos dados das Tabelas 6.17 e 6.18.

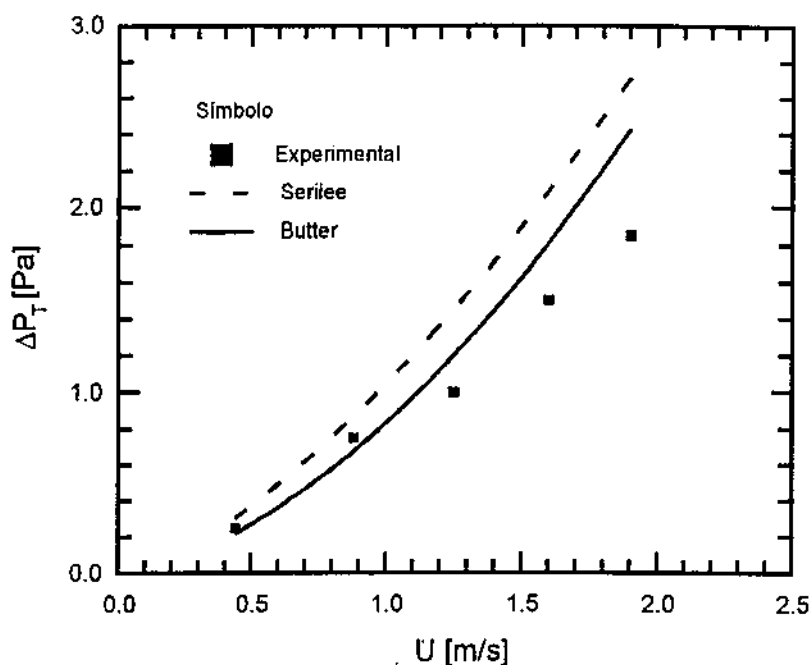


Fig.6.16 - Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas B

A Tabela 6.19 apresenta os valores previstos pelos dois modelos para a queda de pressão total (ΔP_T) e resistência térmica (θ_a) do conjunto de aletas C.

TABELA 6.19

Quedas de pressão e resistência térmicas
previstas para o conjunto de aletas C

U	Butter		Serilee	
	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m/s]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0.40	0.45	1.02	0.22	2.05
0.88	1.29	0.75	0.67	1.55
1.25	2.08	0.65	1.20	1.34
1.66	3.10	0.58	1.81	1.21
1.94	3.95	0.54	2.42	1.12

A Fig.6.17 apresenta as curvas de queda de pressão total previstas pelos modelos e resultados experimentais representados por símbolos a partir dos dados das Tabelas 6.17 e 6.19.

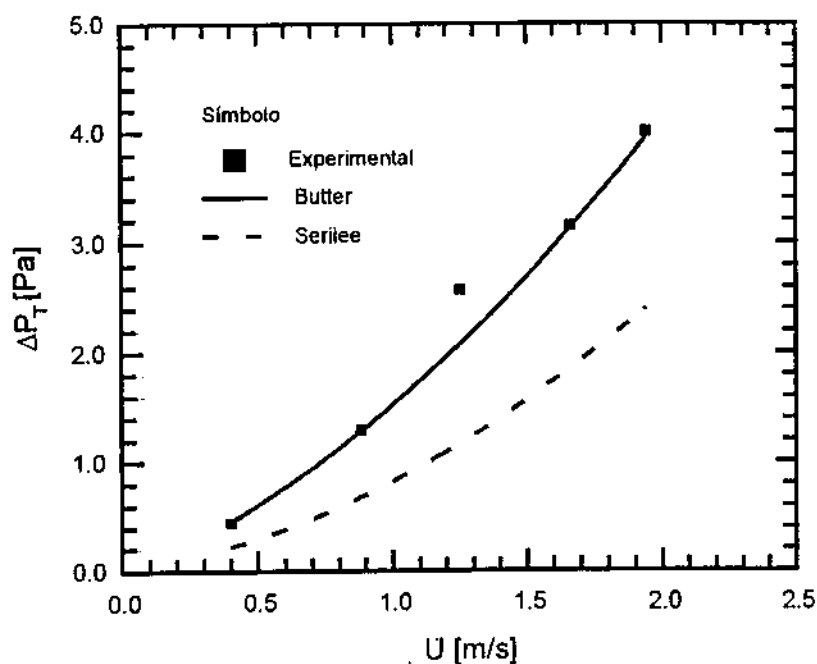


Fig.6.17 - Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas C

A Tabela 6.20 apresenta os valores previstos pelos dois modelos para a queda de pressão total (ΔP_T) e resistência térmica (θ_a) do conjunto de aletas D.

TABELA 6.20

Quedas de pressão e resistência térmicas
previstas para o conjunto de aletas D

U	Butter		Serilee	
	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m/s]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0,97	2,79	1,09	2,20	1,16
1,98	7,92	0,79	6,58	0,80
2,63	11,4	0,70	10,3	0,71

A Fig.6.18 apresenta as curvas de queda de pressão total previstas pelos modelos e resultados experimentais representados por símbolos a partir dos dados das Tabelas 6.17 e 6.20.

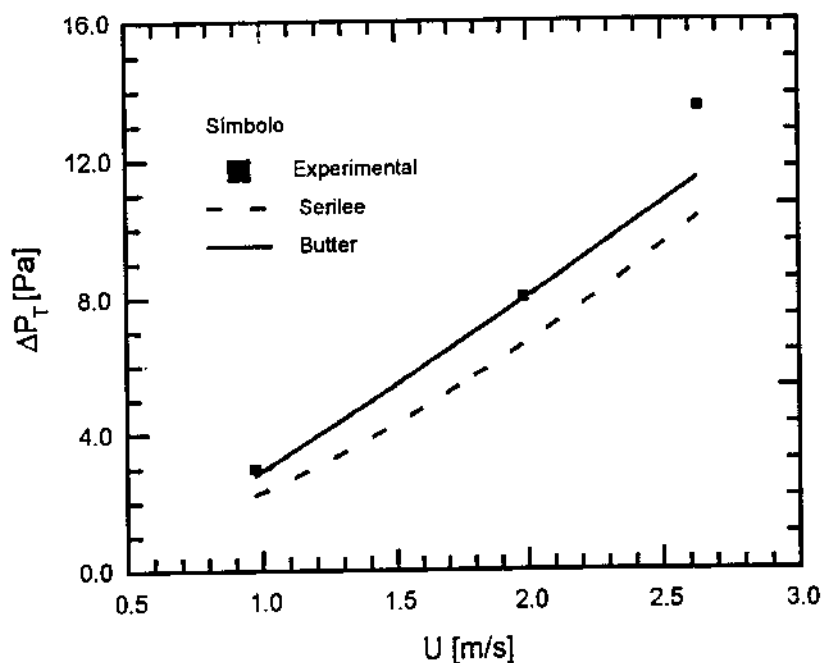


Fig.6.18 - Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas D

A Tabela 6.21 apresenta os valores previstos pelos dois modelos para a queda de pressão total (ΔP_T) e resistência térmica (θ_a) do conjunto de aletas E.

TABELA 6.21

Quedas de pressão e resistência térmicas
previstas para o conjunto de aletas E

U	Butter		Serilee	
	ΔP_T	θ_a	ΔP_T	θ_a
[m/s]	[Pa]	[°C/W]	[Pa]	[°C/W]
0,85	0,86	1,58	0,94	1,54
1,30	1,35	1,32	1,69	1,30
1,60	1,68	1,20	2,20	1,19

A Fig.6.19 apresenta as curvas de queda de pressão total previstas pelos modelos e resultados experimentais representados por símbolos a partir dos dados das Tabelas 6.17 e 6.21.

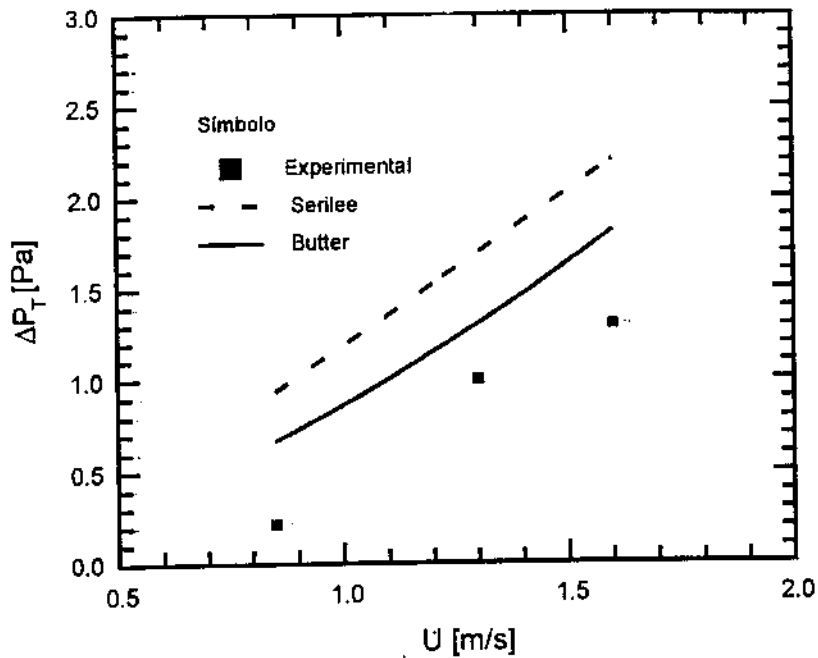


Fig.6.19 - Curvas de queda de pressão total previstas para o conjunto de aletas E

Das figuras anteriores, verifica-se que o modelo do circuito equivalente de resistências (programa Butter), apresenta melhores resultados que o modelo do coeficiente global de arrasto para todas as geometrias do conjunto de aletas testadas. Entretanto, quando as regiões de desvio são reduzidas, como é o caso dos testes realizados por Biber & Belady (1997), e independente da forma do conjunto de aletas os modelos apresentam razoável concordância de resultados. Assim, conclui-se que o melhor modelo que representa o problema mostrado na Fig.1.1 é aquele que utiliza um circuito equivalente de resistências descrito no item 3.1.

Capítulo 7

Otimização do dissipador de calor

O conceito da otimização é relativo no sentido de que depende da escolha de um critério. No caso de um conjunto de aletas, o objetivo da otimização pode ser determinar a geometria do conjunto de aletas que apresente a menor resistência térmica ou o menor peso ou, quem sabe, o menor ruído. Depende do critério escolhido.

O processo de otimização do conjunto de aletas envolve todos os componentes do sistema como aquele mostrado na Fig.1.1, além de um ventilador ligado à extremidade do duto retangular. Se um dos componentes for alterado, o comportamento de todo o sistema também se altera.

Neste capítulo é apresentada uma metodologia de otimização do conjunto de aletas segundo dois critérios: para a menor resistência térmica e para o mínimo de material do conjunto.

7.1 O sistema operacional

A Fig.7.1 apresenta o sistema operacional composto do duto de seção retangular, da fonte de calor, do conjunto de aletas aderida à fonte de calor e um ventilador.

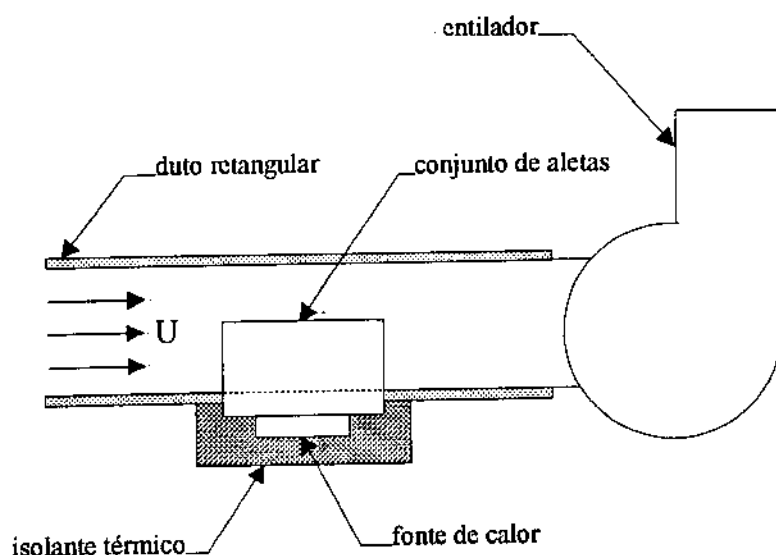


Fig.7.1 - Sistema operacional

Segundo Hingorani et al. (1993), os estudos realizados nesta área comumente consideram que a vazão de fluido de resfriamento através do conjunto está sujeita a uma das restrições abaixo:

- queda de pressão constante através do conjunto;
- vazão de fluido de resfriamento constante;
- potência fluido-dinâmica constante (vazão volumétrica vezes a queda de pressão).

Nenhum dos casos anteriores representa, entretanto, o verdadeiro comportamento de um sistema como mostrado na Fig.7.1. A "curva de carga" do ventilador limita o número de possibilidades no processo de otimização e deve ser levada em consideração.

O ventilador deve suprir a soma de todas as parcelas de queda de pressão no sistema: queda de pressão na entrada e nas paredes do duto retangular e quedas de pressão associadas à presença do conjunto de aletas. As duas primeiras podem ser minimizadas se as paredes na região de entrada concordarem suavemente com a seção retangular do duto e ainda, tanto quanto possível, tomando um duto de comprimento reduzido. Estas quedas de pressão podem ser quantificadas através de funções da geometria do duto, propriedades do fluido e da velocidade média (U). Neste trabalho, o processo de otimização será considerada apenas a parcela associada ao conjunto de aletas (ΔP_T).

7.2 Otimização paramétrica

A otimização paramétrica consiste em calcular o desempenho de várias geometrias de conjunto de aletas em várias condições do escoamento do duto retangular (de acordo com a curva de carga do ventilador) e determinar aquela que melhor atende o critério de otimização.

Esta técnica representa uma grande simplificação do problema o que é uma grande vantagem, pois não deve existir uma solução analítica que leve à condição ótima ou se ela existir deve ser bastante complicada. A grande desvantagem é que muito raramente ela determina a melhor condição possível, e sim uma aproximação que dependerá de como é feita a varredura dos valores das variáveis ligadas à otimização.

Os parâmetros de projeto de acordo com as Fig.(3.3) e (3.4) são:

- largura (w) e altura (h) do duto retangular;
- largura (w_b) e comprimento (l_b) da superfície da fonte de calor;
- espessura das aletas (t_f), depende do processo de fabricação;
- temperatura do fluido na entrada do duto (T_i);
- temperatura máxima permitida na superfície da fonte de calor (T_m);
- fluxo de calor a ser retirado ($\dot{q}_f$);
- propriedades do fluido avaliadas numa temperatura intermediária entre T_i e T_m (ρ , v , k_f , c_p);
- propriedades do material do conjunto de aletas (ρ_m , k_m).
- curva de carga do ventilador que representa uma função $\Delta P_o = f(Q)$, onde Q é a vazão volumétrica de fluido pelo sistema. Este dado normalmente é fornecido pelo fabricante do ventilador.

As variáveis a serem otimizadas são:

- a altura das aletas (h_f);
- largura (w_m) e comprimento (l_f) do conjunto de aletas;
- número de aletas (n_f) e espaçamento entre as aletas (s);

- espessura da base das aletas (t_b);
- velocidade média do escoamento no interior do duto (U).

As variáveis derivadas são:

- resistência térmica do conjunto de aletas e base ($\theta_T = \theta_a + \theta_b$);
- queda de pressão total (ΔP_T);
- vazão volumétrica de fluido (Q).

Devido a fatores que serão apresentados no item 7.3 a seguir, a base da fonte de calor e do conjunto de aletas serão admitidas quadradas, isto é, $l_b = w_b$ e $l_f = w_m$ sempre.

7.3 Cálculo da melhor espessura da base das aletas

A chamada resistência térmica de espalhamento ocorre quando o fluxo de calor passa através de um material entrando por uma área menor para uma área de seção transversal maior, como é o caso da condução de calor da superfície do componente eletrônico (fonte de calor) para a base das aletas, como é mostrado na Fig.7.2. Quando as áreas por onde o calor entra e sai do material são iguais, a resistência térmica está associada a condução de calor unidimensional e, neste caso, quanto menor a espessura da base menor a resistência térmica associada.

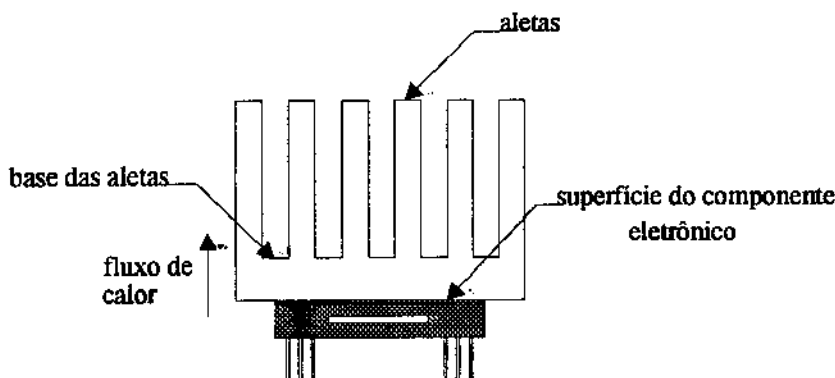


Fig.7.2 - Componente eletrônico e conjunto de aletas

A Fig. 7.2 mostra a configuração do componente eletrônico, base e aletas . Como mostrado na Fig.4.1, θ_b é a resistência térmica de espalhamento do calor que ocorre no material da base das aletas entre as temperaturas T_i e T_w na base das aletas. Dessa forma, como a melhor largura e comprimento da base a partir da otimização do conjunto de aletas, resta determinar a espessura da base que minimize θ_b .

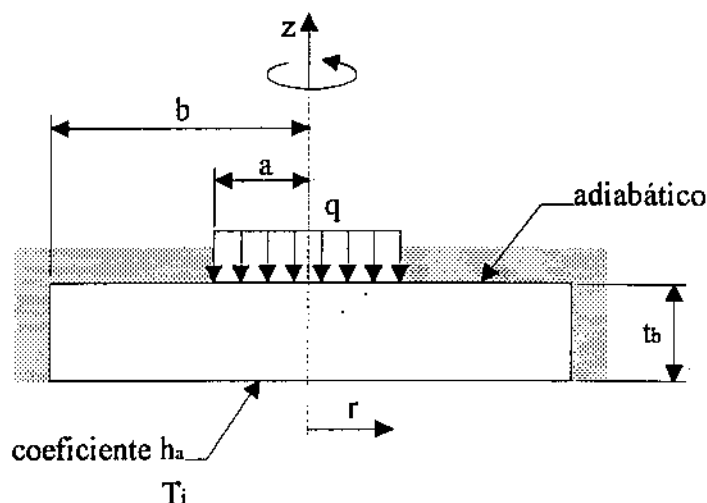


Fig. 7.3 - Modelo da base das aletas

O mesmo problema foi discutido em Kaddami & Abuaf (1983) e Nelson & Sayers (1992). Foi concluído que quando a base das aletas é quadrada e ambas as áreas de aquecimento e convectiva são equivalentes, os resultados obtidos para o campo de temperatura e resistências térmicas diferem em menos de 1% daqueles obtidos para um modelo de seção circular. Para aproveitar este importante resultado, que representa uma grande simplificação na determinação da melhor espessura da base, a otimização do conjunto de aletas será feita considerando uma base quadrada das aletas ($w_m = l_f$) e da fonte de calor ($w_b = l_b$).

Hingorani et.al. (1994) e Lee & Song (1995) estudaram o problema a partir do modelo apresentado na Fig. 7.3, que representa um bloco cilíndrico de espessura t_b e raio b com uma região aquecida circular de raio a cujo fluxo de calor q é uniforme. Na superfície oposta o calor flui para um ambiente a temperatura T_i uniforme segundo um coeficiente convectivo uniforme h_a . O restante da superfície do bloco é considerada adiabática.

Uma parte da metodologia apresentada por Lee & Song (1995) é discutida a seguir.

A equivalência de raios e arestas das geometria quadradas e cilíndrica equivalente, pode ser feita da seguinte forma:

$$a = \sqrt{\frac{A_h}{\pi}} \quad (7.1)$$

$$b = \sqrt{\frac{A_b}{\pi}} \quad (7.2)$$

onde $A_h = (w_b \cdot w_b)$ a área quadrada da fonte de calor e $A_b = (w_m \cdot l_t)$, lembrado que $w_m = l_t$, a área quadrada da superfície convectiva.

Conhecida a resistência térmica das aletas θ_a , pode ser determinado um coeficiente convectivo equivalente da forma,

$$h_a = \frac{1}{\theta_a A_b} \quad (7.3)$$

Segundo Lee & Song (1995), usando o método de separação de variáveis, a solução da equação de Laplace que governa o problema fornece o campo de temperaturas é dado por,

$$T(\gamma, \zeta) = \frac{q a}{k_m} \left[\varepsilon \left(\frac{1}{Bi} + \zeta \right) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\lambda_n \varepsilon) J_0(\lambda_n \gamma) \cosh(\lambda_n \zeta) \tanh(\lambda_n \zeta) + \frac{\lambda_n}{Bi}}{\lambda_n^2 J_0^2(\lambda_n \tau) \cosh(\lambda_n \tau) \left[1 + \frac{\lambda_n}{Bi} \tanh(\lambda_n \tau) \right]} \right] \quad (7.4)$$

onde $\varepsilon = a/b$, $\tau = t/b$, $\zeta = z/b$ e $\gamma = r/b$. $J_0(\)$ e $J_1(\)$ são funções de Bessel de primeira classe de ordem 0 e 1 respectivamente. λ_n são os autovalores representados pela n -ésima raiz da equação transcendental que satisfaz a condição de contorno adiabática em $\gamma = 1$:

$$J_1(\lambda_n) = 0 \quad (7.5)$$

O número de Biot é definido da seguinte forma:

$$Bi = \frac{h_a b}{k_m} \quad (7.6)$$

onde k_m é a condutividade térmica do material do bloco.

As resistências térmicas máxima e média do conjunto de aletas mais a da base são definidas como:

$$\theta_{T,max} = \frac{T_{s,max} - T_o}{\dot{q}} = \theta_a + \theta_m + \theta_{s,max} \quad (7.7)$$

$$\theta_{T,med} = \frac{T_{s,med} - T_o}{\dot{q}} = \theta_a + \theta_m + \theta_{s,med} \quad (7.8)$$

onde θ_m representa a resistência térmica de condução na direção principal do fluxo de calor definida pela Eq.(7.10). θ_s a resistência térmica associada apenas ao espalhamento de calor no material da base e $\dot{q} = (q \cdot A_b)$ é a taxa total de transferência de calor. A seguir também é definida a resistência térmica convectiva na face do bloco oposta ao aquecedor, definida pela Eq.(7.9)..

$$\theta_a = \frac{1}{h_a A_b} \quad (7.9)$$

$$\theta_m = \frac{t_f}{k_m A_b} \quad (7.10)$$

onde $T_{s,max}$ é temperatura máxima local, $T_{s,med}$ é a temperatura média na superfície da base em contato com a fonte de calor e T_o é temperatura do fluido na entrada dos canais,

$$T_{s,max} = T(\gamma = 0, \zeta = \tau) \quad (7.11)$$

$$T_{s,med} = \frac{1}{A_h} \int_{A_h} T(\gamma, \zeta = \tau) dA \quad (7.12)$$

As resistências térmicas θ_a e θ_m , Eq.(7.9) e (7.10) podem ser adimensionalizadas na forma

$$k_m \sqrt{A_h} \theta_a = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\pi} Bi} \quad (7.13)$$

$$k_m \sqrt{A_h} \theta_m = \frac{\varepsilon \tau}{\sqrt{\pi}} \quad (7.14)$$

As resistências térmicas associadas ao espalhamento do calor no interior do material, $\theta_{s,max}$ e $\theta_{s,med}$, podem ser calculadas utilizando expressões de forma fechada junto com as Eq.(7.13) e (7.14):

$$k_m \sqrt{A_s} \theta_{s,max} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\lambda_n \varepsilon)}{\lambda_n^2 J_0^2(\lambda_n)} \Phi_n \quad (7.15)$$

$$k_m \sqrt{A_s} \theta_{s,med} = \frac{4}{\sqrt{\pi} \varepsilon} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1^2(\lambda_n \varepsilon)}{\lambda_n^3 J_0^2(\lambda_n)} \Phi_n \quad (7.16)$$

onde,

$$\Phi_n = \frac{\tanh(\lambda_n \tau) + \frac{\lambda_n}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_n}{Bi} \tanh(\lambda_n \tau)} \quad (7.17)$$

São apresentadas por Lee & Song (1995) expressões aproximadas daquelas representadas pelas Eq.(7.15) e (7.16) para as resistências térmicas de espalhamento máxima e média da seguinte forma:

$$k_m \sqrt{A_h} \theta_{s,max} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} (1 - \varepsilon) \Phi_c \quad (7.18)$$

$$k_m \sqrt{A_h} \theta_{s,med} = \frac{1}{2} (1 - \varepsilon)^{3/2} \Phi_c \quad (7.19)$$

onde,

$$\Phi_c = \frac{\tanh(\lambda_c \tau) + \frac{\lambda_c}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_c}{Bi} \tanh(\lambda_c \tau)} \quad (7.20)$$

$$\lambda_c = \pi + \frac{1}{\sqrt{\pi} \varepsilon} \quad (7.21)$$

Como reportado, as Eq.(7.18) e (7.19) concordam com as soluções analíticas obtidas a partir das Eq.(7.15) e (7.16) em $\pm 10\%$ dentro da faixa de parâmetros normalmente encontrados em microeletrônica e possuem grande vantagem computacional comparadas com estas últimas.

Utilizando a metodologia apresentada anteriormente faz-se a seguir a análise do processo de cálculo da melhor espessura da base das aletas.

A melhor espessura da base é aquela que minimiza a resistência térmica total da base:

$$\theta_b = \theta_m + \theta_{s,max} \quad (7.22)$$

A partir das Eq.(7.1), (7.14) e (7.18),

$$\theta_b = \frac{1}{\pi k_m a} \left[\varepsilon \tau + (1 - \varepsilon) \frac{\tanh(\lambda_c \tau) + \frac{\lambda_c}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_c}{Bi} \tanh(\lambda_c \tau)} \right] \quad (7.23)$$

A melhor espessura será calculada determinando-se o mínimo da Eq.(7.23) que possui sempre concavidade para cima na região de interesse da seguinte forma:

$$\frac{d\theta_b}{d\tau} = 0 \quad (7.24)$$

$$\frac{d\theta_b}{d\tau} = \frac{1}{\pi k_m a} \left\{ \varepsilon + (1 - \varepsilon) \frac{\lambda_c \sec^2(\lambda_c \tau) \left[1 - \left(\frac{\lambda_c}{Bi} \right)^2 \right]}{\left[1 + \frac{\lambda_c}{Bi} \tanh(\lambda_c \tau) \right]^2} \right\} = 0 \quad (7.25)$$

A Eq.(7.25) pode ser resolvida utilizando-se o Método de Newton-Raphson para equações transcendentais de uma variável.

7.4 Combinação dos modelos

A análise feita no item 7.3 considera um coeficiente convectivo h_a uniforme na superfície oposta à fonte de calor, enquanto que a análise térmica do conjunto de aletas feita no item 4.1 considera uma temperatura uniforme na mesma superfície (base das aletas). Os dois estudos independentes podem ser superpostos se estas diferentes condições de contorno forem compatíveis. Segundo Hingorani et al. (1994), para a condição de menor resistência térmica de espalhamento, a superfície convectiva da base é aproximadamente isotérmica ($\pm 2\%$). Assim, as duas configurações podem ser somadas e a resistência térmica total do conjunto de aletas e base é dada por,

$$\theta_T = \theta_a + \theta_b \quad (7.26)$$

O processo de cálculo do desempenho do conjunto de aletas mais base segue em termos gerais os seguintes passos:

- 1º) Solução do problema fluido-dinâmico utilizando o modelo do circuito equivalente de resistências apresentado no item 3.1;
- 2º) Cálculo da resistência térmica das aletas conforme capítulo 4;
- 3º) Cálculo da melhor espessura da base das aletas como apresentado no item 7.3.

7.5 O programa computacional Butterhin

A Fig.7.4 apresenta um diagrama em blocos do programa computacional Butterhin que utiliza um esquema de otimização paramétrica como descrito nos itens 7.2, 7.3 e 7.4.

O sentido das setas indica o sentido da chamada dos sub-programas.

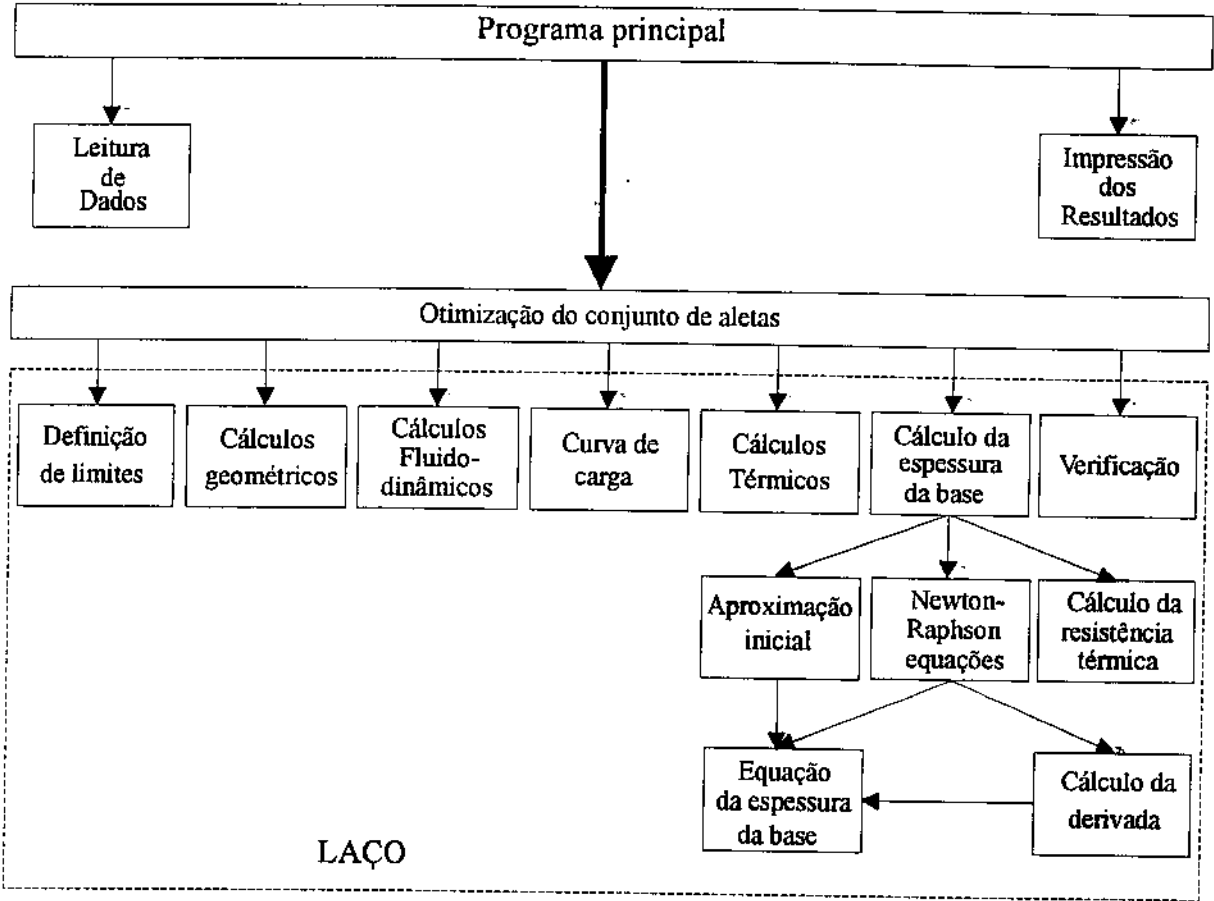


Fig.7.4 - Diagrama em blocos do programa computacional Butterhin

O programa Butterhin é constituído em grande parte dos mesmos sub-programas do programa computacional Butter descrito no item 5.1. Parte dos blocos comuns entre os dois programas foram suprimidos para maior clareza da Fig.7.4.

A seguir é apresentada uma breve descrição de cada sub-programa representado por um bloco na Fig.7.4.

O nível 1 contém apenas o programa principal.

- Programa principal: faz a chamada, na sequência, da subrotina de leitura de dados, otimização do conjunto de aletas e impressão dos resultados.

O nível 2 contém três sub-programas:

- Leitura de dados: são lidos a partir de um arquivo de dados todos os parâmetros de projeto descritos no item 7.2. Para limitar de modo conveniente a região de aplicabilidade do programa são permitidas apenas razões w/w_b e h/w_b menores ou iguais a 10. São lidos ainda o número máximo de iterações permitidas (N) que foi adotado igual a 400 e a tolerância absoluta (TOL) igual a $0,5E-4$.

- Otimização do conjunto de aletas: é calculada inicialmente a resistência térmica máxima permitida do conjunto de aletas e base (θ_o):

$$\theta_o = \frac{T_{sm} - T_o}{\dot{q}} \quad (7.27)$$

Devido ao grande número de possibilidades de varredura das variáveis a serem otimizadas (descritas no item 7.2), o número de larguras (w_m) e de alturas (h_r) do conjunto de aletas foi restringido em no máximo três. O critério de determinação do número de combinações associado a cada geometria do problema é apresentada a seguir:

- se $\frac{w - 1,2w_b}{w} \geq 0,4$ então $nc_{wm} = 3$;
- se $0,15 \leq \frac{w - 1,2w_b}{w} < 0,4$ então $nc_{wm} = 2$;
- se $0,15 \geq \frac{w - 1,2w_b}{w}$ então $nc_{wm} = 1$;

onde nc_{wm} é o número de combinações da largura do conjunto de aletas (w_m).

O número de combinações da altura do conjunto de aletas (nc_{hf}) é sempre igual a três.

Ainda são feitas as chamadas de todos os sub-programas no interior do retângulo pontilhado mostrado na Fig.7.4 representando o "LAÇO". A descrição será feita mais adiante.

- Impressão dos resultados: são enviadas a um arquivo de dados chamado OUTPUTBH.DAT todas as variáveis associadas às condições de menor resistência térmica e de mínimo material oriundas do processo de otimização.

O nível 3 contém todos os sub-programas chamados a partir do sub-programa de otimização.

- Definição de limites: determinado o número de combinações de larguras e alturas do conjunto de aletas (nc_{wm} e nc_{hf}), os valores de w_m e h_f são calculados da seguinte forma:

• largura do conjunto de aletas (h_f):

- Se $nc_{wm} = 1$ então $w_m = w$;
- Se $nc_{wm} \neq 1$ então:

$$w_m = (n_{wm} - 1) \frac{w - 1,2w_b}{nc_{wm} - 1} + 1,2w_b \quad (7.28)$$

onde $n_{wm} = 1, 2$ ou 3 quando $nc_{wm} = 3$.

• altura do conjunto de aletas (h_f):

$$h_f = \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{n_{hf} - 1}{nc_{hf} - 1} \right) \right] h \quad (7.29)$$

onde $n_{hf} = 1, 2$ ou 3 , pois $nc_{hf} = 3$.

A seguir são adotados os valores da razão de aspecto α' máxima e mínima permitida para os canais entre as aletas. Nesse caso foram adotados em princípio $\alpha'_{max} = 1/4$ e $\alpha'_{min} = 1/20$.

Definidos os valores de w_m , h_f , $\alpha'_{\max}$ e $\alpha'_{\min}$, o número máximo ($n_{f,\max}$) e mínimo ($n_{f,\min}$) de aletas podem ser estimados:

- se $w_m = w$,

$$n_{f,\min} = \text{valor arredondado de } \left[\frac{w_m - \alpha'_{\max} h_f}{t_f + \alpha'_{\max} h_f} \right] \quad (7.30)$$

$$n_{f,\max} = \text{valor truncado de } \left[\frac{w_m - \alpha'_{\min} h_f}{t_f + \alpha'_{\min} h_f} \right] \quad (7.31)$$

- se $w_m \neq w$,

$$n_{f,\min} = \text{valor truncado de } \left[\frac{w_m - \alpha'_{\max} h_f}{t_f + \alpha'_{\max} h_f} \right] \quad (7.32)$$

$$n_{f,\max} = \text{valor arredondado de } \left[\frac{w_m - \alpha'_{\min} h_f}{t_f + \alpha'_{\min} h_f} \right] \quad (7.33)$$

Se em qualquer dos dois casos $n_{f,\min} \leq 0$, então $n_{f,\min}$ é tomado igual a 1.

Deve ser lembrado que a espessura de aleta (t_f) é um valor especificado em função do processo de fabricação que será utilizado, ele não mudará durante o processo de otimização.

- Cálculos geométricos: são calculados todas as variáveis geométricas do problema. Este sub-programa é idêntico a aquele do programa Butter.

- Cálculos fluido-dinâmicos: calcula a partir do modelo do circuito equivalente de resistências as velocidades e quedas de pressão associadas a cada seção do escoamento. É idêntica àquela do programa Butter e, sendo assim, está interligada aos mesmos sub-programas mostrados na Fig.5.1 que foram suprimidos para maior clareza da Fig.7.4.

- Curva de carga: contém a curva de carga do ventilador do sistema indicado na Fig.7.1. Para uma dada vazão volumétrica do escoamento fluido, ela retorna o ponto correspondente da variação de pressão estática entre a entrada e saída do ventilador (ΔP_o).

- Cálculos térmicos: idêntica àquela do programa Butter, utiliza as equações apresentadas no capítulo 4 para o cálculo da resistência térmica do conjunto de aletas (θ_a).

- Cálculo da espessura da base: é calculada a espessura ideal (t_b) e a resistência térmica da base das aletas (θ_b) como apresentado no item 7.3.

- Verificação: é idêntica àquela do programa Butter. Seus resultados são utilizados para verificar a coerência dos resultados da solução do problema fluido-dinâmico a partir da Eq.(3.5) para ΔP_T e da Eq.(3.6) para Q. São impressos no arquivo CHECKBH.DAT.

Os níveis 3 e 4 contém os sub-programas necessários para a solução da Eq.(7.25) e para o cálculo da resistência térmica da base Eq.(7.23).

- Aproximação inicial: calcula uma aproximação inicial espessura adimensional da base τ é necessária no método de Newton-Raphson. Utilizando passos discretos de τ ($\Delta\tau = 0,10$), verifica o valor que mais aproxima a Eq(7.25) de zero.

- Newton-Raphson para equações: contém o sub-programa que utiliza o método de Newton-Raphson para solução de equações transcendentais de uma variável.

- Cálculo da resistência térmica: contém a Eq.(7.23) para o cálculo da resistência térmica da base das aletas (θ_b).

- Equação da espessura da base: contém a Eq.(7.25) a ser resolvida pelo método de Newton-Raphson.

- Cálculo da derivada: é calculado o valor da derivada numérica de $f(\tau)$ para um $\Delta\tau = 1.0E-04$, necessário no Método de Newton-Raphson, da seguinte forma:

$$\frac{df(\tau)}{d\tau} = \frac{f(\tau + \Delta\tau) - f(\tau)}{\Delta\tau} \quad (7.34)$$

A seguir é descrita a interligação entre os vários sub-programas no interior do laço representado na Fig.7.4.

O LAÇO: definidos inicialmente no sub-programa de otimização nc_{wm} e nc_{hf} , o processo de otimização segue os seguintes passos:

- 1º) varia $n_{wm} = 1, \dots, nc_{wm}$;
- 2º) varia $n_{hf} = 1, \dots, nc_{hf}$ igual a 3;
- 3º) define os limites $n_{f,min}$ e $n_{f,max}$;
- 4º) varia o numero de aletas (n_f) de $n_{f,min}$ até $n_{f,max}$;
- 5º) adota um valor inicial da velocidade U. Foi adotado $U = 1,0$ m/s;
- 6º) a partir do valor de U calcula a vazão volumétrica de fluido e a pressão ΔP_o correspondente na curva de carga do ventilador;
- 7º) verifica se $\Delta P_o > 0$, senão vai para o 4º passo;
- 8º) calcula todas as variáveis geométricas como descrito no item 3.1;
- 9º) se $t/s > 1$, volta ao 2º passo;
- 10º) resolve o problema fluido-dinâmico. Calcula ΔP_T e U_{hf} ;
- 11º) se $\left| \frac{\Delta P_o - \Delta P_T}{\Delta P_o} \right| \geq 0,05$, vai para o 21º passo;
- 12º) a partir do valor de U_{hf} , calcula a resistência térmica do conjunto de aletas (θ_a);
- 13º) calcula um valor inicial de t_b utilizando passos discretos;
- 14º) calcula a espessura ideal da base utilizando o método de Newton-Raphson;
- 15º) calcula a resistência térmica da base (θ_b);
- 16º) se $\theta_a + \theta_b > \theta_o$ vai para o 21º passo, senão imprime os resultados no arquivo de dados DATABH.DAT;
- 17º) calcula a massa do conjunto de aletas;
- 18º) verifica se $\theta_a + \theta_b$ representa a condição de menor resistência térmica do conjunto;
- 19º) verifica se a massa do conjunto de aletas representa o condição de mínimo material;

20°) verifica a veracidade dos resultados da solução do problema fluido-dinâmico;

21°) faz $U = U + 1,0$ e volta ao 6° passo;

22°) volta ao 4° passo;

23°) volta ao 2° passo;

24°) volta ao 1° passo;

25°) volta ao programa principal.

Os valores adotados e os passos das variáveis envolvidas podem ser alterados de acordo com as necessidades do processo de otimização.

7.6 Resultados para um caso

A metodologia de otimização foi aplicada em um caso de uma fonte de calor e um duto de seção retangular com as dimensões dadas na Fig. 7.5 onde se deseja escolher um conjunto de aletas (ou dissipador de calor) para manter a superfície da fonte de calor abaixo de 75°C .

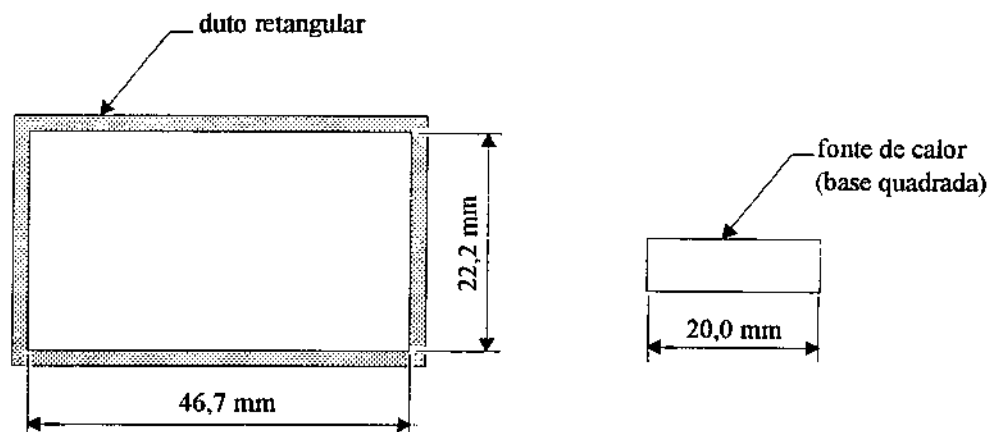


Fig. 7.5 - Dimensões da fonte de calor e duto retangular

São dados:

- espessura das aletas : $t_f = 1,0$ [mm]
- fluxo de calor a ser retirado: $\dot{q}_r = 15,0$ [W]
- temperatura do ar ambiente : $T_i = 25^{\circ}\text{C}$

- propriedades do ar dadas na Tabela 6.3;
- material das aletas e base : alumínio, $k_m = 200,0 \text{ [W/m.k]}$ e $\rho_m = 2700,0 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- curva de carga do ventilador : $\Delta P_o \text{ [Pa]} = - 2,27 \times 10^3 \text{ [kg/(m}^4\text{.s)]} \cdot Q \text{ [m}^3\text{/s]} + 37,5 \text{ [Pa]}$, esta equação foi retirada do trabalho de Hingorani et al. (1993) e representa a curva de carga linearizada de um ventilador centrífugo.

Os dados permitem calcular a resistência térmica máxima (θ_o) permitida para o conjunto de aletas:

$$\theta_o = \frac{(75 - 25)^\circ\text{C}}{15\text{W}} = 3,33^\circ\text{C/W}$$

Existem duas possibilidades de montagem da fonte de calor em relação ao duto retangular: superfície da fonte de calor paralela à maior aresta da seção do duto (1) ou superfície paralela à menor aresta (2), como mostrado na Fig.7.6.

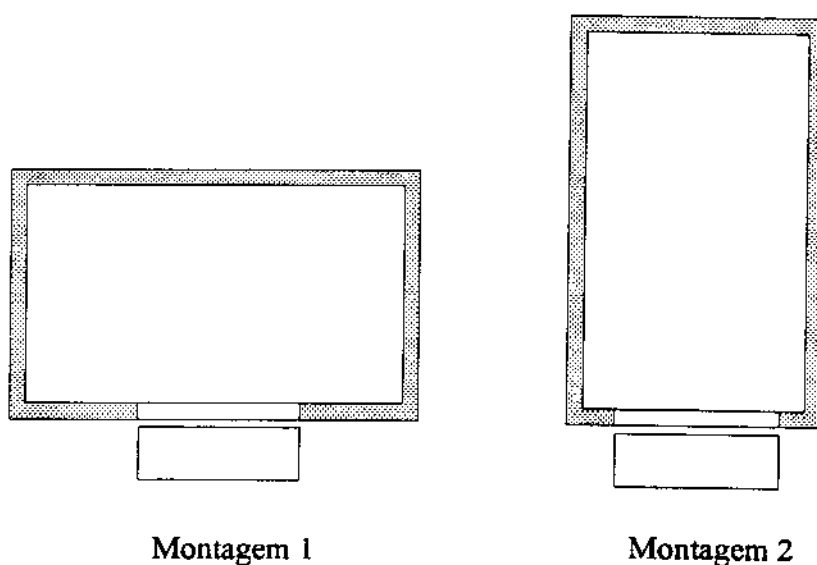


Fig.7.6 - Possibilidades de montagem da fonte de calor em relação ao duto retangular

O programa Butterhin fornece na montagem 1 as possibilidades de escolha do conjunto de aletas apresentadas na Tabela 7.1.

Para condições de desvio fixas (h_d e w_d constantes) verifica-se que quando o número de aletas aumenta (α' diminui), o escoamento entre as aletas passa para o regime laminar, a

velocidade média no interior do duto (U) diminui, a resistência térmica (θ_r) aumenta e a massa do conjunto aumenta.

Quando as regiões de desvio aumentam (h_d e w_d aumentam) a resistência térmica das aletas mais base aumenta, a massa do conjunto diminui. Este representa um bom critério de escolha do conjunto de aletas, pois, sendo a resistência térmica máxima (θ_o) igual a 3,33 [°C/W] calculada de acordo com a Eq.(7.27), uma escolha adequada seria aquela em que $\theta_r \leq \theta_o$ e que, dependendo dos processos disponíveis de fabricação (alguns deles são citados no capítulo 1), θ_r seria tão próxima quanto possível de θ_o .

TABELA 7.1
Possibilidades para a montagem 1

h_d [mm]	w_d [mm]	n_f -	α' [-]	Γ [-]	U [m/s]	Re_{Dh} [-]	ΔP_T [Pa]	ΔP_o [Pa]	θ_r [°C/W]	t_b [mm]	massa [kg]
0	0	6	0,262	0,172	7,0	4.908	20,2	21,0	0,668	9,5	0,072
0	0	8	0,194	0,233	6,0	3.459	22,5	23,4	0,640	9,4	0,078
0	0	10	0,150	0,300	5,0	2.448	26,0	25,7	0,682	9,5	0,084
0	0	16	0,081	0,554	3,0	1011	31,8	30,4	0,789	9,5	0,101
5,6	0	12	0,160	0,375	5,0	1.795	24,8	25,7	1,334	9,5	0,081
5,6	0	22	0,064	0,931	3,0	370	31,5	30,4	0,969	9,5	0,102
11,1	0	17	0,149	0,606	5,0	699	25,5	25,7	1,500	9,5	0,080
0	11,3	10	0,127	0,355	5,0	2.014	25,2	25,7	1,416	6,4	0,043
0	11,3	16	0,058	0,775	3,0	581	29,5	30,4	0,972	6,4	0,055
5,6	11,3	8	0,235	0,256	7,0	3.251	20,5	21,0	0,920	6,4	0,034
5,6	11,3	10	0,169	0,355	6,0	1.950	23,8	23,4	1,863	6,4	0,038
5,6	11,3	13	0,112	0,537	5,0	1051	26,1	25,7	1,468	6,4	0,042
5,6	11,3	18	0,061	0,980	4,0	355	29,0	28,1	1,340	6,4	0,050
11,1	11,3	12	0,191	0,471	6,0	1.091	24,1	23,4	2,470	6,4	0,034
11,1	11,3	18	0,092	0,980	5,0	292	24,7	25,7	2,219	6,4	0,041
0	22,7	6	0,162	0,278	7,0	3.251	21,7	21,0	1,131	2,7	0,013
0	22,7	7	0,128	0,353	6,0	2.172	24,0	23,4	2,352	2,8	0,014
0	22,7	9	0,084	0,533	5,0	1.178	26,4	25,7	1,912	2,7	0,017
5,6	22,7	8	0,137	0,438	6,0	1.517	23,5	23,4	2,805	2,8	0,014
5,6	22,7	12	0,066	0,917	5,0	446	26,7	25,7	2,044	2,7	0,017

As variáveis $h_d = h - h_f$ e $w_d = w - w_m$ são definidas na Fig.6.1:

As menores resistências térmicas ocorrem para as condições em que não existe desvio de escoamento ($h_d = 0$ e $w_d = 0$) e as menores massas do conjunto ocorrem nos casos de maior região de desvio. Ao contrário, para as condições em que não existe desvio de escoamento são

observados as maiores massa e nos casos de maior região de desvio, as maiores resistência térmicas.

A espessura ótima da base das aletas (t_b) depende mais fortemente da geometria da base das aletas em relação à fonte de calor do que da resistência térmica das aletas. Em todos os casos a espessura t_b só varia significativamente quando w_d muda.

A Tabela 7.2 apresenta as possibilidades calculadas para a montagem 2.

TABELA 7.2
Possibilidades para a montagem 2

h_d	w_d	n_f	α'	Γ	U	Re_{Db}	ΔP_T	ΔP_o	θ_T	t_b	massa
[mm]	[mm]	-	[-]	[-]	[m/s]	[-]	[Pa]	[Pa]	[°C/W]	[mm]	[kg]
0	0	3	0,103	0,208	8,0	5.340	18,9	18,7	1,397	1,9	0,011
11,7	0	2	0,192	0,149	10,0	8.293	14,6	14,0	2,080	2,0	0,007
23,4	0	2	0,288	0,149	10,0	7.388	14,0	14,0	2,435	2,0	0,005
23,4	0	6	0,099	0,432	6,0	1.522	22,4	23,4	2,787	2,0	0,011
23,4	0	9	0,057	0,758	5,0	632	25,1	25,7	1,884	2,0	0,015

Valem para a Tabela 7.2 as mesmas observações feitas anteriormente para os dados da Tabela 7.1.

A Tabela 7.3 fornece as características do dissipador de calor e do sistema nas condições de menor resistência térmica total ($\theta_T = \theta_a + \theta_b$) e de mínimo material para as montagens 1 e 2, como mostrado na Fig. 7.6, de acordo com as Tabelas 7.1 e 7.2

TABELA 7.3

Condições de menor resistência térmica total θ_T
e mínimo material para as montagens 1 e 2 do sistema

		Montagem 1		Montagem 2	
		menor θ_T	menor massa	menor θ_T	menor massa
n_f	-	8	6	3	2
h_f	mm	24,0	22,2	46,7	46,7
$w_m = l_f$	mm	46,7	24,0	22,2	22,2
s	mm	4,3	3,6	4,8	6,7
t_b	mm	9,4	2,7	2,0	2,0
U	m/s	6,0	7,0	8,0	10,0
ΔP_T	Pa	22,5	21,7	18,9	14,0
θ_a	°C/W	0,53	1,07	1,35	2,39
θ_b	°C/W	0,11	0,06	0,05	0,05
θ_T	°C/W	0,64	1,13	1,40	2,44
Massa	g	78,0	13,0	11,0	5,0

O número de possibilidades da montagem 1 é quatro vezes maior que para a montagem 2 devido a um maior número de combinações de largura do conjunto de aletas ($nc_{wm} = 3$) e ainda, na montagem 2 a condição de menor resistência térmica do conjunto (θ_T) é aproximadamente o dobro em comparação aos resultados de menor resistência térmica da montagem 1. Inversamente, a condição menor peso na montagem 2 apresenta aproximadamente metade do peso em comparação aos resultados na montagem 1.

A montagem 2 permite velocidades médias U de 10,0 m/s na entrada do duto e um importante fenômeno pode ocorrer devido a essas velocidades relativamente altas na região do conjunto de aletas é o ruído. Assim, o engenheiro além de considerar aspectos econômicos e de manufaturabilidade, deve considerar o ruído causado pelo escoamento fluido no sistema.

Finalmente, vale considerar os aspectos do balanço de energia do sistema. A Fig.7.7 apresenta a curva de carga do ventilador e curva de potência hidráulica calculada da seguinte forma:

$$P_h(Q) = \Delta P_o(Q) \cdot Q \quad (7.35)$$

onde $\Delta P_o(Q)$ é a expressão da curva de carga definida nos dados do problema.

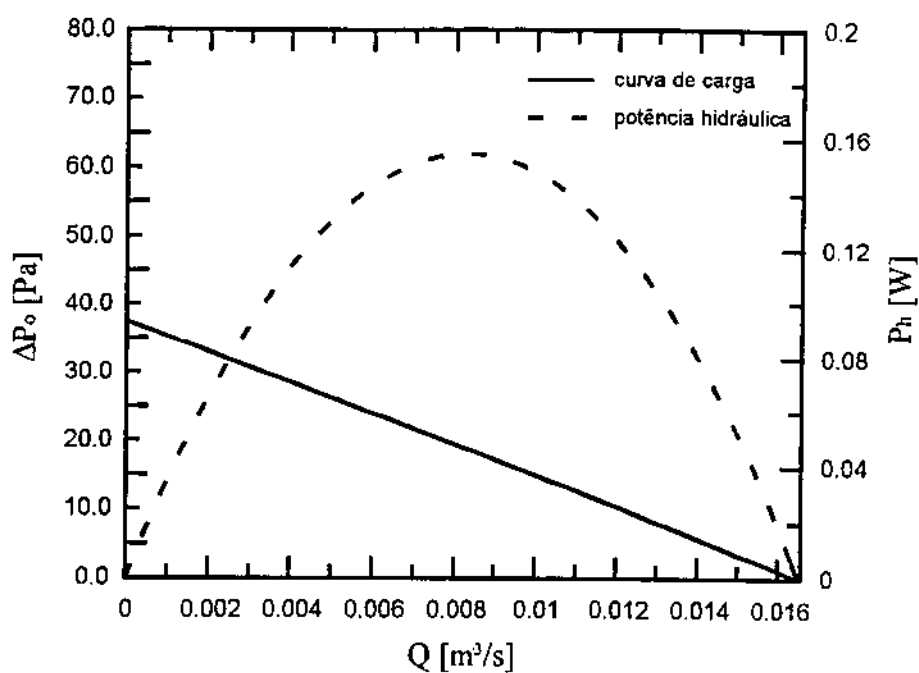


Fig.7.7 - Curvas de aumento de pressão e potência hidráulica do ventilador considerado

Considerando a taxa de calor ($\dot{q} = 15 \text{ W}$) que deve ser removido e a potência hidráulica máxima disponível do ventilador ($P_h \approx 0,16 \text{ W}$) e desconsiderando o rendimento global do ventilador, em termos energéticos é removida aproximadamente 90 vezes mais energia do que se consome para acionar o ventilador.

Capítulo 8

Conclusões e sugestões para próximos trabalhos

Em resumo, podem ser feitas as seguintes observações quanto aos resultados apresentados no capítulo 6:

- houve uma boa concordância dos valores previstos com as medidas experimentais para as três as configurações de desvio estudadas por Butterbaug & Kang (1995), sendo que a maior discrepância dos dados ocorreu para a velocidade de aproximação $U = 1,0$ m/s;
- tal discrepância foi associada à maior participação de outras formas de transferência de calor como a radiação e a condução pela base do sistema e, também, a uma maior influência do efeito de empuxo do fluido quente (convecção natural) entre as aletas. Esta participação diminuiu rapidamente com o aumento da velocidade de aproximação;
- quando comparados os resultados de ambos os modelos, verificou-se uma boa concordância quando as regiões de desvio são pequenas;
- o modelo do coeficiente médio de arrasto é bidimensional e não prevê a fuga de fluido para a região de desvio de topo;
- para uma mesma velocidade de aproximação, a participação da vazão de fuga é maior quando a região de desvio de topo é grande;
- em comparação com as medidas experimentais de Biber & Belady (1997), houve uma excelente concordância com os pontos previstos pelo modelo do circuito equivalente de resistências;

O modelo do circuito equivalente de resistências discutido no item 3.1 foi aquele que levou aos melhores resultados para ambos os conjuntos de dados experimentais considerados:

- para um mesmo conjunto de aletas e várias configurações das regiões de desvio como estudado por Butterbaugh & Kang (1995);
- para uma determinada configuração das regiões de desvio e várias geometrias do conjunto de aletas, como estudado por Biber & Belady (1997).

O esquema paramétrico de otimização apresentado no capítulo 7 fornece não apenas as condições ótimas de mínima resistência térmica e de mínima massa do dissipador de calor mais várias possibilidades de projeto. Na condição de mínima resistência térmica, como visto, a massa do dissipador de calor é relativamente grande enquanto que na condição de mínimo material a velocidade do escoamento é alta provocando ruído intenso. Assim, entre estas duas condições o engenheiro deve escolher aquela geometria do conjunto de aletas e base que melhor atenderá uma condição de resfriamento do componente eletrônico. Vale ainda ressaltar que o esquema de otimização pode ser facilmente modificado para considerar que um único ventilador supra a mesma vazão de fluido para um conjunto de vários sistemas fonte de calor, dissipador de calor e duto retangular idênticos e em paralelo. Neste caso, a vazão total suprida é igual a soma das várias parcelas através dos conjuntos.

Algumas sugestões para um trabalho futuro é melhorar o ajuste das variáveis envolvidas na otimização e a verificação do esquema de otimização através de testes experimentais. Além disso, um outro estudo futuro pode envolver o efeito do deslocamento do conjunto de aletas fora da linha de centro do duto, isto é, quando as regiões de desvio lateral não são iguais. Isso representaria o acréscimo de uma nova variável e uma nova equação no modelo do circuito equivalente de resistências, além dos cálculos independentes dos diâmetros hidráulicos, razões de aspecto, e outras variáveis geométricas para cada região de desvio lateral.

Referências bibliográficas

- BAR-COHEN, A., JELINEK, M. Optimum of longitudinal, rectangular fins in convective heat transfer. *Heat Transfer Engineering*, v.6, n.3, p.68-78, 1985.
- BUTTERBAUGH, M.A., KANG, S.S. Effect of airflow bypass on the performance of heat sinks in electronic cooling. *ASME Advances in Electronic Packaging*, EEP-v.10-2, p.843-848, 1995.
- BHATTI, M.S., SHAH R.K. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. In: KAKAÇ, S., SHAH, R.K., AUNG, W. *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. New York: John Wiley, 1987.
- BIBER, C.R., BELADY, C.L. Pressure drop prediction for heat sinks: what is the best method? *ASME Advances in Electronic Packaging*, EEP-v.19-2, p.1829-1835, 1997.
- BURDEN, R.L., FAIRES, J.D. *Numerical analysis*. 4.ed. Boston: PWS-KENT Publishing Company, 1989. Cap. 10: Numerical solutions of nonlinear systems of equations. p.527-558.
- FOX, R.W., MacDONALD, A.T. *Introduction to Fluid Mechanics*. 4.ed. New York: John Wiley & Sons, 1994. Cap. 9: External incompressible viscous flow. p.415-421.
- GOLDBERG, N. Narrow channel forced air heat sink. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, v.CHMT-7, n.1, p.154-159, march 1984.

- HINGORANI, S., FAHRNER, C.J., MACKOWSKI, D.W., GOODLING J.S., JAEGER, R.C. Optimal sizing of planar thermal spreaders. *Journal of Heat Transfer*, v.116, may 1994.
- HINGORANI, S.K., PESSONEY, C.A., KNIGHT, R.W., GOODLING, J.S. Optimal sizing of planar spreaders with finned heat sinks. *ASME Advances in Electronic Packaging*, EEP-v.4-2, p.879-885, 1993.
- HOERNER, S.F. *Aerodynamic drag*. Dayton: Published By The Author, Printed by The Otterbein Press, 1951. Cap. III: Pressure drag. p.16-41.
- INCROPERA, F.P., DeWITT, D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4.ed. New York: John Wiley & Sons, 1996.
- JONES, O. C., JR. An improvement in the calculation of turbulent friction in rectangular ducts. *Journal of Fluids Engineering*. v.98, p.173-181, jun. 1976.
- KADDAMI, V., ABUAF, N. Axisymmetric and three-dimensional chip-spreader calculations. *National Heat Transfer Conference, AIChE Symposium*. Serie n.225, v.79, p.1490-1497, 1983.
- KAYS, W. M. Loss coefficients for abrupt changes in flow cross section with low Reynolds number flow in single and multiple-tube systems. *Transactions of the ASME*. Stanford, p.1067-1074, nov. 1950.
- KAYS, W. M., LONDON, A.L. *Compact Heat Exchangers*. 3.ed. New York: MacGraw Hill, 1984. Cap. 6: Analytic solutions for flow in tubes. p.115-121.
- KAYS, W.M., PERKINS, H. C. Forced convection, internal flow in ducts. In: ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P., GANIC, E.N. *Handbook of Heat Transfer; Fundamentals*, 2.ed. New York: Mac-Graw Hill, 1985.
- KNIGHT, R.W., GOODLING, J.S., HALL, D.J. Optimal thermal design of forced convection heat sinks - analytical. *Journal of Electronic Packaging*, v.113, p.313-321, sept. 1991.

- KNIGHT, R.W., HALL, D. J., GOODLING, J. S., JAEGER, R.C. Heat sink optimization with application to microchannels. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, v.15, n.5, oct. 1992a.
- KNIGHT, R.W., GOODLING, J.S., GROSS, E. Optimal thermal design of air cooled forced convection finned heat sinks - experimental verification. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, v.15, n.5, p.754-760, 1992b.
- LEE, S. Optimum design and selection of heat sinks. *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology*. Part A, v.18, n.4, dec. 1995.
- LEE, S., SONG, V.A.S., MORAN, K.P. Constriction/spreading resistance model for electronics packaging. *ASME/JSME Thermal Engineering Conference*. v.4, 1995.
- NELSON, D.J., SAYERS, W.A. A comparison of two-dimensional, axisymmetric and three-dimensional spreading resistances. *Proceedings of the 8th Annual IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurement Symposium*, p.62-68, 1992.
- PHILLIPS, R.J. Microchannel heat sinks. In: *Advances in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems*. A. Bar-Cohen e A.D. Kraus, eds. New York: ASME, v.2, 1990. p.109-184.
- SAM, R.G., LESSMANN, TEST, F.L. An experimental study of flow over a rectangular body. *Journal of Fluids Engineering*, v.101, p.443-448, dec. 1979.
- SHAH, R.K., LONDON, A.L. *Laminar flow forced convection in ducts*. New York: Academic Press, 1978. Cap. 5-7. p.78-222. (Advances in heat transfer, suppl.1)
- SHAH, R.K., BHATTI, M.S. Laminar convective heat transfer in ducts. In: KAKAÇ, S., SHAH, R.K., AUNG, W. *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. New York: John Wiley, 1987.
- SONG, V.A.S., LEE, S. Closed-form equation for thermal constriction/spreading resistance with resistance boundary condition. *International Electronics Packaging Conference*, Atlanta, Georgia, p.111-121, 1994.

- SONG S., LEE, S., AU, V. Closed-form equation for thermal constriction/spreading resistances with variable resistance boundary condition. *Proceedings of the 1994 Internacional Electronics Packaging Conference*,
- TUCKERMAN, D.B., PEASE, R.F.W. High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, v.EDL-2, n.5, p.126-129, may 1981.
- WIRTZ, R.A., CHEN, W. ZHOU, R. Effect of flow bypass on the performance of longitudinal fin heat sinks. *Transactions of the ASME*, v.116, p.206-211, sept. 1994.

Bibliografia

- ABUDAYYEH, S.H., ALMASRI, R., GHAZI, H.S. Heat transfer and pressure drop from offset fins. *Advances in Electronic Packaging*, ASME, EEP-v.4.2, p.659-663, 1993.
- BARRET, A.V., OBINELO, I.Z. Characterization of longitudinal heat sink thermal performance and flow bypass effects through CFD methods. *Proceedings of the 13th Annual IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurement Symposium*, p.158-164, 1997.
- BEJAN, A., MOREGA, A.M. Optimal arrays of pin fins and plate fins in laminar forced convection. *Journal of Heat Transfer*, v.115, p.75-81, feb. 1993.
- CHAPMAN, L. C., LEE, S., SCHMIDT, B.L. Thermal performance of an elliptical pin fin heat sink. *Proceedings of the 10th Annual IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurement Symposium*, p.24-31, 1994.
- GAVALI, S., PATANKAR, S.V., KARKI, K. C., MIURA, K. Effect of heat sink on forced convection cooling of electronic components: a numerical study. *ASME Advances in Electronic Packaging*, EEP-v.4-2, p.801-807, 1993.
- GOODLING, J. Microchannel heat exchangers - a review. *Proceedings of SFIE*, v.1997, p.66-82, 1993.
- KADLE, D.S., SPARROW, E.M. Numerical and experimental study of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal fin arrays. *Transactions of the ASME*, v.108, p.16-23, feb. 1986.

- KROMANN, G.B. Thermal Modeling and experimental characterization of the C4/surface-mount-array interconnect technologies. *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology - Part A*, v.18, n.1, p.87-93, march 1995.
- LAU, K.S., MAHAJAN, R.L. Convective heat transfer from longitudinal fin arrays in the entry region of turbulent flow. *Journal of Electronic Packaging*, v.111, p.213-219, sept. 1989a.
- LAU, K.S., MAHAJAN, R.L. Effects of tip clearance and fin density on the performance of heat sinks for VLSI packages. *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology*, v.12, n.4, p.757-765, 1989b.
- LEE, R.S., HUANG, H.C., CHEN, W.Y. A thermal characteristic study of extruded-type heat sinks in considering air flow bypass phenomenon. *Proceedings of the 6th Annual IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurement Symposium*, p.95-102, 1990.
- MANSINGH, V., HASSUR, K. Thermal analysis and optimization of a pin grid array package. *International Journal of Microelectronic Packaging*, v.1, p.63-69, 1995.
- SASAKI, S., KISHIMOTO, T. Optimal structure for microgrooved cooling fin for high-power LSI devices. *Electronic Letters*, v.22, n.25, p. 1332-1334, dec. 1986.
- SASAO, K., HONMA, M., NISHIIHAHA, A. Numerical analysis for fluid flow and heat transfer with plate-fin type heat sinks. *ASME Advances ins Electronic Packaging*, EEP-v.19, n.2, p.1813-1819, 1997.
- TACHIBANA, M., IEMOTO, Y. Steady laminar flow in the inlet region of rectangular ducts. *Bulletin of the JSME*, v.24, n.193, p.1151-1158, july 1981.
- YUAN, T.D. Computational modeling of flow bypass effects on straight fin heat sink in rectangular duct. *Proceedings of the 12th Annual IEEE Semiconductor Thermal and Temperature Measurement Symposium*, p.164-168, 1996.

Apêndice

A	Programa computacional Butter	138
B	Programa computacional Serilee	159
C	Programa computacional Butterhin	167

A. Programa computacional Butter

```

C*
C*      PROGRAM BUTTER
C*
C*****
C*      PROGRAMA QUE UTILIZA O MODELO APRESENTADO POR BATTERBAUG & KANG (1995) *
C*      PARA RESOLVER O PROBLEMA DO DESVIO DE FLUIDO POR UM CONJUNTO DE ALETAS LONGI- *
C*      TUDINAIS E RETANGULARES NUM DUTO DE SECAO RETANGULAR. *
C*****
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      INTEGER NE,I,II,K,J,NV,NC,NCF,NFIN(21),NF,IN,IO,ID,IV,IT,
C*      NFOPT,NCOPT
C*      REAL X(21),UM(10),HI(31),WI(31),U,W,H,WM,HF,S,NI,TOL,
C*      TETA,UOPT,TETAOPT,AR,UF,DHH
C*
C*      IN=5
C*      IO=6
C*      ID=7
C*      IV=8
C*      IT=9
C*      OPEN(IN,FILE='BIBERA.DAT')
C*      OPEN(IO,FILE='OUTDAT.DAT')
C*      OPEN(ID,FILE='DATA.DAT')
C*      OPEN(IV,FILE='CHECK.DAT')
C*      OPEN(IT,FILE='THERM.DAT')
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS *
C*****
C*
C*      CALL INPUT(NV,NC,NCF,NFIN,UM,HI,WI,TOL)
C*
C*
C*****
C*      SOLUCAO DO CONJUNTO DE VELOCIDADES VERSUS LARGURA E ALTURA DO CANAL *
C*****
C*
C*      TETAOPT=1.0E5
C*      WRITE(ID,86)
C*      WRITE(IT,72)
C*
C*      DO 93 K=1,NV
C*          U=UM(K)
C*
C*      DO 101 II=1,NCF
C*          NF=NFIN(II)
C*          WRITE(IO,89)NF
C*
C*      DO 91 J=1,NC
C*          H=HI(J)
C*          W=WI(J)
C*          WRITE(IO,85)J
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA DE CALCULO DOS PARAMETROS GEOMETRICOS *
C*****
C*
C*      CALL GEOMTR()
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA HIDRODINAMICO *
C*****
C*
C*      CALL HYDRO(X,TOL)
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA TERMICO *
C*****
C*
C*      VELOCIDADE MEDIA PARA O CALCULO DO NUMERO DE NUSSELT
C*

```

```

      UF=X(1)
C*
      CALL THERM(UF,TETA)
C*
C*   DETERMINACAO DA MELHOR CONDICAO PARA A MENOR RESISTENCIA TERMICA
C*
      IF (TETA.LT.TETAOPT) THEN
        NFOPT=NF
        UOPT=U
        NCOPT=J
        TETAOPT=TETA
      ENDIF
C*
C*****
C*   IMPRESSAO DOS RESULTADOS
C*****
C*
      WRITE(IO,90)U
      DO 97 I=1,NE-1
97      WRITE(IO,99)I,X(I)
      WRITE(IO,96)NE,X(NE+1)
      WRITE(ID,88)NF,H-HF,W-WM,U,X(1),X(NE+1),X(1)*DHH/NI,
      *      HF*WM/(W*H),S/HF,TETA
C*
      WRITE(IO,73)TETA
C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA DE VERIFICACAO
C*****
C*
      CALL CHECK(J,X)
C*
91      CONTINUE
101     CONTINUE
      WRITE(ID,76)
      WRITE(IT,76)
93      CONTINUE
C*
C*   IMPRESSAO DA CONDICAO OTIMA
C*
      WRITE(IO,74)
      WRITE(IO,75)NFOPT,UOPT,NCOPT,TETAOPT
C*
90      FORMAT(' U = ',F5.3/)
99      FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' m/s')
96      FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' Pa')
89      FORMAT('////' APRESENTACAO DOS RESULTADOS PARA NF =',I3)
86      FORMAT('////'NF ', ' HB [m] ', ' WB [m] ', 'U [m/s] ',
      *      'UF [m/s] ', ' DPT [Pa] ', ' RE ', ' AHS/ADUCT',
      *      ' AR ', ' TETA [C/W]')
88      FORMAT(I2,5F9.5,F8.2,F8.2,F7.2,F8.3)
85      FORMAT(' NUMERO DA COMBINACAO ALTURA X LARGURA DO CANAL ',I3)
73      FORMAT(' TETA = ',F6.3,' C/W')
72      FORMAT(' NF RE PR NUM HTM MDOT AS ',
      *      ' AF HTF NETASF NETAS TETA')
74      FORMAT('////' CONDICAO DE MENOR RESISTENCIA TERMICA')
75      FORMAT(' NUMERO DE ALETAS =',I5/, ' VELOCIDADE = ',F6.4,' [m/s]'/,
      *      ' NUMERO DA COMBINACAO ALTURA X LARGURA DO CANAL =',I5/,
      *      ' RESISTENCIA TERMICA MINIMA = ',F8.4,' [C/W]')
76      FORMAT(')
C*
      STOP
      END
C*
C*****
C*   SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS
C*****
C*
      SUBROUTINE INPUT(NV,NC,NCF,NFIN,UM,HI,WI,TOL)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
      INTEGER NE,N,NF,NV,NC,I,IN,IO,NCF,NFIN(21)
      REAL TOL,UM(10),TF,WM,HF,LF,RHO,NI,S,HB,WB,HI(31),WI(31),
      *      KF,CP,KM
C*
      READ(IN,*)NV
      WRITE(IO,13)
      DO 11 I=1,NV
        READ(IN,*)UM(I)

```

```

11  WRITE(IO,15)UM(I)
    WRITE(IO,22)
    READ(IN,*)RHO,NI,KF,CP,KM
    WRITE(IO,23)RHO,NI,KF,CP,KM
    WRITE(IO,18)
    READ(IN,*)WM,HF,LF,TF
    WRITE(IO,8)
    WRITE(IO,20)WM,HF,LF,TF
    READ(IN,*)NC
    WRITE(IO,16)NC
    DO 17 I=1,NC
        READ(IN,*)HB,WB
        HI(I)=HB+HF
        WI(I)=WB+WM
17  WRITE(IO,19)I,HB,WB
    READ(IN,*)NCF
    WRITE(IO,24)
    READ(IN,*)(NFIN(I),I=1,NCF)
    WRITE(IO,26)(NFIN(I),I=1,NCF)
    READ(IN,*)N
    WRITE(IO,9)N
    READ(IN,*)TOL
    WRITE(IO,14)TOL
C*
  9  FORMAT(/' NUMERO MAXIMO DE ITERACOES ',I3 '/')
13  FORMAT(/' CONJUNTO DE VELOCIDADES [m/s]'/)
14  FORMAT(/' TOLERANCIA ',F10.8)
16  FORMAT(/I3,' COMBINACOES DE ALTURA E LARGURA DO CANAL [m]'/)
18  FORMAT(/' CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DO 'HEAT SINK'')
    8  FORMAT(/' WM,HF,LF,TF [m]'/)
22  FORMAT(/' CARACTERISTICAS DO FLUIDO E MATERIAL DAS ALETAS'/)
23  FORMAT(/' RHO =',F6.3,' [kg/m3]    NI =',E10.4,' [m2/s]    KF =',
*      E10.4,' [W/mK] ',/,', CP =',E10.4,' [J/KgK] KM =',F6.2,
*      ' [W/mK] '/)
15  FORMAT(F5.2)
19  FORMAT(I3,2F8.6)
20  FORMAT(5F8.5)
24  FORMAT(/' CONJUNTO DE NUMEROS DE ALETAS '/)
26  FORMAT(20I4)
C*
    RETURN
    END
C*
C*****
C*  SUBROTINA PARA O CALCULO DOS PARAMETROS GEOMETRICOS
C*****
C*
SUBROUTINE GEOMTR()
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
INTEGER NF
REAL TF,WM,W,HF,H,LF,S,AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,DHL,DHT,DHH,
*      DHLK,PL,PT,ASF,AF
C*
CALCULO DA GEOMETRICA PARA AS CONDICICOES SEM AREAS DE DESVIO OU
C*  OU APENAS DESVIO DE FLUIDO PELA REGIAO DE TOPO
C*
IF(W.EQ.WM)THEN
C*
CALCULO DO ESPACAMENTO ENTRE AS ALETAS
C*
  S=(WM-NF*TF)/(NF+1)
C*
SEM DESVIO DE FLUIDO
C*
  IF(H.EQ.HF)THEN
C*
CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS SEM DESVIO
C*
  DHH=4.0*S*HF/(2.0*(HF+S))
C*
AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*  AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SEM DESVIO DE FLUIDO
C*
  ASF=(2.0*HF*NF+S*(NF+1))*LF
  AF=(2.0*HF*NF)*LF
C*
SOMENTE DESVIO DE TOPO

```

```

C*
C*      ELSE
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*      AT=WM*(H-HF)
C*      PT=WM+2.0*(H-HF)+NF*TF
C*      DHT=4.0*AT/PT
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*      DHH=4.0*S*HF/(2.0*HF+S)
C*
C*      AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*      AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SOMENTE DESVIO DE TOPO DE FLUIDO
C*
C*      ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF+1))*LF
C*      AF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*LF
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS DA REGIAO DE
C*      ESCAPE DE FLUIDO
C*
C*      DHLK=2.0*S
C*
C*      CALCULO DA AREA DE ESCAPE DE FLUIDO PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*      ALK=LF*S*(NF+1)
C*
C*      ENDIF
C*      ELSE
C*
C*      CALCULO DO ESPACAMENTO ENTRE AS ALETAS
C*
C*      S=(WM-NF*TF)/(NF-1)
C*
C*      IF(H.EQ.HF)THEN
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DA REGIAO DE DESVIO LATERAL
C*
C*      AL=HF*(W-WM)
C*      PL=2.0*((W-WM)+2.0*HF)
C*      DHL=4.0*AL/PL
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*      DHH=4.0*S*HF/(2.0*(HF+S))
C*
C*      AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*      AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SOMENTE DESVIO LATERAL DE FLUIDO
C*
C*      ASF=(2.0*HF*Nf+S*(NF-1))*LF
C*      AF=(2.0*HF*NF)*LF
C*
C*      ELSE
C*
C*      CALCULO DOS DIAMETROS HIDRAULICOS DAS REGIOS DE DESVIO
C*
C*      AL=0.50*(H+HF)*(W-WM)
C*      AT=0.50*(W+WM)*(H-HF)
C*      PL=2.0*(H+0.50*(W-WM)+HF)
C*      PT=W+NF*TF
C*      DHL=4.0*AL/PL
C*      DHT=4.0*AT/PT
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*      DHH=4.0*S*HF/(2.0*HF+S)
C*
C*      AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*      AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA DESVIO DE TOPO E LATERAL DE FLUIDO
C*
C*      ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF-1))*LF
C*      AF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*LF
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS DA REGIAO DE
C*      ESCAPE DE FLUIDO
C*
C*      DHLK=2.0*S
C*
C*      CALCULO DA AREA DE ESCAPE DE FLUIDO PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*

```

```

      ALK=LF*S*(NF-1)
C*
      ENDIF
      ENDIF
C*
C*  CALCULO DAS AREAS FROTA DO CONJUNTO DE DAS ALETAS E DOS CANAIS ENTRE AS
C*  ALETAS
C*
      A=W*H
      AS=WM*HF
      AH=HF*(WM-NF*TF)
C*
C*  CALCULO DAS RAZOES DE ASPECTO E PHIS
C*
C*  CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
      IF (HF.GE.S) THEN
        AR=S/HF
      ELSE
        AR=HF/S
      ENDIF
      PHIH=2.0/3.0+11.0*AR*(2.0-AR)/24.0
C*
C*  CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO PARA A REGIAO DE DESVIO LATERAL
C*
C*
      IF (W.NE.WM) THEN
        IF ((0.50*(H+HF)).GE.(0.50*(W-WM))) THEN
          ARL=(0.50*(W-WM))/(0.50*(H+HF))
        ELSE
          ARL=(0.50*(H+HF))/(0.50*(W-WM))
        ENDIF
        PHIL=2.0/3.0+11.0*ARL*(2.0-ARL)/24.0
      ENDIF
C*
C*  CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*
      IF (H.NE.HF) THEN
        IF ((0.50*(W+WM)).GE.(H-HF)) THEN
          ART=(H-HF)/(0.50*(W+WM))
        ELSE
          ART=(0.50*(W+WM))/(H-HF)
        ENDIF
        PHIT=2.0/3.0+11.0*ART*(2.0-ART)/24.0
C*
C*  CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO DOS CANAIS PARA A REGIAO DE FUGA DE FLUIDO
C*
      ARLK=S/LF
      PHILK=2.0/3.0+11.0*ARLK*(2.0-ARLK)/24.0
C*
      ENDIF
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*  SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA FLUIDO-DINAMICO
C*****
C*
      SUBROUTINE HYDRO(X,TOL)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
      *          PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
      INTEGER J,NE,NF
      REAL X(21),XX(21),H,W,WM,HF,TF,RHO,U,TOL
C*
C*
      IF (H.EQ.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
        NE=2
      ENDIF
C*
      IF (H.EQ.HF.AND.W.NE.WM) THEN
        NE=4
      ENDIF
C*
      IF (H.NE.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
        NE=4
      ENDIF
C*

```

```

IF (H.NE.HF.AND.W.NE.WM) THEN
  NE=5
ENDIF

C*
C*****
C*   *CHUTE* INICIAL DAS VELOCIDADES E DA QUEDA DE PRESSAO BASEADOS NA CONDICAO EM *
C*   QUE E DESPREZADA A FUGA DE FLUIDO DA REGIAO ENTRE AS ALETAS PARA A REGIAO DE *
C*   DESVIO DE TOPO
C*****
C*
DO 92 J=1,NE-1
92  XX(J)=2*U
  XX(NE)=3*(0.5*RHO*U**2)
C*
IF (H.NE.HF.AND.NE.EQ.4) THEN
C*
  CALL NEWTONS (TOL,XX)
C*
  NE=10
C*
  X(1)=XX(1)
  X(2)=XX(1)
  X(3)=XX(1)
  X(4)=XX(2)
  X(5)=XX(2)
  X(6)=XX(3)
  X(7)=XX(3)
  X(8)=XX(3)
  X(9)=0.10*XX(1)
  X(10)=XX(4)
C*
  CALL STEEPD(TOL,X)
C*
C*****
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR
C*****
C*
  X(NE+1)=X(NE) - (DPHS(X(4)) +DPHB(X(5)))
C*
ELSE
C*
  IF (H.NE.HF.AND.NE.EQ.5) THEN
C*
    CALL NEWTONS (TOL,XX)
C*
    NE=11
C*
    X(1)=XX(1)
    X(2)=XX(1)
    X(3)=XX(1)
    X(4)=XX(2)
    X(5)=XX(2)
    X(6)=XX(3)
    X(7)=XX(3)
    X(8)=XX(3)
    X(9)=XX(4)
    X(10)=0.10*XX(1)
    X(11)=XX(5)
C*
    CALL STEEPD(TOL,X)
C*
C*****
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR
C*****
C*
  X(NE+1)=X(NE) - (DPHS(X(4)) +DPHB(X(5)))
C*
ELSE
C*
  DO 91, I=1,NE-1
91  X(I)=XX(I)
  X(NE)=XX(NE)
C*
  CALL NEWTONS (TOL,X)
C*
  IF (H.EQ.HF.AND.NE.EQ.4) THEN

```

```

C*
C*****
C*      CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR
C*****
C*      X(NE+1)=X(NE)-(DPHS(X(2))+DPHB(X(2)))
C*
C*      ELSE
C*
C*      X(NE+1)=X(NE)
C*
C*      ENDIF
C*
C*      ENDIF
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS NAO-LINEARES UTILIZANDO O METODO DE NEWTON *
C*****
C*      SUBROUTINE NEWTONS(TOL,X)
C*
C*      NE = NUMERO DE EQUACOES DO SISTEMA
C*      N = NUMERO MAXIMO DE ITERACOES PERMITIDO
C*      X = VETOR DE VARIAVEIS INDEPENDENTES (NA SAIDA É A SOLUCAO)
C*      F = VETOR DAS FUNCOES DO SISTEMA
C*      J = MATRIZ QUE REPRESENTA O JACOBIANO DO SISTEMA
C*      Y = VETOR DOS DESVIOS
C*      I,K,KK,SUM = VARIAVEIS AUXILIARES
C*      NORM = NORMA ADOTADA COMO A RAIZ DA SOMA DOS QUADRADOS DAS COMPONENTES
C*              DO VETOR DOS DESVIOS Y
C*      TOL = TOLERANCIA PERMITIDA
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
C*      INTEGER NE,N,I,K
C*      REAL X(21),F(21),J(21,21),S(21,2),TOL,SUM,NORM,DET,NORM0
C*
C*      NORM0=1.0E5
C*      K=1
C*      1 IF(K.GT.N) GO TO 7
C*      WRITE(*,*)K,X(1),X(NE)
C*      CALL FX(X,F)
C*      CALL JX(X,J)
C*      DO 4 I=1,NE
C*      4   S(I,1)=-F(I)
C*      CALL GAUSSJ(J,NE,1,DET,S)
C*      SUM=0.0
C*      DO 5 I=1,NE
C*      5   X(I)=X(I)+S(I,1)
C*      SUM=SUM+S(I,1)*S(I,1)
C*      NORM=SQRT(SUM)
C*      IF(NORM.LT.TOL)GO TO 3
C*      IF(NORM.LE.NORM0)THEN
C*      NORM=NORM
C*      ELSE
C*      CALL STEEPD(TOL,X)
C*      GO TO 3
C*      ENDIF
C*      K=K+1
C*      GO TO 1
C*
C*      7 WRITE(*,8)
C*      8 FORMAT(' ' MAXIMUM NUMBER OF INTERATIONS EXCEEDED ' ')
C*
C*      3 RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS NAO-LINEARES QUE UTILIZA O METODO *
C*      "STEEPEST DESCENT" DE SOLUCAO DE SISTEMAS DE EQUACOES NAO-LINEARES *
C*****
C*      SUBROUTINE STEEPD(TOL,X)
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
C*      INTEGER NE,N,I,L,K

```

```

      REAL X(21),F(21),Z(21),J(21,21),SUM,Z0,ALPHA0,ALPHA1,ALPHA2,
      * ALPHA3,ALPHA4,G0,G1,G2,G3,G4,H1,H2,H3,TOL
C*
      K=1
1 IF(K.GT.N)GO TO 101
      WRITE(*,*)X(1),X(NE),K
      G1=G(X,Z,0.)
      CALL FX(X,F)
      CALL JX(X,J)
      DO 10 L=1,NE
        Z(L)=0.
        DO 10 I=1,NE
          Z(L)=Z(L)+2.0*J(I,L)*F(I)
10 CONTINUE
      SUM=0.
      DO 40 I=1,NE
        SUM=SUM+Z(I)**2
40 Z0=SQRT(SUM)
      IF(Z0.EQ.0.)GO TO 101
      DO 50 I=1,NE
        Z(I)=Z(I)/Z0
50 ALPHA1=0.
      ALPHA3=0.10
      G3=G(X,Z,ALPHA3)
      IF (ABS(G3) .GE. ABS(G1)) THEN
        ALPHA3=0.5*ALPHA3
        G3=G(X,Z,ALPHA3)
        IF (ALPHA3.LT.0.5*TOL)GO TO 101
        GO TO 60
      ENDIF
      ALPHA2=0.5*ALPHA3
      G2=G(X,Z,ALPHA2)
      H1=(G2-G1)/ALPHA2
      H2=(G3-G2)/(ALPHA3-ALPHA2)
      H3=(H2-H1)/ALPHA3
      ALPHA0=0.5*(ALPHA2-H1/H3)
      G0=G(X,Z,ALPHA0)
      IF (G0.LT.G3) THEN
        ALPHA4=ALPHA0
      ELSE
        ALPHA4=ALPHA3
      ENDIF
      G4=G(X,Z,ALPHA4)
      DO 70 I=1,NE
        X(I)=X(I)-ALPHA4*Z(I)
70 IF (ABS(G4-G1) .LT. TOL)GO TO 101
      K=K+1
      GO TO 1
C*
101 RETURN
      END
C*
C*****
C* FUNCAO PARA O CALCULO DA VARIÁVEL G(X)
C*****
C*
      REAL FUNCTION G(X,Z,ALPHA)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
      INTEGER NE,I
      REAL X(21),XX(21),F(21),Z(21),ALPHA
C*
      DO 10 I=1,NE
10 XX(I)=X(I)-ALPHA*Z(I)
C*
      CALL FX(XX,F)
C*
      G=0.
      DO 20 I=1,NE
20 G=G+(F(I))**2
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS LINEARES QUE UTILIZA O METODO DE GAUSS-
C* JORDAN
C*****
C*
      SUBROUTINE GAUSSJ(A,N,NSOL,DET,X)

```

```

C*
C  SIMULTANEOUS SISTEMS OF LINEAR EQUATIONS SOLVER
C  GAUSS-JORDAN METHOD WITH FULL CONDENSATION OF PIVOT
C  A = INPUT ARGUMENTED MATRIX ** DESTROYED **
C  X = INPUT CONSTANT VECTORS AND OUTPUT SOLUTION VECTORS
C  N = ORDER OF COEFFICIENT MATRIX
C  NSOL = NUMBER OF CONSTANT VECTORS
C  DET = DETERMINANT OF COEFFICIENT MATRIX
C*
INTEGER N,NSOL,MM,NN,J,KT,K,I,KK,KONT,JJ
REAL A(21,21),X(21,2),DET,SIGN,AMAX,ABPIV,DIV,SS

C*
MM=N+NSOL
SS=1.0
DET=1.0
NN=N-1
DO 14 J=1,NSOL
  KT=N+J
  DO 16 I=1,N
16    A(I,KT)=X(I,J)
14 CONTINUE
  DO 8 K=1,NN
    AMAX=0.0
    DO 2 I=K,N
      SIGN=A(I,K)
      ABPIV=ABS(SIGN)
      IF(ABPIV-AMAX)2,2,1
1      AMAX=ABPIV
      DIV=SIGN
      IMAX=I
2    CONTINUE
      IF(AMAX)3,3,4
3    DET=0.0
      WRITE(*,17)
      RETURN
4    IF(IMAX-K)5,7,5
5    DO 6,J=K,MM
      AMAX=A(IMAX,J)
      A(IMAX,J)=A(K,J)
      A(K,J)=AMAX
6    CONTINUE
      SS=-SS
7    KK=K+1
      DO 8 I=KK,N
      AMAX=A(I,K)/DIV
      DO 8 J=KK,MM
      A(I,J)=A(I,J)-AMAX*A(K,J)
8    CONTINUE
      DO 9 I=1,N
      DET=DET*A(I,I)
9    CONTINUE
      DET=DET*SS
      DO 13 K=1,NSOL
      JJ=N
      KONT=N+K
      DO 12 J=1,N
      KT=N-J+1
      X(KT,K)=A(JJ,KONT)/A(JJ,JJ)
      KK=N-J
      IF(KK)12,12,10
10     DO 11 I=J,NN
      A(KK,KONT)=A(KK,KONT)-X(KT,K)*A(KK,JJ)
      KK=KK-1
11    CONTINUE
      JJ=JJ-1
12    CONTINUE
13    CONTINUE
C*
17 FORMAT(' SMALL PIVOT - MATRIX MAY BE SINGULAR ' / )
C*
15 RETURN
END

C*
C*****
C* SUBROTINA PARA O CALCULO DO JACOBIANO DO SISTEMA
C*****
C*
C* SUBROUTINE JK(X,J)
C*
C* DELTA = VARIACAO ADOTADA PARA O CALCULO DAS DERIVADAS
C* FSUP,FINF = VALOR SUPERIOR E INFERIOR DA FUNCAO RESPECTIVAMENTE

```

```

C*          PARA O CALCULO DA DERIVADA
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
C*      INTEGER NE,I,K
C*      REAL X(21),J(21,21),F(21)
C*      REAL DELTA,FSUP,FINF
C*
C*      DELTA=1.0E-5
C*
C*      DO 32 I=1,NE
C*        DO 34 K=1,NE
C*
C*          X(K)=X(K)+DELTA
C*          CALL FX(X,F)
C*          FSUP=F(I)
C*
C*          X(K)=X(K)-DELTA
C*          CALL FX(X,F)
C*          FINF=F(I)
C*
C*      34      J(I,K)=(FSUP-FINF)/DELTA
C*      32 CONTINUE
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*      *****
C*      SUBROTINA PARA CHAVEAMENTO FUNCOES F(X)
C*      *****
C*
C*      SUBROUTINE FX(X,F)
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
C*      INTEGER NE
C*      REAL X(21),F(21),W,WM,H,HF
C*
C*      IF(NE.EQ.2)THEN
C*        CALL FX1(X,F)
C*      ENDIF
C*      IF(NE.EQ.4.AND.H.EQ.HF)THEN
C*        CALL FX2(X,F)
C*      ENDIF
C*      IF(NE.EQ.4.AND.W.EQ.WM)THEN
C*        CALL FX31(X,F)
C*      ENDIF
C*      IF(NE.EQ.10)THEN
C*        CALL FX32(X,F)
C*      ENDIF
C*      IF(NE.EQ.5)THEN
C*        CALL FX41(X,F)
C*      ENDIF
C*      IF(NE.EQ.11)THEN
C*        CALL FX42(X,F)
C*      ENDIF
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*      *****
C*      SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO NAO HOUVER DESVIO PELAS ALETAS
C*      *****
C*
C*      SUBROUTINE FX1(X,F)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      *      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL X(21),F(21),U,A,AH
C*
C*      NOME DAS VARIAVEIS
C*
C*      X(1) = UH (VELOCIDADE MEDIA NO INTERIOR DOS CANAIS)
C*      X(2) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C*      F(1)=-DPHI(X(1))-DPHF(X(1))-DPHE(X(1))+X(2)
C*      F(2)=+A*U-AH*X(1)
C*
C*

```

```

RETURN
END

C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER SOMENTE DESVIO LATERAL PELAS ALETAS *
C*****
C*
C* SUBROUTINE FX2(X,F)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AL
C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UH (VELOCIDADE MEDIA NO INTERIOR DOS CANAIS)
C* X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA ANTES/APOS OS CANAIS)
C* X(3) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
C* X(4) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C* F(1)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(4)
F(2)=+DPHS(X(2))+DPLI(X(3))+DPLF(X(3))+DPLE(X(3))+
* DPHB(X(2))-X(4)
F(3)=+A*U-AS*X(2)-AL*X(3)
F(4)=+AS*X(2)-AH*X(1)
C*
C* RETURN
END

C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER SOMENTE DESVIO DE TOPO PELAS ALETAS *
C*****
C*
C* SUBROUTINE FX31(X,F)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* INTEGER NF
REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AT
C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA DOS CANAIS)
C* X(3) = UT (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(4) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C* F(1)=+DPHS(X(2))+DPTI(X(3))+DPTE(X(3))+DPHB(X(2))-X(4)
F(2)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(4)
F(3)=+A*U-AS*X(2)-AT*X(3)
F(4)=+AS*X(2)-AH*X(1)
C*
C* RETURN
END

C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER SOMENTE DESVIO DE TOPO PELAS ALETAS *
C*****
C*
C* SUBROUTINE FX32(X,F)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,ALK,AT,PESO1,PESO4
C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHI (VELOCIDADE MEDIA NA ENTRADA DOS CANAIS)
C* X(3) = UHE (VELOCIDADE MEDIA NA SAIDA DOS CANAIS)
C* X(4) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE APROXIMACAO DOS CANAIS)
C* X(5) = UHB (VELOCIDADE MEDIA APOS A SAIDA DOS CANAIS)
C* X(6) = UTI (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(7) = UTE (VELOCIDADE MEDIA DE SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(8) = UTF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)

```

```

C* X(9) = ULK (VELOCIDADE MEDIA DE FUGA DA REGIAO DAS ALETAS PARA A REGIAO
C* DE DESVIO DE TOPO)
C* X(10) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C* PESO1=0.50*X(2)/X(1)
C*
C* PESO4=0.50*X(7)/X(8)
C*
C* F(1)=+DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(10)
C* F(2)=+DPHI(X(2))+PESO1*DPHF(X(1))+DPLK(X(9))+PESO4*DPTF(X(8))+
C* DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(10)
C* F(3)=+DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))-X(10)
C* F(4)=+A*U-AT*X(6)-AS*X(4)
C* F(5)=+AT*X(6)+ALK*X(9)-AT*X(7)
C* F(6)=+AS*X(5)+AT*X(7)-A*U
C* F(7)=+0.50*(X(2)/X(1)+X(3)/X(1))-1.0
C* F(8)=+0.50*(X(6)/X(8)+X(7)/X(8))-1.0
C* F(9)=+AS*X(4)-AH*X(2)
C* F(10)=+AH*X(3)-AS*X(5)
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER DESVIO DE TOPO E LATERAL PELAS ALETAS *
C*****
C*
C* SUBROUTINE FX41(X,F)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* INTEGER NF
C* REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AL,AT
C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA DOS CANAIS)
C* X(3) = UT (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(4) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
C* X(5) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C* F(1)=+DPHS(X(2))+DPTI(X(3))+DPTE(X(3))+DPHB(X(2))-X(5)
C* F(2)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(5)
C* F(3)=+DPHS(X(2))+DPLI(X(4))+DPLE(X(4))+DPHB(X(2))-X(5)
C* F(4)=+A*U-AS*X(2)-AT*X(3)-AL*X(4)
C* F(5)=+AS*X(2)-AH*X(1)
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER DESVIO DE TOPO E LATERAL PELAS ALETAS *
C*****
C*
C* SUBROUTINE FX42(X,F)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,ALK,AL,AT,PESO1,PESO4
C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DOS CANAIS)
C* X(2) = UHI (VELOCIDADE MEDIA NA ENTRADA DOS CANAIS)
C* X(3) = UHE (VELOCIDADE MEDIA NA SAIDA DOS CANAIS)
C* X(4) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE APROXIMACAO DOS CANAIS)
C* X(5) = UHB (VELOCIDADE MEDIA APOS A SAIDA DOS CANAIS)
C* X(6) = UTI (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(7) = UTE (VELOCIDADE MEDIA DE SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(8) = UTF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(9) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
C* X(10) = ULK (VELOCIDADE MEDIA DE FUGA DA REGIAO DAS ALETAS PARA A REGIAO
C* DE DESVIO DE TOPO)
C* X(11) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
C* PESO1=0.50*X(2)/X(1)

```

```

C* PESO4=0.50*X(7)/X(8)
C*
F(1)=+DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(11)
F(2)=+DPHI(X(2))+PESO1*DPHF(X(1))+DPLK(X(10))+PESO4*DPTF(X(8))+
* DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(11)
F(3)=+DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))-X(11)
F(4)=+DPHS(X(4))+DPLI(X(9))+DPLF(X(9))+DPLE(X(9))+DPHB(X(5))-X(11)
F(5)=+A*U-AL*X(9)-AS*X(4)-AT*X(6)
F(6)=+AT*X(6)+ALK*X(10)-AT*X(7)
F(7)=+AS*X(5)+AT*X(7)+AL*X(9)-A*U
F(8)=+0.50*(X(2)/X(1)+X(3)/X(1))-1.0
F(9)=+0.50*(X(6)/X(8)+X(7)/X(8))-1.0
F(10)=+AS*X(4)-AH*X(2)
F(11)=+AH*X(3)-AS*X(5)
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* FUNCOES QUE REPRESENTAM AS CORRELACOES PARA AS PERDAS DE PRESSAO *
C*****
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A ESTAGNACAO DO *
C* FLUIDO NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPHS(UHS)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
REAL UHS,U,RHO,W,WM,H,HF,CM
C*
CM=0.80*(1-((WM*HF)/(W*H))**6)
C*
DPHS=CM*0.50*RHO*(U**2-UHS**2)
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A REGIAO DE ESTEIRA *
C* NA SAIDA DOS CANAIS *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPHB(UHB)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
REAL UHB,U,CJ,RHO,W,WM,H,HF
C*
IF(H.EQ.HF.OR.W.EQ.WM)THEN
C*
CJ=0.20
C*
ELSE
C*
CJ=0.10
C*
ENDIF
C*
DPHB=CJ*0.50*RHO*(U**2-UHB**2)
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPHI(UHI)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
REAL UHI,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KC
C*
SIGMA=S/(S+TF)

```

```

      REH=UHI*DHH/NI
C*
      IF (REH.LT.2000) THEN
        KC=(1.0-AR)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
        * (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
        ELSE
        KC=(1.0-AR)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
        * (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
      ENDIF
C*
      DPHI=KC*0.50*RHO*UHI**2.0
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AO ATRITO VISCOSO DO *
C* FLUIDO NAS PAREDES DOS CANAIS CONSIDERANDO A VELOCIDADE MEDIA NO *
C* SENTIDO DO FLUXO *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPHF(UHF)
C*
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
      * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
      REAL UHF,LF,DHH,NI,REH,XP,F,RHO,HF,AR,GAMMA1,B,C,
      * REHEQ,RECRIT,PHIH
C*
      REH=UHF*DHH/NI
      RECRIT=3035.22-4497.45*AR+10719.4*AR**2-11285.3*AR**3+
      * 4232.46*AR**4
C*
      IF (REH.LT.RECRIT) THEN
C*
C* FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C* DUTO RETANGULAR
C*
      XP=LF/(REH*DHH)
      GAMMA1=16.0/PHIH
C*
      F=(1.0/REH)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
      * 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
      ELSE
C*
C* FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C* DE DUTOS
C*
      B=0.09290+1.01612/(LF/DHH)
      C=-0.26800-0.31930/(LF/DHH)
      REHEQ=REH*PHIH
      F=B*REHEQ**C
C*
      ENDIF
C*
      DPHF=4.0*(F*LF/DHH)*0.50*RHO*UHF**2.0
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DOS CANAIS *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPHE(UHE)
C*
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
      * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
      REAL UHE,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KE
C*
      SIGMA=S/(S+TF)
      REH=UHE*DHH/NI
C*
      IF (REH.LT.2000) THEN
        KE=(1.0-AR)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+AR*

```

```

*      (1.000-2.800*SIGMA+SIGMA**2)
  ELSE
    KE=(1.0-AR)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+AR*
*      (1.000-2.125*SIGMA+0.976*SIGMA**2)
  ENDIF
C*
  DPHE=KE*0.50*RHO*UHE**2.0
C*
  RETURN
END
C*
C*****
C*  CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AO ATRITO VISCOSO DO FLUIDO      *
C*  NAS PAREDES DOS CANAIS CONSIDERANDO A VELOCIDADE MEDIA DE ESCAPE DO      *
C*  FLUIDO DOS CANAIS PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO                        *
C*****
C*
  REAL FUNCTION DPLK(ULK)
C*
  COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
  COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
  REAL ULK,DHLK,NI,RELK,F,HF,RHO,RELKEQ,GAMMA1,XP,PHILK,B,C,
    SIGNAL
C*
  IF(ULK.GT.0.)THEN
    SIGNAL=1.0
  ELSE
    SIGNAL=-1.0
  ENDIF
C*
  RELK=ABS(ULK*DHLK/NI)
C*
  IF(RELK.LT.2300)THEN
C*
  FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO LAMINAR NO INTERIOR DE DUTOS
C*
    XP=HF/(RELK*DHLK)
    GAMMA1=16.0/PHILK
C*
    F=(1.0/RELK)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
*      3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
  ELSE
C*
  FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C*  DE DUTOS
C*
    B=0.09290+1.01612/(HF/DHLK)
    C=-0.26800-0.31930/(HF/DHLK)
    RELKEQ=RELK*PHILK
    F=B*RELKEQ**C
C*
  ENDIF
C*
  DPLK=SIGNAL*4.0*(F*0.50*HF/DHLK)*0.50*RHO*ULK**2.0
C*
  RETURN
END
C*
C*****
C*  CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE    *
C*  APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DESVIO DE TOPO                          *
C*****
C*
  REAL FUNCTION DPTI(UTI)
C*
  COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
  COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
  REAL UTI,U,SIGMA,RHO,RET,DHT,NI,ART,KC
C*
  SIGMA=U/UTI
  RET=UTI*DHT/NI
C*
  IF(RET.LT.2200)THEN
    KC=(1.0-ART)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ART*
*      (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
  ELSE

```

```

      KC=(1.0-ART)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ART*
      * (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
    ENDIF
C*
    DPTI=KC*0.50*RHO*UTI**2.0
C*
    RETURN
    END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE ATRITO NAS PAREDES DO *
C* CANAL E DISSIPADOR NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO *
C*****
C*
    REAL FUNCTION DPTF(UTF)
C*
    COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
    COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
    * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
    REAL UTF,LF,RET,XP,NI,F,RHO,DHT,GAMMA1,RETEQ,PHIT,B,C
C*
    RET=UTF*DHT/NI
C*
    IF(RET.LT.2300)THEN
C*
    FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
    C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
    C* DUTO RETANGULAR
C*
    XP=WM/(RET*DHT)
    GAMMA1=16.0/PHIT
C*
    F=(1.0/RET)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
    * 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
    ELSE
C*
    FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
    C* DE DUTOS
C*
    B=0.09290+1.01612/(LF/DHT)
    C=-0.26800-0.31930/(LF/DHT)
    RETEQ=RET*PHIT
    F=B*RETEQ**C
C*
    ENDIF
C*
    DPTF=4.0*(F*LF/DHT)*0.50*RHO*UTF**2.0
C*
    RETURN
    END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO *
C*****
C*
    REAL FUNCTION DPTE(UTE)
C*
    COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
    COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
    * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
    REAL UTE,U,SIGMA,RHO,RET,DHT,NI,ART,KE
C*
    SIGMA=U/UTE
    RET=UTE*DHT/NI
C*
    IF(RET.LT.2000)THEN
    KE=(1.0-ART)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+ART*
    * (1.000-2.800*SIGMA+SIGMA**2)
    ELSE
    KE=(1.0-ART)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+ART*
    * (1.000-2.125*SIGMA+0.976*SIGMA**2)
    ENDIF
C*
    DPTE=KE*0.50*RHO*UTE**2.0
C*
    RETURN
    END

```

```

C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPLI(UL)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* REAL UL,U,SIGMA,RHO,DHL,NI,REL,ARL,KC
C*
C* SIGMA=U/UL
C* REL=UL*DHL/NI
C*
C* IF(REL.LT.2200)THEN
C* KC=(1.0-ARL)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ARL*
C* (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
C* ELSE
C* KC=(1.0-ARL)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ARL*
C* (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
C* ENDIF
C*
C* DPLI=KC*0.50*RHO*UL**2.0
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE ATRITO NAS PAREDES DO *
C* CANAL E DISSIPADOR NA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPLF(UL)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* REAL UL,LF,REL,XP,NI,F,RHO,DHL,GAMMA1,RELEQ,PHIL,B,C
C*
C* REL=UL*DHL/NI
C*
C* IF(REL.LT.2300)THEN
C*
C* FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C* DUTO RETANGULAR
C*
C* XP=WM/(REL*DHL)
C* GAMMA1=16.0/PHIL
C*
C* F=(1.0/REL)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
C* 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
C* ELSE
C*
C* FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C* DE DUTOS
C*
C* B=0.09290+1.01612/(LF/DHL)
C* C=-0.26800-0.31930/(LF/DHL)
C* RELEQ=REL*PHIL
C* F=B*RELEQ**C
C*
C* ENDIF
C*
C* DPLF=4.0*(F*LF/DHL)*0.50*RHO*UL**2.0
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
C* REAL FUNCTION DPLE(UL)

```

```

COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
REAL UL,U,SIGMA,RHO,DHL,NI,REL,KE,ARL
C*
SIGMA=U/UL
REL=UL*DHL/NI
C*
IF(REL.LT.2000)THEN
  KE=(1.0-ARL)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+ARL*(1.000-
  * 2.800*SIGMA+SIGMA**2)
  ELSE
  KE=(1.0-ARL)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+ARL*
  * (1.000-2.125*SIGMA+0.976**SIGMA**2)
  ENDIF
C*
DPLE=KE*0.50*RHO*UL**2.0
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA VERIFICACAO DOS RESULTADOS
C*****
C*
SUBROUTINE CHECK(J,X)
C*
COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
INTEGER IO,IV,J
REAL X(21),U,W,H,WM,NI,DPTH,DPTL,DPTT,QT,QTI,QTE,QVC,DPHI1,
* DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPHB1,DPTI1,DPTL1,DPLE1,DPLK1,A,AH,
* AS,ALK,AL,AT,REL,RETF,AR,REDUCT
C*
SEM DESVIO
C*
IF(H.EQ.HF.AND.W.EQ.WM)THEN
  DPHF1=DPHF(X(1))
  DPHI1=DPHI(X(1))
  DPHE1=DPHE(X(1))
C*
  WRITE(IO,98)
  WRITE(IO,81)DPHI1,DPHF1,DPHE1
C*
ENDIF
C
SOMENTE DESVIO LATERAL
C*
IF(H.EQ.HF.AND.W.NE.WM)THEN
C*
  DPTH=DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))
  DPTL=DPHS(X(2))+DPLI(X(3))+DPLF(X(3))+DPLE(X(3))+DPHB(X(2))
  QT=A*U
  QTI=AS*X(2)+AL*X(3)
C*
  WRITE(IV,60)
  WRITE(IV,61)U,NF,J,DPTH,DPTL,QTI,QT
C*
  DPHI1=DPHI(X(1))
  DPHF1=DPHF(X(1))
  DPHE1=DPHE(X(1))
  DPHS1=DPHS(X(2))
  DPLI1=DPLI(X(3))
  DPLE1=DPLE(X(3))
  DPHB1=DPHB(X(2))
  DPLF1=DPLF(X(1))
C*
  WRITE(IO,66)
  WRITE(IO,67)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPLI1,DPLF1,DPLE1,DPHB1
C*
CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DA REGIAO DE DESVIO LATERAL
C*
REL=X(3)*DHL/NI
WRITE(IO,78)REL
C*
ENDIF
C*

```

```

C*  SOMENTE DESVIO DE TOPO
C*
C*  IF (H.NE.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
C*
C*      DPTH=DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))
C*      DPTT=DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))
C*      QT=A*U
C*      QTI=AS*X(4)+AT*X(6)
C*      QTE=AS*X(5)+AT*X(7)
C*      QVC=AT*X(6)+ALK*X(9)-AT*X(7)
C*
C*      WRITE(IV,62)
C*      WRITE(IV,63)U,NF,J,DPTH,DPTT,QTI,QTE,QVC,QT
C*
C*      DPHI1=DPHI(X(2))
C*      DPHF1=DPHF(X(1))
C*      DPHE1=DPHE(X(3))
C*      DPHS1=DPHS(X(4))
C*      DPTI1=DPTI(X(6))
C*      DPTF1=DPTF(X(8))
C*      DPTE1=DPTE(X(7))
C*      DPHB1=DPHB(X(5))
C*      DPLK1=DPLK(X(9))
C*
C*      WRITE(IO,68)
C*      WRITE(IO,69)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPTI1,DPTF1,DPTE1,
C*      *      DPHB1,DPLK1
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*      RETFI=X(8)*DHT/NI
C*      WRITE(IO,79)RETF
C*  ENDIF
C*
C*  COM DESVIO DE TOPO E LATERAL
C*
C*  IF (H.NE.HF.AND.W.NE.WM) THEN
C*
C*      DPTH=DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))
C*      DPTL=DPHS(X(4))+DPLI(X(9))+DPLF(X(9))+DPLE(X(9))+DPHB(X(5))
C*      DPTT=DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))
C*      QT=A*U
C*      QTI=AS*X(4)+AT*X(6)+AL*X(9)
C*      QTE=AS*X(5)+AT*X(7)+AL*X(9)
C*      QVC=AT*X(6)+ALK*X(10)-AT*X(7)
C*
C*      WRITE(IV,64)
C*      WRITE(IV,65)U,NF,J,DPTH,DPTL,DPTT,QTI,QTE,QVC,QT
C*
C*      DPHI1=DPHI(X(2))
C*      DPHF1=DPHF(X(1))
C*      DPHE1=DPHE(X(3))
C*      DPHS1=DPHS(X(4))
C*      DPTI1=DPTI(X(6))
C*      DPTE1=DPTE(X(7))
C*      DPTF1=DPTF(X(8))
C*      DPHB1=DPHB(X(5))
C*      DPLK1=DPLK(X(10))
C*      DPLI1=DPLI(X(9))
C*      DPLE1=DPLE(X(9))
C*      DPLF1=DPLF(X(9))
C*
C*      WRITE(IO,70)
C*      WRITE(IO,71)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPTI1,DPTF1,DPTE1,DPHB1,
C*      *      DPLK1,DPLI1,DPLF1,DPLE1
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DAS REGIOES DE DESVIO
C*
C*      REL=X(9)*DHL/NI
C*      RETF=X(8)*DHT/NI
C*      WRITE(IO,80)REL,RETF
C*  ENDIF
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DO ESCOAMENTO LIVRE NO INTERIOR DO CANAL
C*
C*      REDUCT=U*4.0*H*W/(2.0*(H+W)*NI)
C*      WRITE(IO,83)REDUCT
C*
C*
C*  98 FORMAT(// ' DPHI ' , ' DPHF ' , ' DPHE ' )
C*  81 FORMAT(3F8.3)
C*  60 FORMAT(// ' U ' , ' NF ' , ' NC ' , ' DPTH ' ,

```

```

*      DPTL      QTI      QT
61 FORMAT(F4.2,2I4,5F10.5)

66 FORMAT(///      DPHI      DPHF      DPHE      DPHS
*      DPLI      DPLF      DPLE      DPHE
67 FORMAT(8F8.3)
78 FORMAT(/      N.RE LATERAL =',F10.3)
62 FORMAT(///      U      NF      NC      DPTH
*      DPTT      QTI      QTE      QVC
*      QT
63 FORMAT(F4.2,2I4,6F10.5)
68 FORMAT(///      DPHI      DPHF      DPHE      DPHS
*      DPTI      DPTF      DPTE      DPHE      DPLK
69 FORMAT(9F8.3)
79 FORMAT(/      N.RE TOPO =',F10.3)
64 FORMAT(///      U      NF      NC      DPTH      DPL
*      DPTT      QTI      QTE      QVC
*      QT
65 FORMAT(F4.2,2I4,7F10.5)
70 FORMAT(///      DPHI      DPHF      DPHE      DPHS      DPTI
*      DPTF      DPTE      DPHE      DPLK      DPLI
*      DPLF      DPLE
71 FORMAT(12F8.3)
80 FORMAT(/      N.RE LATERAL =',F10.3/,      N.RE TOPO =',F10.3)
83 FORMAT(/      N.RE DUTO =',F10.3)

C*
RETURN
END

C*
C*****
C* SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA TERMICO
C*****
C*
SUBROUTINE THERM(UM,TETA)
C*
COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,LF,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL

C*
INTEGER NF,IT
REAL AR,UM,TETA,TF,HF,LF,S,RHO,NI,KF,CP,KM,DHH,REH,PR,XSTAR,NUM,
*      HTM,MDOT,AH,ASF,AF,M,NETAF,NETAS,GAMMA2,F,NUINF,PHIH,B,C,
*      REHEQ

C*
CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C* MEDIAS DE MISTURA ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS E PRANDTL
C*
REH=UM*DHH/NI
PR=RHO*NI*CP/KF

C*
VAZAO MASSICA MEDIA TOTAL PELOS CANAIS
C*
MDOT=RHO*UM*AH

C*
CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURA ENTRE A
C* BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DOS CANAIS
C*
IF(REH.LT.2300)THEN
C*
CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM DESENVOLVIMENTO SIMULTANEO
C* DOS PERFIS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA PLACAS PARALELAS AJUSTADA PARA
C* DUTOS COM PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
XSTAR=(LF/DHH)/(REH*PR)
GAMMA2=7.541*(1.0-2.610*AR+4.970*AR**2.0-5.119*AR**3.0+
*      2.702*AR**4.0-0.548*AR**5.0)
C*
NUM=GAMMA2+(0.024*XSTAR**(-1.14))/(1.0+0.0358*PR**(0.17)*
*      XSTAR**(-0.64))
C*
ELSE
C*
CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO EM DUTOS COM
C* PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
B=0.09290+1.01612/(LF/DHH)

```

```

      C=-0.26800-0.31930/(LF/DHH)
      REHEQ=REH*PHIH
      F=B*REHEQ**C
      NUINF=((F/2.0)*(REH-1000.0)*PR)/(1.0+12.7*(F/2.0)**(0.50)+
*      (PR**(2.0/3.0)-1.0))
      NUM=(1+2.4254/(LF/DHH)**(0.676))*NUINF
C*
      ENDIF
C*
C*      CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C*      DE MISTURA DO FLUIDO ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
      HTM=KF*NUM/DHH
C*
C*      CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C*      ENTRE A BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DAS CANAIS
C*
      HTF=MDOT*CP/ASF*(1.0-EXP(-HTM*ASF/(MDOT*CP)))
C*
C*      CALCULO DA EFICIENCIA DO CONJUNTO DE ALETAS
C*
C*      EFICIENCIA DE UMA UNICA ALETA
C*
      M=(2.0*HTF/(KM*TF))**(0.50)
      NETAF=TANH(M*HF)/(M*HF)
C*
C*      EFICIENCIA DO CONJUNTO
C*
      NETAS=1.0-AF/ASF*(1.0-NETAF)
C*
C*      CALCULO DA RESISTÊNCIA TERMICA
C*
      TETA=1.0/(HTF*ASF*NETAS)
C*
C*      IMPRESSAO DOS RESULTADOS DA PARTE TERMICA
C*
      WRITE(IT,73)NF,REH,PR,NUM,HTM,MDOT,ASF,AF,HTF,NETAF,NETAS,TETA
73  FORMAT(I4,F8.1,F6.3,2F8.2,E10.3,2F8.5,F7.2,F6.3,F10.3,F9.3)
C*
      RETURN
      END

```

B. Programa computacional Serilee

```

C*
C*   PROGRAM SERILEE
C*
C*****
C*   PROGRAMA QUE UTILIZA A METODOLOGIA APRESENTADA POR SERILEE (1995)
C*   PARA RESOLVER O PROBLEMA DO DESVIO DE FLUIDO POR UM CONJUNTO
C*   DE ALETAS LONGITUDINAIS E RETANGULARES LOCALIZADO EM UM DUTO DE SECAO
C*   RETANGULAR.
C*****
C*
C*   COMMON /BLK1/ IN,IO,ID,IT
C*   COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
C*   COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
C*   INTEGER N,I,K,NV,NC,NCF,NFIN(21),NF,IN,IO,ID,NFOPT,NCOPT
C*   REAL UHF,UO,UM(5),UD,HI(31),WI(31),W,H,WM,TF,HF,NI,S,TOL,
C*   *   REDCT,RECHN,DPT,TETA,UOPT,TETAOPT
C*
C*   IN=5
C*   IO=6
C*   ID=7
C*   IT=8
C*   OPEN(IN,FILE='BIBERE.DAT')
C*   OPEN(IO,FILE='OUTSL.DAT')
C*   OPEN(ID,FILE='DATASL.DAT')
C*   OPEN(IT,FILE='THERMSL.DAT')
C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS
C*****
C*
C*   CALL INPUT(UM,HI,WI,NV,NC,NCF,NFIN,N,TOL)
C*
C*****
C*   SOLUCAO DO CONJUNTO DE VELOCIDADES VERSUS LARGURA E ALTURA DO CANAL
C*****
C*
C*   TETAOPT=1.0E5
C*   WRITE(ID,90)
C*   WRITE(ID,87)
C*   DO 101 I=1,NCF
C*     NF=NFIN(I)
C*     WRITE(IO,89)NF
C*
C*   DO 93 K=1,NV
C*     UD=UM(K)
C*     WRITE(IO,86)UD
C*
C*   DO 91 J=1,NC
C*     H=HI(J)
C*     W=WI(J)
C*     WRITE(IO,85)J
C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA QUE CALCULA OS PARAMENTROS GEOMETRICOS
C*****
C*
C*   CALL GEOMTR()
C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA SOLUCAO DA EQUACAO
C*****
C*
C*   APROXIMACAO INICIAL
C*
C*   UO=1.0
C*
C*   CALL NEWTON(UO,TOL,N,UHF)

```

```

C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA CALCULAR A PERFORMANCE TERMICA DO CONJUNTO DE ALETAS*
C*****
C*
      UO=UHF*UD
      CALL THERM(UO,TETA)

C*
C*   DETERMINACAO DA MELHOR CONDICAO PARA A MENOR RESISTENCIA TERMICA
C*
      IF(TETA.LT.TETAOPT)THEN
        NFOPT=NF
        UOPT=UD
        NCOPT=J
        TETAOPT=TETA
      ENDIF

C*
C*   IMPRESSAO DOS RESULTADOS
C*
      WRITE(IO,23)UHF*UD
      DPT=DPF(UHF)
      WRITE(IO,24)DPT
      REDCT=UD*2*W*H/(W+H)/NI
      RECHN=UHF*UD*2*S/NI
      WRITE(IO,26)REDCT,RECHN
      WRITE(IO,73)TETA
      WRITE(ID,88)NF,H-HF,W-WM,UD,UHF*UD,DPT,RECHN,HF*WM/(W*H),
        *          S/HF,TETA

C*
91   CONTINUE
      WRITE(ID,29)
      WRITE(IT,29)
93   CONTINUE
101  CONTINUE

C*
C*   IMPRESSAO DA CONDICAO OTIMA
C*
      WRITE(IO,74)
      WRITE(IO,75)NFOPT,UOPT,NCOPT,TETAOPT

C*
29  FORMAT(//)
23  FORMAT(' UHF (m/s) = ',F10.6)
24  FORMAT(' DPF (Pa) = ',F10.6)
26  FORMAT(' NUMEROS DE REYNOLDS',/' DUTO = ',F8.2,/' CANAIS = ',
  *      F8.2)
89  FORMAT(///// ' APRESENTACAO DOS RESULTADOS PARA NF = ',I3)
90  FORMAT(// 'NF ', ' HB [m] ', ' WB [m] ', 'U [m/s] ',
  *      ' UHF [m/s] ', ' DPT [Pa] ', ' RE ', ' AHS/ADUCT',
  *      ' AR ', ' TETA [C/W] '//)
88  FORMAT(I2,5F9.5,F8.2,F8.2,F7.2,F8.3)
87  FORMAT(//)
86  FORMAT(///// ' VELOCIDADE DE APROXIMACAO ',F5.3)
85  FORMAT(// ' NUMERO DA COMBINACAO ALTURA X LARGURA DO CANAL ',I3)
74  FORMAT(///// ' CONDICAO DE MENOR RESISTENCIA TERMICA')
75  FORMAT(// ' NUMERO DE ALETAS = ',I5, ' VELOCIDADE = ',F6.4, ' (m/s) '//,
  *      ' NUMERO DA COMBINACAO ALTURA X LARGURA DO CANAL = ',I5/,
  *      ' RESISTENCIA TERMICA MINIMA = ',F8.4, '[C/W] ')
73  FORMAT(' TETA (C/W) = ',F10.6)

C*
100 STOP
END

C*
C*****
C*   SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS
C*****
C*
      SUBROUTINE INPUT(UM,HI,WI,NV,NC,NCF,NFIN,N,TOL)

C*
      COMMON /BLK1/ IN,IO,ID,IT
      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM

C*
      INTEGER N,NF,NV,NC,I,IN,IO,NCF,NFIN(21)
      REAL TOL,UM(5),LF,TF,WM,HF,RHO,NI,HB,WB,HI(31),WI(31),
  *      KF,CP,KM

C*
      READ(IN,*)NV
      WRITE(IO,13)
      DO 11 I=1,NV
        READ(IN,*)UM(I)
11   WRITE(IO,15)UM(I)
      WRITE(IO,22)

```

```

READ(IN,*)RHO,NI,KF,CP,KM
WRITE(IO,23)RHO,NI,KF,CP,KM
WRITE(IO,18)
READ(IN,*)WM,HF,LF,TF
WRITE(IO,8)
WRITE(IO,20)WM,HF,LF,TF
READ(IN,*)NC
WRITE(IO,16)NC
DO 17 I=1,NC
  READ(IN,*)HB,WB
  HI(I)=HB+HF
  WI(I)=WB+WM
17 WRITE(IO,19)I,HB,WB
READ(IN,*)NCF
WRITE(IO,24)
READ(IN,*) (NFIN(I),I=1,NCF)
WRITE(IO,26) (NFIN(I),I=1,NCF)
READ(IN,*)N
WRITE(IO,9)N
READ(IN,*)TOL
WRITE(IO,14)TOL
C*
  9 FORMAT(/' NUMERO MAXIMO DE ITERACOES ',I3 /)
13 FORMAT(/' CONJUNTO DE VELOCIDADES [m/s]' /)
14 FORMAT(/' TOLERANCIA ',F10.8)
16 FORMAT(/' I3, ' COMBINACOES DE ALTURA E LARGURA DO CANAL [m]' /)
18 FORMAT(/' CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DO "HEAT SINK"' /)
  8 FORMAT(/' WM,HF,LF,TF [m]' /)
22 FORMAT(/' CARACTERISTICAS DO FLUIDO E MATERIAL DAS ALETAS' /)
23 FORMAT(/' RHO =',F6.3,' [kg/m3]    NI =',E10.4,' [m2/s]    KF =',
*      E10.4,' [W/mK]' /, /, ' CP =',E10.4,' [J/KgK] KM =',F6.2,
*      ' [W/mK]' /)
15 FORMAT(F5.2)
19 FORMAT(I3,2F8.6)
20 FORMAT(5F8.5)
24 FORMAT(/' CONJUNTO DE NUMEROS DE ALETAS ' /)
26 FORMAT(20I4)
C*
C*
  RETURN
  END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA O CALCULO DOS PARAMETROS GEOMETRICOS *
C*****
C*
  SUBROUTINE GEOMTR()
C*
  COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
  COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
  INTEGER NF
  REAL W,WM,H,HF,TF,LF,S,AR,A1,A0,ASF,AF,DHH,PHI
C*
  A1=(WM-NF*TF)*HF/(W*H)
  A0=1-(WM*HF)/(W*H)
C*
  AH=HF*(WM-NF*TF)
C*
  IF (H.EQ.HF) THEN
    IF (W.EQ.WM) THEN
      S=(WM-NF*TF)/(NF+1)
      ASF=(2.0*HF*NF+S*(NF+1))*LF
      AF=(2.0*HF*NF)*LF
    ELSE
      S=(WM-NF*TF)/(NF-1)
      ASF=(2.0*HF*NF+S*(NF-1))*LF
      AF=(2.0*HF*NF)*LF
    ENDIF
    DHH=4.0*HF*S/(2.0*(HF+S))
  ELSE
    IF (W.EQ.WM) THEN
      S=(WM-NF*TF)/(NF+1)
      ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF+1))*LF
      AF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*LF
    ELSE
      S=(WM-NF*TF)/(NF-1)
      ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF-1))*LF
      AF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*LF
    ENDIF
    DHH=4.0*HF*S/(2.0*HF+S)
  
```

```

C*      ENDIF
C*      AR=S/HF
C*      IF (AR.GT.1.0) THEN
C*          AR=HF/S
C*      ENDIF
C*      PHI=2.0/3.0+11.0*AR*(2.0-AR)/24.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      SUBROTINA QUE UTILIZA O METODO DE NEWTON PARA O CALCULO DA RAIZ
C*****
C*
C*      SUBROUTINE NEWTON(PO,TOL,NO,P)
C*
C*          ESTA SUBROTINA PROCURA UMA SOLUCAO F(X)=0 DADOS
C*          O INTERVALO [A,B] ONDE F(X) É CONTINUA
C*          PO É UMA APROXIMACAO INICIAL
C*          TOL É A TOLERANCIA PARA O ERRO RELATIVO
C*          NO O NUMERO MÁXIMO PERMITIDO DE ITERACOES
C*          P RETORNA O VALOR DA RAIZ PROCURADA
C*
C*      COMMON /BLK1/ IN,IO,ID,IT
C*      INTEGER I,NO,IN,IO
C*      REAL PO,TOL,DF1,F1,P
C*
C*      I=1
C*      10 IF (I.GT.NO) GO TO 21
C*          DF1=DF(PO)
C*          F1=F(PO)
C*          P=PO-F1/DF1
C*
C*      C*      TESTE PARA O VALOR DO ERRO EM CADA ITERACAO
C*
C*          IF (ABS(P-PO).LT.TOL) GO TO 27
C*
C*          I=I+1
C*          PO=P
C*          GO TO 10
C*      21 WRITE(IO,12)
C*      12 FORMAT(' ULTRAPASSOU O NUMERO MAXIMO DE ITERACOES PERMITIDAS')
C*      40 FORMAT(I3,' ',F10.7)
C*
C*      27 RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      FUNCAO QUE RETORNA O VALOR DA DERIVADA DE F(X)
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DF(X)
C*      REAL X,DELTA,F1,F2
C*
C*      DELTA=1.0E-5
C*
C*      X=X+DELTA
C*      F1=F(X)
C*      X=X-DELTA
C*      F2=F(X)
C*
C*      DF=(F1-F2)/DELTA
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      FUNCAO QUE RETORNA O VALOR DE F(X)
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION F(UHF)
C*
C*      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
C*      COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
C*      INTEGER NF
C*      REAL UD,RHO,UHF,A1,A0
C*
C*      F=(A1**2-A0**2)*UHF**2-2*A1*UHF+1-A0**2*DPF(UHF)/(0.5*RHO*UD**2)

```

```

C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS, ENTRADA, ATRITO          *
C*   VISCOZO NAS PAREDES DOS CANAIS E SAIDA                                  *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPF(UHF)
      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
      REAL UHF,UD
C*
      UHF=UHF*UD
      DPF=-DPHS(UHF)+DPHI(UHF)+DPHF(UHF)+DPHE(UHF)-DPHB(UHF)
      UHF=UHF/UD
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   CORRELACOES PARA O CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO PELAS ALETAS            *
C*   APENAS PARA O CASO LAMINAR                                              *
C*****
C*
C*****
C*   CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A ESTAGNACAO DO      *
C*   FLUIDO NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS                                  *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPHS(UHF)
C*
      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
      REAL US,UHF,UD,RHO,W,WM,H,HF
C*
      US=((WM-NF*TF)/WM)*UHF
      CD=0.80*(1-((WM*HF)/(W*H))**6)
C*
      DPHS=CD*0.50*RHO*(UD**2-US**2)
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A REGIAO DE ESTEIRA  *
C*   NA SAIDA DOS CANAIS                                                    *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPHB(UHF)
C*
      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
C*
      REAL UB,UHF,UD,CD,RHO,W,WM,H,HF
C*
      UB=((WM-NF*TF)/WM)*UHF
      IF(H.EQ.HF.OR.W.EQ.WM) THEN
C*
          CD=0.20
C*
      ELSE
C*
          CD=0.10
C*
      ENDIF
C*
      DPHB=CD*0.50*RHO*(UD**2-UB**2)
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C*   APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS                *
C*****
C*
      REAL FUNCTION DPHI(UHI)
C*
      COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
      COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*

```

```

REAL UHI,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KC
C*
SIGMA=S/(S+TF)
REH=UHI*DHH/NI
C*
IF (REH.LT.2000) THEN
  KC=(1.0-AR)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
  * (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
  ELSE
  KC=(1.0-AR)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
  * (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
ENDIF
C*
DPHI=KC*0.50*RHO*UHI**2.0
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AO ATRITO VISCOSO DO *
C* FLUIDO NAS PAREDES DOS CANAIS CONSIDERANDO A VELOCIDADE MEDIA NO *
C* SENTIDO DO FLUXO *
C*****
C*
REAL FUNCTION DPHF(UHF)
C*
COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
REAL UHF,LF,DHH,NI,REH,XP,F,RHO,HF,AR,GAMMA1,B,C,
* REHEQ,RECRIT,PHI
C*
REH=UHF*DHH/NI
RECRIT=3035.22-4497.45*AR+10719.4*AR**2-11285.3*AR**3+
* 4232.46*AR**4
C*
IF (REH.LT.RECRIT) THEN
C*
C* FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C* DUTO RETANGULAR
C*
XP=LF/(REH*DHH)
GAMMA1=16.0/PHI
C*
F=(1.0/REH)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
* 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
ELSE
C*
C* FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C* DE DUTOS
C*
B=0.09290+1.01612/(LF/DHH)
C=-0.26800-0.31930/(LF/DHH)
REHEQ=REH*PHI
F=B*REHEQ**C
C*
ENDIF
C*
DPHF=4.0*(F*LF/DHH)*0.50*RHO*UHF**2.0
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DOS CANAIS *
C*****
C*
REAL FUNCTION DPHE(UHE)
C*
COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
REAL UHE,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KE
C*
SIGMA=S/(S+TF)
REH=UHE*DHH/NI
C*
IF (REH.LT.2000) THEN

```

```

      KE=(1.0-AR)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+AR*
      * (1.000-2.800*SIGMA+SIGMA**2)
    ELSE
      KE=(1.0-AR)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+AR*
      * (1.000-2.125*SIGMA+0.976*SIGMA**2)
    ENDIF
C*
DPHE=KE*0.50*RHO*UHE**2.0
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* SOLUCAO DO PROBLEMA TERMICO *
C*****
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA TERMICO *
C*****
C*
SUBROUTINE THERM(UM,TETA)
C*
COMMON /BLK1/ IN,IO,ID,IT
COMMON /BLK2/ UD,W,H,WM,HF,NF,TF,LF,RHO,NI,KF,CP,KM
COMMON /BK3/ A0,A1,AF,ASF,AR,S,AH,DHH,PHI
C*
INTEGER NF,IT
REAL AR,UM,TETA,TF,HF,LF,S,RHO,NI,KF,CP,KM,DHH,REH,PR,XSTAR,NUM,
* HTM,MDOT,AH,ASF,AF,M,NETAF,NETAS,GAMMA2,F,NUINF,PHI,B,C,
* REHEQ
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C* MEDIAS DE MISTURA ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
C* CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS E PRANDTL
C*
REH=UM*DHH/NI
PR=RHO*NI*CP/KF
C*
C* VAZAO MASSICA MEDIA TOTAL PELOS CANAIS
C*
MDOT=RHO*UM*AH
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURA ENTRE A
C* BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DOS CANAIS
C*
IF(REH.LT.2300)THEN
C*
C* CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM DESENVOLVIMENTO SIMULTANEO
C* DOS PERFIS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA PLACAS PARALELAS AJUSTADA PARA
C* DUTOS COM PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
XSTAR=(LF/DHH)/(REH*PR)
GAMMA2=7.541*(1.0-2.610*AR+4.970*AR**2.0-5.119*AR**3.0+
* 2.702*AR**4.0-0.548*AR**5.0)
C*
NUM=GAMMA2+(0.024*XSTAR**(-1.14))/(1.0+0.0358*PR**(0.17))*
* XSTAR**(-0.64))
C*
ELSE
C*
C* CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO EM DUTOS COM
C* PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
B=0.09290+1.01612/(LF/DHH)
C=-0.26800-0.31930/(LF/DHH)
REHEQ=REH*PHI
F=B*REHEQ**C
NUINF=((F/2.0)*(REH-1000.0)*PR)/(1.0+12.7*(F/2.0)**(0.50)*
* (PR**(2.0/3.0)-1.0))
NUM=(1+2.4254/(LF/DHH)**(0.676))*NUINF
C*
ENDIF
C*
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
HTM=KF*NUM/DHH
C*

```

```

C*  CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C*  ENTRE A BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DAS CANAIS
C*

$$HTF = MDOT * CP / ASF * (1.0 - EXP(-HTM * ASF / (MDOT * CP)))$$

C*
C*  CALCULO DA EFICIENCIA DO CONJUNTO DE ALETAS
C*
C*  EFICIENCIA DE UMA UNICA ALETA
C*

$$M = (2.0 * HTF / (KM * TF)) ** (0.50)$$


$$NETAF = TANH(M * HF) / (M * HF)$$

C*
C*  EFICIENCIA DO CONJUNTO
C*

$$NETAS = 1.0 - AF / ASF * (1.0 - NETAF)$$

C*
C*  CALCULO DA RESISTÊNCIA TERMICA
C*

$$TETA = 1.0 / (HTF * ASF * NETAS)$$

C*
C*  IMPRESSAO DOS RESULTADOS DA PARTE TERMICA
C*
WRITE(IT,73)NF,REH,PR,NUM,HTM,MDOT,ASF,AF,HTF,NETAF,NETAS,TETA
73 FORMAT(I4,F8.1,F6.3,2F8.2,E10.3,2F8.5,F7.2,F6.3,F10.3,F9.3)
C*
RETURN
END

```

C. Programa computacional Butterhin

```

C*
C*      PROGRAM BUTTERHIN
C*
C*****
C*      PROGRAMA QUE UTILIZA A METODOLOGIA APRESENTADA POR BATTERBAUG & KANG (1995) *
C*      PARA RESOLVER PARAMETRICAMENTE O PROBLEMA DO DESVIO DE FLUIDO POR UM CONJUNTO *
C*      DE ALETAS LONGITUDINAIS E RETANGULARES LOCALIZADO EM UM DUTO DE SECAO *
C*      RETANGULAR COMBINADA COM A METODOLOGIA APRESENTADA EM HINGORANI ET AL. (1995) *
C*      PARA OTIMIZACAO DA ESPESSURA DA BASE CONSIDERANDO A CURVA DE CARGA DO VENTILADOR
C*****
C*
C*      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
C*      INTEGER IN,IO,ID,IV,NEOPT,NEMT
C*      REAL TETAOPT,HMOPT,HFOPT,WMOPT,UOPT,TBOPT,DPOPT,XOPT(21),HMT,
C*      HFMT,WMT,UMT,TBMT,TETAMT,DPOMT,XMT(21),PESOM,PESOT,TOL
C*
C*      IN=5
C*      IO=6
C*      ID=7
C*      IV=8
C*      OPEN(IN,FILE='MYDATA.DAT')
C*      OPEN(IO,FILE='OUTDATBH.DAT')
C*      OPEN(ID,FILE='DATABH.DAT')
C*      OPEN(IV,FILE='CHECKBH.DAT')
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS *
C*****
C*      CALL INPUT(TOL)
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA DE OTIMIZACAO *
C*****
C*      CALL OPTIMAL(HMOPT,HFOPT,WMOPT,NFOPT,UOPT,DPOPT,TETAOPT,
C*      TBOPT,XOPT,NEOPT,PESOT,HMT,HFMT,WMT,NFMT,UMT,
C*      DPOMT,TETAMT,TBMT,XMT,NEMT,PESOM,TOL)
C*
C*      IF(UOPT.EQ.0.) GO TO 83
C*
C*****
C*      CHAMADA DA SUBROTINA DE IMPRESSAO DOS RESULTADOS *
C*****
C*      CONDICAO DE MENOR RESISTENCIA TERMICA
C*
C*      WRITE(IO,74)
C*      CALL IMPRESS(HMOPT,HFOPT,WMOPT,NFOPT,UOPT,DPOPT,
C*      TETAOPT,TBOPT,XOPT,NEOPT)
C*      WRITE(6,85)PESOT
C*
C*      CONDICAO DE MINIMO MATERIAL
C*
C*      WRITE(IO,75)
C*      CALL IMPRESS(HMT,HFMT,WMT,NFMT,UMT,DPOMT,
C*      TETAMT,TBMT,XMT,NEMT)
C*      WRITE(6,85)PESOM
C*      GO TO 100
C*
C*      83 WRITE(6,84)
C*      GO TO 100
C*
C*      84 FORMAT('/// *** NAO FOI ENCONTRADA NENHUMA SOLUCAO ***)'
C*      85 FORMAT(' PESO DO CONJUNTO =',F7.3,' [kg]')
C*      74 FORMAT('/// CONDICAO DE MENOR RESISTÊNCIA TÉRMICA')
C*      75 FORMAT('/// CONDICAO DE MINIMO MATERIAL')
C*
C*      100 STOP
C*      END

```

```

C*
C*****
C*   SUBROTINA DE LEITURA DE DADOS
C*****
C*
C*   SUBROUTINE INPUT(TOL)
C*
C*   COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*   COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*   COMMON /BLK4/ TINF,TBMAX,QDOT
C*
C*   INTEGER N,IN,IO
C*   REAL RHO,NI,S,KF,CP,KM,RHOM,H,W,WB,TF,TINF,TBMAX,QDOT,TOL
C*
C*   WRITE(IO,22)
C*   READ(IN,*)RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*   WRITE(IO,23)RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*   WRITE(IO,18)
C*   READ(IN,*)H,W,WB,TF
C*   WRITE(IO,8)
C*   WRITE(IO,20)H,W,WB,TF
C*   IF(H/WB.GT.10.0)THEN
C*     WRITE(IO,11)H/WB
C*     STOP
C*   ENDIF
C*   IF(W/WB.GT.10.0)THEN
C*     WRITE(IO,12)W/WB
C*     STOP
C*   ENDIF
C*   WRITE(IO,24)
C*   READ(IN,*)TINF,TBMAX,QDOT
C*   WRITE(IO,17)TINF,TBMAX,QDOT
C*   READ(IN,*)N
C*   WRITE(IO,9)N
C*   READ(IN,*)TOL
C*   WRITE(IO,14)TOL
C*
C*   11 FORMAT(/' H/WB DEVE SER MAIOR DO QUE 10, H/B =',F10.5)
C*   12 FORMAT(/' W/WB DEVE SER MENOR QUE 10, W/WB =',F10.5)
C*   9  FORMAT(/' NUMERO MAXIMO DE ITERACOES ',I3 /)
C*   14 FORMAT(/' TOLERANCIA ',F10.8)
C*   18 FORMAT(/' CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DO PROBLEMA')
C*   8  FORMAT(/' H,W,WB,TF [m]'/)
C*   22 FORMAT(/' CARACTERISTICAS DO FLUIDO E MATERIAL DAS ALETAS'//)
C*   23 FORMAT(/' RHO =',F6.3,' [kg/m3]   NI =',E10.4,' [m2/s]   KF =',
C*   *       E10.4,' [W/mK]','/',' CP =',E10.4,' [J/KgK] KM =',F6.2,
C*   *       ' [W/mK]   RHOM =',F8.3,' [kg/m3]'/)
C*   20 FORMAT(5F8.5)
C*   24 FORMAT(/' CARACTERISITICAS TERMICAS DO PROBLEMA '//)
C*   17 FORMAT(/' TINF =',F5.2,' [C]','/',' TMAX =',F5.2,' [C]','/',' QDOT =',
C*   *       F5.2,' [W]'/)
C*
C*   RETURN
C*   END
C*
C*****
C*   SUBROTINA DE "OTIMIZAÇÃO" DO CONJUNTO DE ALETAS
C*****
C*
C*   SUBROUTINE OPTIMAL(HMOPT,HFOPT,WMOPT,NFOPT,UOPT,DPOPT,TETAOPT,
C*   *       TBOPT,XOPT,NEOPT,PESOT,HMT,HFMT,WMT,NFMT,UMT,
C*   *       DPOMT,TETAMT,TBMT,XMT,NEMT,PESOM,TOL)
C*
C*   COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*   COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*   COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*   *       PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*   COMMON /BLK4/ TINF,TBMAX,QDOT
C*   COMMON /BLK5/ TETA
C*
C*   INTEGER N,NE,IO,ID,IV,NHF,NWM,NFMAX,NFMIN,NF,NFOPT,NFMT,I,
C*   *       NFOPT,NEMT,NCHF,NCWM
C*   REAL TETA0,TBMAX,TINF,QDOT,TETAOPT,U,Q,W,WM,H,HF,HM,DPO,UM,TB,
C*   *       TAL,TETAB,TETA,TOL,TLO,HMOPT,HFOPT,WMOPT,UOPT,TBOPT,DPOPT,
C*   *       XOPT(21),HMT,HFMT,WMT,UMT,TBMT,TETAMT,DPOMT,X(21),XMT(21),
C*   *       RHOM,NI,DHH,S,DPMAX,VOL,TF,PESOM,PESOT
C*
C*   PARAMETER (PI=3.141592654)
C*
C*   WRITE(ID,86)
C*

```

```

C*   CALCULO DA RESISTENCIA TERMICA MAXIMA DO CONJUNTO DE ALETAS
C*
C*   TETA0=(TBMAT-TINF)/QDOT
C*   WRITE(IO,87)TETA0
C*
C*   TETAOPT=1.0E5
C*   PESOM=1.0E5
C*
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO MAXIMA PERMITIDA PELO VENTILADOR
C*
C*   DPMAX=DPFAN(0.)
C*
C*   *****
C*   CALCULO DO DESEMPENHO DO MELHOR CONJUNTO DE ALETAS BASEADO NA CURVA DE CARGA *
C*   DO VENTILADOR *
C*   *****
C*
C*   CALCULO DO NUMERO DE COMBINACOES DE ALTURA E LARGURA DO CONJUNTO
C*   DE ALETAS
C*
C*   IF((W-1.2*WB)/W.GE.0.4) NCWM=3
C*   IF(0.15.GE.(W-1.2*WB)/W.AND.(W-1.2*WB)/W.LT.0.4) NCWM=2
C*   IF(0.15.GT.(W-1.2*WB)/W) NCWM=1
C*
C*   COMBINACAO DE ALTURAS SEMPRE IGUAL A 3
C*
C*   NCHF=3
C*
C*   DO 7 NWM=NCWM,1,-1
C*       DO 5 NHF=NCHF,1,-1
C*
C*   *****
C*   CALCULO DA GEOMETRIA BASICA *
C*   *****
C*
C*       CALL DEFGEOM(NCHF,NCWM,NHF,NWM,NFMAX,NFMIN)
C*
C*       IF(W.NE.WM.AND.NFMIN.LT.2) NFMIN=2
C*
C*       DO 9 NF=NFMIN,NFMAX
C*
C*   VELOCIDADE INICIAL NO INTERIOR DO DUTO, U = 1.0 [m/s]
C*
C*       U=1.0
C*
C*   *****
C*   CALCULO DA DIFERENCA DE PRESSAO INDUZIDA PELO VENTILADOR *
C*   *****
C*
C*   11       Q=U*W*H
C*           DPO=DPFAN(Q)
C*
C*           IF(DPO.GT.0.) THEN
C*
C*   *****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA CALCULO DOS PARAMETROS GEOMETRICOS *
C*   *****
C*
C*   12       CALL GEOMTR()
C*
C*           IF(TF/S.GT.1.0)GO TO 5
C*
C*   *****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA HIDRODINAMICO *
C*   *****
C*
C*       CALL HYDRO(X,TOL)
C*
C*   *****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA TERMICO *
C*   *****
C*
C*   VELOCIDADE MEDIA NO INTERIOR DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*       UM=X(1)
C*
C*       CALL THERM(UM)

```

```

C*
C*****
C*   CHAMADA DA SUBROTINA PARA CALCULO DA ESPESSURA OTIMA DA BASE   *
C*****
C*
C*   CALCULO DO CHUTE INICIAL
C*
C*       CALL KICKTAL(TLO)
C*
C*   CALCULO DA ESPESSURA OTIMA
C*
C*       CALL NEWTON(TLO,TOL,N,TAL)
C*
C*   CALCULO DA ESPESSURA DIMENSIONAL DA BASE
C*
C*       TB=TAL*(WM**2/PI)**(0.5)
C*
C*   CALCULO DA ALTURA TOTAL DO CONJUNTO
C*
C*       HM=HF+TB
C*
C*   VERIFICACAO DO PONTO NA CURVA DE CARGA DO VENTILADOR
C*
C*       IF (ABS((DPO-X(NE))/DPO).GE.0.05)GO TO 14
C*
C*   DETERMINACAO DA CONDICAO DE MINIMO MATERIAL
C*
C*****
C*   CALCULO DA RESISTENCIA TERMICA DA BASE   *
C*****
C*
C*       TETAB=TETABASE(TAL)
C*
C*       IF ((TETA+TETAB) .LE. TETA0) THEN
C*
C*           WRITE(IO,89)NF,HM,HF,WM
C*           WRITE(IO,90)U
C*           DO 97 I=1,NE-1
C*               WRITE(IO,99)I,X(I)
C*               WRITE(IO,96)NE,X(NE)
C*               CALL DPRES(X)
C*               WRITE(IO,91)TETA,TETAB,TETA+TETAB
C*
C*   CALCULO DO VOLUME DAS ALETAS E BASE
C*
C*       VOL=(TB*WM+NF*TF*HF)*WM
C*
C*       PESO=VOL*RHOM
C*
C*       WRITE(ID,88)NF,S/HF,TF/S,H-HF,W-WM,U,X(1),X(NE),X(1)*
C*           *      DHH/NI,HF*WM/(W*H),TETA+TETAB,DPO,TB,RHOM*VOL
C*
C*   DETERMINACAO DA MELHOR CONDICAO PARA A MENOR RESISTENCIA TERMICA
C*
C*       IF (TETA.LT.TETAOPT) THEN
C*           HMOPT=HM
C*           HFOPT=HF
C*           WMOPT=WM
C*           NFOPT=NF
C*           UOPT=U
C*           TBOPT=TB
C*           TETAOPT=TETA+TETAB
C*           DPOPT=DPO
C*           DO 16 I=1,NE
C*               XOPT(I)=X(I)
C*           PESOPT=PESO
C*           NEOPT=NE
C*       ENDIF
C*
C*   DETERMINACAO DA CONDICAO DE MINIMO MATERIAL
C*
C*   CALCULO DO VOLUME DAS ALETAS E BASE
C*
C*       VOL=(TB*WM+NF*TF*HF)*WM
C*
C*       PESO=VOL*RHOM
C*       IF (PESO.LT.PESOM) THEN
C*           HMT=HM
C*           HFMT=HF
C*           WMT=WM
C*           NFMT=NF

```

```

        UMT=U
        TBMT=TB
        TETAMT=TETA+TETAB
        DPOMT=DPO
        DO 15 I=1,NE
15          XMT(I)=X(I)
        PESOM=PESO
        NEMT=NE
    ENDIF

C*
C*****
C*  CHAMADA DA SUBROTINA DE VERIFICACAO DA NOVA CONDICAO  *
C*****
C*
        CALL CHECK(X)
C*
        ENDIF
C*
C*  CALCULO DE UM NOVO VALOR DA VELOCIDADE MEDIA NO DUTO
C*
14          U=U+1.0
            GO TO 11
C*
        ENDIF
9          CONTINUE
5          CONTINUE
7          CONTINUE
C*
87 FORMAT(/' MAXIMA RESISTENCIA TERMICA PERMITIDA = ',
*          F7.4,' [C/W] '//)
91 FORMAT(/' TETA =',F7.4,' [C/W] ',
*          /' TETAB =',F7.4,' [C/W] ',
*          /' TETA TOTAL=',F7.4,' [C/W] '//)
90 FORMAT(' U = ',F6.3/)
99 FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' m/s')
96 FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' Pa')
89 FORMAT(/' APRESENTACAO DOS RESULTADOS PARA NF =',I3//,
*          ' HM = ',F6.4,' [m] '//, ' HF = ',F6.4,' [m] '//,
*          ' WM = ',F6.4,' [m] '//)
86 FORMAT(/' NF ', ' AR ', ' GAMMA ', ' H-HF ', ' W-WM ',
*          ' U ', ' UF ', ' DPT ', ' RE ',
*          ' AHS/ADUCT', ' TETA ', ' DPO ', ' TB ',
*          ' PESO '//)
88 FORMAT(I3,F7.3,F6.3,2F8.4,2F9.3,F9.3,F9.1,F8.4,F9.3,F8.3,
*          F7.4,F6.3)
C*
        RETURN
    END
C*
C*****
C*  SUBROTINA PARA DEFINICAO DA GEOMETRIA BASICA DO CONJUNTO DE ALETAS  *
C*****
C*
        SUBROUTINE DEFGEOM(NCHF,NCWM,NHF,NWM,NFMAX,NFMIN)
C*
        COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
        COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
        COMMON /BLK4/ TIME,TMAX,QDOT
C*
        INTEGER N,NCHF,NCWM,NHF,NWM
        REAL HF,H,WB,WM,W,ARMAX,ARMIN
C*
C*  CALCULO DA ALTURA E LARGURA DO CONJUNTO DE ALETAS
C*
        HF=(0.50+(NHF-1)*0.50/(NCHF-1))*H
C*
        IF(NCWM.EQ.1)THEN
            WM=W
        ELSE
            WM=(NWM-1)*(W-1.20*WB)/(NCWM-1)+1.20*WB
        ENDIF
C*
C*  LIMITE APROXIMADO PARA AS RAZOES DE ASPECTO MAXIMA E MINIMA DOS CANAIS
C*  FORMADOS PELAS ALETAS
C*
        ARMAX=1./4.0
        ARMIN=1./20.0
C*
C*  CALCULO DOS VALOR APROXIMADO DOS NUMERO DE ALETAS MAXIMO E MINIMO
C*
        IF(WM.EQ.W)THEN

```

```

      NFMIN=NINT((WM-ARMAX*HF)/(TF+ARMAX*HF))
      NFMAX=INT((WM-ARMIN*HF)/(TF+ARMIN*HF))
    ELSE
      NFMIN=NINT((WM+ARMAX*HF)/(TF+ARMAX*HF))
      NFMAX=INT((WM+ARMIN*HF)/(TF+ARMIN*HF))
    ENDIF
    IF (NFMIN.LE.0.)NFMIN=1
C*
C*   RETURN
C*   END
C*
C*****
C*   SUBROTINA PARA O CALCULO DOS PARAMETROS GEOMETRICOS
C*****
C*
C*   SUBROUTINE GEOMTR()
C*
C*   COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*   COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*   PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*   INTEGER NF
C*   REAL TF,WM,W,HF,H,S,AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,DHL,DHT,DHH,
C*   DHLK,PL,PT,ASF,AF
C*
C*   CALCULO DA GEOMETRICA PARA AS CONDICÕES SEM AREAS DE DESVIO OU
C*   OU APENAS DESVIO DE FLUIDO PELA REGIÃO DE TOPO
C*
C*   IF (W.EQ.WM) THEN
C*
C*   CALCULO DO ESPACAMENTO ENTRE AS ALETAS
C*
C*       S=(WM-NF*TF)/(NF+1)
C*
C*   SEM DESVIO DE FLUIDO
C*
C*       IF (H.EQ.HF) THEN
C*
C*   CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS SEM DESVIO
C*
C*       DHH=4.0*S*HF/(2.0*(HF+S))
C*
C*   AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*   AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SEM DESVIO DE FLUIDO
C*
C*       ASF=(2.0*HF*NF+S*(NF+1))*WM
C*       AF=(2.0*HF*NF)*WM
C*
C*   SOMENTE DESVIO DE TOPO
C*
C*       ELSE
C*
C*   CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DA REGIÃO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*       AT=WM*(H-HF)
C*       PT=WM+2.0*(H-HF)+NF*TF
C*       DHT=4.0*AT/PT
C*
C*   CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*       DHH=4.0*S*HF/(2.0*HF+S)
C*
C*   AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*   AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SOMENTE DESVIO DE TOPO DE FLUIDO
C*
C*       ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF+1))*WM
C*       AF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*WM
C*
C*   CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS DA REGIÃO DE
C*   ESCAPE DE FLUIDO
C*
C*       DHLK=2.0*S
C*
C*   CALCULO DA AREA DE ESCAPE DE FLUIDO PARA A REGIÃO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*       ALK=WM*S*(NF+1)
C*
C*   ENDIF
C*   ELSE
C*
C*   CALCULO DO ESPACAMENTO ENTRE AS ALETAS

```

```

C*
C*      S=(WM-NF*TF)/(NF-1)
C*
C*      IF(H.EQ.HF)THEN
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DA REGIAO DE DESVIO LATERAL
C*
C*          AL=HF*(W-WM)
C*          PL=2.0*((W-WM)+2.0*HF)
C*          DHL=4.0*AL/PL
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*          DHH=4.0*S*HF/(2.0*(HF+S))
C*
C*      AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*      AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA SOMENTE DESVIO LATERAL DE FLUIDO
C*
C*          ASF=(2.0*HF*NF+S*(NF-1))*WM
C*          AP=(2.0*HF*NF)*WM
C*
C*      ELSE
C*
C*      CALCULO DOS DIAMENTROS HIDRAULICOS DAS REGIOS DE DESVIO
C*
C*          AL=0.50*(H+HF)*(W-WM)
C*          AT=0.50*(W+WM)*(H-HF)
C*          PL=2.0*(H+0.50*(W-WM)+HF)
C*          PT=W+NF*TF
C*          DHL=4.0*AL/PL
C*          DHT=4.0*AT/PT
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DO CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*          DHH=4.0*S*HF/(2.0*HF+S)
C*
C*      AREAS DE TROCA DE CALOR TOTAL (BASE DOS CANAIS + SUPERFICIE DAS ALETAS) E
C*      AREA DE TROCA SOMENTE DAS ALETAS PARA DESVIO DE TOPO E LATERAL DE FLUIDO
C*
C*          ASF=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF+S*(NF-1))*WM
C*          AP=(2.0*(HF+0.5*TF)*NF)*WM
C*
C*      CALCULO DO DIAMETRO HIDRAULICO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS DA REGIAO DE
C*      ESCAPE DE FLUIDO
C*
C*          DHLK=2.0*S
C*
C*      CALCULO DA AREA DE ESCAPE DE FLUIDO PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*          ALK=WM*S*(NF-1)
C*
C*      ENDIF
C*      ENDIF
C*
C*      CALCULO DAS AREAS FROTAL DO CONJUNTO DE DAS ALETAS E DOS CANAIS ENTRE AS
C*      ALETAS
C*
C*          A=W*H
C*          AS=WM*HF
C*          AH=HF*(WM-NF*TF)
C*
C*      CALCULO DAS RAZOES DE ASPECTO E PHIS
C*
C*      CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO DOS CANAIS ENTRE AS ALETAS
C*
C*      IF(HF.GE.S)THEN
C*          AR=S/HF
C*      ELSE
C*          AR=HF/S
C*      ENDIF
C*      PHIH=2.0/3.0+11.0*AR*(2.0-AR)/24.0
C*
C*      CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO PARA A REGIAO DE DESVIO LATERAL
C*
C*      IF(W.NE.WM)THEN
C*          IF((0.50*(H+HF)).GE.(0.50*(W-WM)))THEN
C*              ARL=(0.50*(W-WM))/(0.50*(H+HF))
C*          ELSE
C*              ARL=(0.50*(H+HF))/(0.50*(W-WM))
C*          ENDIF
C*          PHIL=2.0/3.0+11.0*ARL*(2.0-ARL)/24.0

```

```

ENDIF
C*
C* CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
IF (H.NE.HF) THEN
  IF ((0.50*(W+WM)).GE.(H-HF)) THEN
    ART=(H-HF)/(0.50*(W+WM))
  ELSE
    ART=(0.50*(W+WM))/(H-HF)
  ENDIF
  PHIT=2.0/3.0+11.0*ART*(2.0-ART)/24.0
C*
C* CALCULO DA RAZAO DE ASPECTO DOS CANAIS PARA A REGIAO DE FUGA DE FLUIDO
C*
  ARLK=S/WM
  PHILK=2.0/3.0+11.0*ARLK*(2.0-ARLK)/24.0
C*
ENDIF
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA FLUIDO-DINAMICO *
C*****
C*
SUBROUTINE HYDRO(X,TOL)
C*
COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
INTEGER J,NE,NF
REAL X(21),XX(21),H,W,WM,HF,TF,RHO,U,TOL
C*
C*
IF (H.EQ.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
  NE=2
ENDIF
C*
IF (H.EQ.HF.AND.W.NE.WM) THEN
  NE=4
ENDIF
C*
IF (H.NE.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
  NE=4
ENDIF
C*
IF (H.NE.HF.AND.W.NE.WM) THEN
  NE=5
ENDIF
C*
C*****
C* "CHUTE" INICIAL DAS VELOCIDADES E DA QUEDA DE PRESSAO BASEADOS NA CONDICAO EM *
C* QUE E DESPREZADA A FUGA DE FLUIDO DA REGIAO ENTRE AS ALETAS PARA A REGIAO DE *
C* DESVIO DE TOPO *
C*****
C*
DO 92 J=1,NE-1
92 XX(J)=2*U
XX(NE)=3*(0.5*RHO*U**2)
C*
IF (H.NE.HF.AND.NE.EQ.4) THEN
C*
CALL NEWTONS(TOL,XX)
C*
NE=10
C*
X(1)=XX(1)
X(2)=XX(1)
X(3)=XX(1)
X(4)=XX(2)
X(5)=XX(2)
X(6)=XX(3)
X(7)=XX(3)
X(8)=XX(3)
X(9)=0.10*XX(1)
X(10)=XX(4)
C*
CALL STEEPD(TOL,X)

```

```

C*
C*****
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR *
C*****
C*
C*       X(NE+1)=X(NE) - (DPHS(X(4))+DPHB(X(5)))
C*
C*   ELSE
C*
C*       IF (H.NE.HF.AND.NE.EQ.5) THEN
C*
C*           CALL NEWTONS(TOL,XX)
C*
C*           NE=11
C*
C*           X(1)=XX(1)
C*           X(2)=XX(1)
C*           X(3)=XX(1)
C*           X(4)=XX(2)
C*           X(5)=XX(2)
C*           X(6)=XX(3)
C*           X(7)=XX(3)
C*           X(8)=XX(3)
C*           X(9)=XX(4)
C*           X(10)=0.10*XX(1)
C*           X(11)=XX(5)
C*
C*           CALL STEEPD(TOL,X)
C*
C*****
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR *
C*****
C*
C*       X(NE+1)=X(NE) - (DPHS(X(4))+DPHB(X(5)))
C*
C*   ELSE
C*
C*       DO 91, I=1, NE-1
91      X(I)=XX(I)
C*       X(NE)=XX(NE)
C*
C*       CALL NEWTONS(TOL,X)
C*
C*       IF (H.EQ.HF.AND.NE.EQ.4) THEN
C*
C*****
C*   CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELO CONJUNTO DE ALETAS NO DUTO RETANGULAR *
C*****
C*
C*       X(NE+1)=X(NE) - (DPHS(X(2))+DPHB(X(2)))
C*
C*   ELSE
C*
C*       X(NE+1)=X(NE)
C*
C*   ENDIF
C*
C*   ENDIF
C*
C*   ENDIF
C*
C*   RETURN
C*   END
C*
C*****
C*   SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS NAO-LINEARES UTILIZANDO O METODO DE NEWTON *
C*****
C*
C*   SUBROUTINE NEWTONS(TOL,X)
C*
C*   NE = NUMERO DE EQUACOES DO SISTEMA
C*   N = NUMERO MAXIMO DE ITERACOES PERMITIDO
C*   X = VETOR DE VARIAVEIS INDEPENDENTES (NA SAIDA É A SOLUCAO)
C*   F = VETOR DAS FUNCOES DO SISTEMA
C*   J = MATRIZ QUE REPRESENTA O JACOBIANO DO SISTEMA
C*   Y = VETOR DOS DESVIOS
C*   I,K,KK,SUM = VARIAVEIS AUXILIARES
C*   NORM = NORMA ADOTADA COMO A RAIZ DA SOMA DOS QUADRADOS DAS COMPONENTES
C*           DO VETOR DOS DESVIOS Y
C*   TOL = TOLERANCIA PERMITIDA
C*
C*   COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV

```

```

C*      INTEGER NE,N,I,K
      REAL X(21),F(21),J(21,21),S(21,2),TOL,SUM,NORM,DET,NORM0
C*
      NORM0=1.0E5
      K=1
1 IF(K.GT.N) GO TO 7
C      WRITE(*,*)K,X(1),X(NE)
      CALL FX(X,F)
      CALL JX(X,J)
      DO 4 I=1,NE
4        S(I,1)=-F(I)
      CALL GAUSSJ(J,NE,1,DET,S)
      SUM=0.0
      DO 5 I=1,NE
        X(I)=X(I)+S(I,1)
5      SUM=SUM+S(I,1)*S(I,1)
      NORM=SQRT(SUM)
      IF(NORM.LT.TOL)GO TO 3
      IF(NORM.LE.NORM0)THEN
        NORM0=NORM
      ELSE
        CALL STEEPD(TOL,X)
        GO TO 3
      ENDIF
      K=K+1
      GO TO 1
C*
7 WRITE(*,8)
8 FORMAT(/' MAXIMUM NUMBER OF INTERATIONS EXCEEDED ')
C*
3 RETURN
END
C*
C*****
C*      SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS NAO-LINEARES QUE UTILIZA O METODO DA      *
C*      DESCIDA INGRIME                                                                *
C*****
C*
      SUBROUTINE STEEPD(TOL,X)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
      INTEGER NE,N,I,L,K
      REAL X(21),F(21),Z(21),J(21,21),SUM,Z0,ALPHA0,ALPHA1,ALPHA2,
      *      ALPHA3,ALPHA4,G0,G1,G2,G3,G4,H1,H2,H3,TOL
C*
      K=1
1 IF(K.GT.N)GO TO 101
C      WRITE(*,*)X(1),X(NE),K
      G1=G(X,Z,0.)
      CALL FX(X,F)
      CALL JX(X,J)
      DO 10 L=1,NE
        Z(L)=0.
      DO 10 I=1,NE
        Z(L)=Z(L)+2.0*J(I,L)*F(I)
10 CONTINUE
      SUM=0.
      DO 40 I=1,NE
        SUM=SUM+Z(I)**2
40      Z0=SQRT(SUM)
      IF(Z0.EQ.0.)GO TO 101
      DO 50 I=1,NE
        Z(I)=Z(I)/Z0
50      ALPHA1=0.
      ALPHA3=0.10
      G3=G(X,Z,ALPHA3)
60 IF(ABS(G3).GE.ABS(G1))THEN
        ALPHA3=0.5*ALPHA3
        G3=G(X,Z,ALPHA3)
        IF(ALPHA3.LT.0.5*TOL)GO TO 101
        GO TO 60
      ENDIF
      ALPHA2=0.5*ALPHA3
      G2=G(X,Z,ALPHA2)
      H1=(G2-G1)/ALPHA2
      H2=(G3-G2)/(ALPHA3-ALPHA2)
      H3=(H2-H1)/ALPHA3
      ALPHA0=0.5*(ALPHA2-H1/H3)
      G0=G(X,Z,ALPHA0)

```

```

      IF(G0.LT.G3)THEN
        ALPHA4=ALPHA0
      ELSE
        ALPHA4=ALPHA3
      ENDIF
      G4=G(X,Z,ALPHA4)
      DO 70 I=1,NE
70      X(I)=X(I)-ALPHA4*Z(I)
        IF(ABS(G4-G1).LT.TOL)GO TO 101
        K=K+1
      GO TO 1
C*
101 RETURN
END
C*
C*****
C*      FUNCAO PARA O CALCULO DA VARIABEL G(X)
C*****
C*
      REAL FUNCTION G(X,Z,ALPHA)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
      INTEGER NE,I
      REAL X(21),XX(21),F(21),Z(21),ALPHA
C*
      DO 10 I=1,NE
10      XX(I)=X(I)-ALPHA*Z(I)
C*
      CALL FX(XX,F)
C*
      G=0.
      DO 20 I=1,NE
20      G=G+(F(I))**2
C*
      RETURN
END
C*
C*****
C*      SUBROTINA PARA SOLUCAO DE SISTEMAS LINEARES QUE UTILIZA O METODO DE GAUSS-
C*      JORDAN
C*****
C*
      SUBROUTINE GAUSSJ(A,N,NSOL,DET,X)
C*
      C      SIMULTANEOUS SYSTEMS OF LINEAR EQUATIONS SOLVER
      C      GAUSS-JORDAN METHOD WITH FULL CONDENSATION OF PIVOT
      C      A = INPUT ARGUMENTED MATRIX ** DESTROYED **
      C      X = INPUT CONSTANT VECTORS AND OUTPUT SOLUTION VECTORS
      C      N = ORDER OF COEFFICIENT MATRIX
      C      NSOL = NUMBER OF CONSTANT VECTORS
      C      DET = DETERMINANT OF COEFFICIENT MATRIX
C*
      INTEGER N,NSOL,MM,NN,J,KT,K,I,KK,KONT,JJ
      REAL A(21,21),X(21,2),DET,SIGN,AMAX,ABPIV,DIV,SS
C*
      MM=N+NSOL
      SS=1.0
      DET=1.0
      NN=N-1
      DO 14 J=1,NSOL
        KT=N+J
        DO 16 I=1,N
16          A(I,KT)=X(I,J)
14 CONTINUE
        DO 8 K=1,NN
          AMAX=0.0
          DO 2 I=K,N
            SIGN=A(I,K)
            ABPIV=ABS(SIGN)
            IF(ABPIV-AMAX)2,2,1
1          AMAX=ABPIV
            DIV=SIGN
            IMAX=I
2          CONTINUE
            IF(AMAX)3,3,4
3          DET=0.0
            WRITE(*,17)
            RETURN
4          IF(IMAX-K)5,7,5
5          DO 6,J=K,MM

```

```

      AMAX=A(IMAX,J)
      A(IMAX,J)=A(K,J)
      A(K,J)=AMAX
6    CONTINUE
      SS=-SS
7    KK=K+1
      DO 8 I=KK,N
        AMAX=A(I,K)/DIV
        DO 8 J=KK,MM
          A(I,J)=A(I,J)-AMAX*A(K,J)
8    CONTINUE
      DO 9 I=1,N
        DET=DET*A(I,I)
9    CONTINUE
      DET=DET*SS
      DO 13 K=1,NSOL
        JJ=N
        KONT=N+K
        DO 12 J=1,N
          KT=N-J+1
          X(KT,K)=A(JJ,KONT)/A(JJ,JJ)
          KK=N-J
          IF(KK)12,12,10
10         DO 11 I=J,NN
            A(KK,KONT)=A(KK,KONT)-X(KT,K)*A(KK,JJ)
            KK=KK-1
11         CONTINUE
          JJ=JJ-1
12        CONTINUE
13    CONTINUE
C*
17  FORMAT( ' SMALL PIVOT - MATRIX MAY BE SINGULAR ' / )
C*
15  RETURN
      END
C*
C*****
C*  SUBROTINA PARA O CALCULO DO JACOBIANO DO SISTEMA
C*****
C*
      SUBROUTINE JX(X,J)
C*
C*  DELTA = VARIACAO ADOTADA PARA O CALCULO DAS DERIVADAS
C*  FSUP,FINF = VALOR SUPERIOR E INFERIOR DA FUNCAO RESPECTIVAMENTE
C*  PARA O CALCULO DA DERIVADA
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C*
      INTEGER NE,I,K
      REAL X(21),J(21,21),F(21)
      REAL DELTA,FSUP,FINF
C*
      DELTA=1.0E-3
C*
      DO 32 I=1,NE
        DO 34 K=1,NE
C*
          X(K)=X(K)+DELTA
          CALL FX(X,F)
          FSUP=F(I)
C*
          X(K)=X(K)-DELTA
          CALL FX(X,F)
          FINF=F(I)
C*
34      J(I,K)=(FSUP-FINF)/DELTA
32    CONTINUE
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*  SUBROTINA PARA CHAVEAMENTO FUNCOES F(X)
C*****
C*
      SUBROUTINE FX(X,F)
C*
      COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,XF,CP,KM,RHOM
C*
      INTEGER NE

```

```

      REAL X(21),F(21),W,WM,H,HF
C*
      IF (NE.EQ.2) THEN
        CALL FX1(X,F)
      ENDIF
      IF (NE.EQ.4.AND.H.EQ.HF) THEN
        CALL FX2(X,F)
      ENDIF
      IF (NE.EQ.4.AND.W.EQ.WM) THEN
        CALL FX31(X,F)
      ENDIF
      IF (NE.EQ.10) THEN
        CALL FX32(X,F)
      ENDIF
      IF (NE.EQ.5) THEN
        CALL FX41(X,F)
      ENDIF
      IF (NE.EQ.11) THEN
        CALL FX42(X,F)
      ENDIF
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO NAO HOUVER DESVIO PELAS ALETAS   *
C*****
C*
      SUBROUTINE FX1(X,F)
C*
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WE,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
      *   PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
      REAL X(21),F(21),U,A,AH
C*
      NOME DAS VARIAVEIS
C*
      X(1) = UH (VELOCIDADE MEDIA NO INTERIOR DOS CANAIS)
      X(2) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
      F(1)=-DPHI(X(1))-DPHF(X(1))-DPHE(X(1))+X(2)
      F(2)=+A*U-AH*X(1)
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER SOMENTE DESVIO LATERAL PELAS ALETAS   *
C*****
C*
      SUBROUTINE FX2(X,F)
C*
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WE,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
      *   PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
      REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AL
C*
      NOME DAS VARIAVEIS
C*
      X(1) = UH (VELOCIDADE MEDIA NO INTERIOR DOS CANAIS)
      X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA ANTES/APOS OS CANAIS)
      X(3) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
      X(4) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
      F(1)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(4)
      F(2)=+DPHS(X(2))+DPLI(X(3))+DPLF(X(3))+DPLE(X(3))+
      *   DPHB(X(2))-X(4)
      F(3)=+A*U-AS*X(2)-AL*X(3)
      F(4)=+AS*X(2)-AH*X(1)
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*   SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER SOMENTE DESVIO DE TOPO PELAS ALETAS   *
C*****
C*
      SUBROUTINE FX31(X,F)
C*

```

```

COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL

C*
INTEGER NF
REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AT

C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA DOS CANAIS)
C* X(3) = UT (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(4) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
F(1)=+DPHS(X(2))+DPTI(X(3))+DPTE(X(3))+DPHB(X(2))-X(4)
F(2)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(4)
F(3)=+A*U-AS*X(2)-AT*X(3)
F(4)=+AS*X(2)-AH*X(1)

C*
RETURN
END

C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOVER SOMENTE DESVIO DE TOPO PELAS ALETAS *
C*****
C*
SUBROUTINE FX32(X,F)

C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL

C*
REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,ALK,AT,PES01,PES04

C*
C* NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHI (VELOCIDADE MEDIA NA ENTRADA DOS CANAIS)
C* X(3) = UHE (VELOCIDADE MEDIA NA SAIDA DOS CANAIS)
C* X(4) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE APROXIMACAO DOS CANAIS)
C* X(5) = UHB (VELOCIDADE MEDIA APOS A SAIDA DOS CANAIS)
C* X(6) = UTI (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(7) = UTE (VELOCIDADE MEDIA DE SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(8) = UTF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(9) = ULK (VELOCIDADE MEDIA DE FUGA DA REGIAO DAS ALETAS PARA A REGIAO
C* DE DESVIO DE TOPO)
C* X(10) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
PES01=0.50*X(2)/X(1)
PES04=0.50*X(7)/X(8)

C*
F(1)=+DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(10)
F(2)=+DPHI(X(2))+PES01*DPHF(X(1))+DPLK(X(9))+PES04*DPTF(X(8))+
*      DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(10)
F(3)=+DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))-X(10)
F(4)=+A*U-AT*X(6)-AS*X(4)
F(5)=+AT*X(6)+ALK*X(9)-AT*X(7)
F(6)=+AS*X(5)+AT*X(7)-A*U
F(7)=+0.50*(X(2)/X(1)+X(3)/X(1))-1.0
F(8)=+0.50*(X(6)/X(8)+X(7)/X(8))-1.0
F(9)=+AS*X(4)-AH*X(2)
F(10)=+AH*X(3)-AS*X(5)

C*
RETURN
END

C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOVER DESVIO DE TOPO E LATERAL PELAS ALETAS *
C*****
C*
SUBROUTINE FX41(X,F)

C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL

C*
INTEGER NF
REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,AL,AT

C*
C* NOME DAS VARIAVEIS

```

```

C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA PELOS CANAIS)
C* X(2) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA/SAIDA DOS CANAIS)
C* X(3) = UT (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(4) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
C* X(5) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
F(1)=+DPHS(X(2))+DPTI(X(3))+DPTE(X(3))+DPHB(X(2))-X(5)
F(2)=+DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))-X(5)
F(3)=+DPHS(X(2))+DPLI(X(4))+DPLE(X(4))+DPHB(X(2))-X(5)
F(4)=+A*U-AS*X(2)-AT*X(3)-AL*X(4)
F(5)=+AS*X(2)-AH*X(1)
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* SISTEMA DE EQUACOES PARA QUANDO HOUVER DESVIO DE TOPO E LATERAL PELAS ALETAS *
C*****
C*
SUBROUTINE FX42(X,F)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
REAL X(21),F(21),U,A,AH,AS,ALK,AL,AT,PESO1,PESO4
C*
NOME DAS VARIAVEIS
C*
C* X(1) = UHF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DOS CANAIS)
C* X(2) = UHI (VELOCIDADE MEDIA NA ENTRADA DOS CANAIS)
C* X(3) = UHE (VELOCIDADE MEDIA NA SAIDA DOS CANAIS)
C* X(4) = UHS (VELOCIDADE MEDIA DE APROXIMACAO DOS CANAIS)
C* X(5) = UHB (VELOCIDADE MEDIA APOS A SAIDA DOS CANAIS)
C* X(6) = UTI (VELOCIDADE MEDIA DE ENTRADA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(7) = UTE (VELOCIDADE MEDIA DE SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(8) = UTF (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO)
C* X(9) = UL (VELOCIDADE MEDIA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL)
C* X(10) = ULK (VELOCIDADE MEDIA DE FUGA DA REGIAO DAS ALETAS PARA A REGIAO
C* DE DESVIO DE TOPO)
C* X(11) = DPT (QUEDA DE PRESSAO TOTAL PELAS ALETAS)
C*
PESO1=0.50*X(2)/X(1)
C*
PESO4=0.50*X(7)/X(8)
C*
F(1)=+DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(11)
F(2)=+DPHI(X(2))+PESO1*DPHF(X(1))+DPLK(X(10))+PESO4*DPTF(X(8))+
* DPTE(X(7))+DPHB(X(5))-X(11)
F(3)=+DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))-X(11)
F(4)=+DPHS(X(4))+DPLI(X(9))+DPLF(X(9))+DPLE(X(9))+DPHB(X(5))-X(11)
F(5)=+A*U-AL*X(9)-AS*X(4)-AT*X(6)
F(6)=+AT*X(6)+ALK*X(10)-AT*X(7)
F(7)=+AS*X(5)+AT*X(7)+AL*X(9)-A*U
F(8)=+0.50*(X(2)/X(1)+X(3)/X(1))-1.0
F(9)=+0.50*(X(6)/X(8)+X(7)/X(8))-1.0
F(10)=+AS*X(4)-AH*X(2)
F(11)=+AH*X(3)-AS*X(5)
C*
RETURN
END
C*
C*****
C* FUNCOES QUE REPRESENTAM AS CORRELACOES PARA AS PERDAS DE PRESSAO *
C*****
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A ESTAGNACAO DO *
C* FLUIDO NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS *
C*****
C*
REAL FUNCTION DPHS(UHS)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*
REAL UHS,U,RHO,W,WM,H,HF,CM
C*
CM=0.80*(1-((WM*HF)/(W*H)))**6)
C*
DPHS=CM*0.50*RHO*(U**2-UHS**2)

```

```

C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO RELACIONADA COM A REGIAO DE ESTEIRA      *
C*      NA SAIDA DOS CANAIS                                                         *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPHB(UHB)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*
C*      REAL UHB,U,CJ,RHO,W,WM,H,HF
C*
C*      IF (H.EQ.HF.OR.W.EQ.WM) THEN
C*
C*          CJ=0.20
C*
C*      ELSE
C*
C*          CJ=0.10
C*
C*      ENDIF
C*
C*      DPHB=CJ*0.50*RHO*(U**2-UHB**2)
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE      *
C*      APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DE ENTRADA DOS CANAIS                     *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPHI(UHI)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UHI,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KC
C*
C*      SIGMA=S/(S+TF)
C*      REH=UHI*DHH/NI
C*
C*      IF (REH.LT.2000) THEN
C*          KC=(1.0-AR)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
C*          (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
C*      ELSE
C*          KC=(1.0-AR)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+AR*
C*          (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
C*      ENDIF
C*
C*      DPHI=KC*0.50*RHO*UHI**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C*      CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AO ATRITO VISCOSO DO              *
C*      FLUIDO NAS PAREDES DOS CANAIS CONSIDERANDO A VELOCIDADE MEDIA NO          *
C*      SENTIDO DO FLUXO                                                            *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPHF(UHF)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UHF,WM,DHH,NI,REH,XP,F,RHO,HF,AR,GAMMA1,B,C,
C*      REHEQ,RECRIT,PHIH
C*
C*      REH=UHF*DHH/NI
C*      RECRIT=3035.22-4497.45*AR+10719.4*AR**2-11285.3*AR**3+
C*      4232.46*AR**4
C*
C*      IF (REH.LT.RECRIT) THEN
C*
C*      FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE

```

```

C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C* DUTO RETANGULAR
C*
C*      XP=WM/(REH*DHH)
C*      GAMMA1=16.0/PHIH
C*
C*      F=(1.0/REH)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
C*      * 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
C*      ELSE
C*
C*      FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C*      DE DUTOS
C*
C*      B=0.09290+1.01612/(WM/DHH)
C*      C=-0.26800-0.31930/(WM/DHH)
C*      REHEQ=REH*PHIH
C*      F=B*REHEQ**C
C*
C*      ENDIF
C*
C*      DPHF=4.0*(F*WM/DHH)*0.50*RHO*UHF**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C* *****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DOS CANAIS *
C* *****
C*
C*      REAL FUNCTION DPHE(UHE)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UHE,S,SIGMA,RHO,TF,REH,DHH,NI,HF,AR,KE
C*
C*      SIGMA=S/(S+TF)
C*      REH=UHE*DHH/NI
C*
C*      IF(REH.LT.2000)THEN
C*      KE=(1.0-AR)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+AR*
C*      * (1.000-2.800*SIGMA+SIGMA**2)
C*      ELSE
C*      KE=(1.0-AR)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+AR*
C*      * (1.000-2.125*SIGMA+0.976*SIGMA**2)
C*      ENDIF
C*
C*      DPHE=KE*0.50*RHO*UHE**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C* *****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AO ATRITO VISCOSO DO FLUIDO *
C* NAS PAREDES DOS CANAIS CONSIDERANDO A VELOCIDADE MEDIA DE ESCAPE DO *
C* FLUIDO DOS CANAIS PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO *
C* *****
C*
C*      REAL FUNCTION DPLK(ULK)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL ULK,DHLK,NI,RELK,F,HF,RHO,RELKEQ,GAMMA1,XP,PHILK,B,C,
C*      * SIGNAL
C*
C*      IF(ULK.GT.0.)THEN
C*      SIGNAL=1.0
C*      ELSE
C*      SIGNAL=-1.0
C*      ENDIF
C*
C*      RELK=ABS(ULK*DHLK/NI)
C*
C*      IF(RELK.LT.2300)THEN
C*
C*      FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO LAMINAR NO INTERIOR DE DUTOS

```

```

C*      XP=HF/(RELK*DHLK)
C*      GAMMA1=16.0/PHILK
C*
C*      F=(1.0/RELK)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
C*      * 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
C*      ELSE
C*
C*      FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C*      DE DUTOS
C*
C*      B=0.09290+1.01612/(HF/DHLK)
C*      C=-0.26800-0.31930/(HF/DHLK)
C*      RELKEQ=RELK*PHILK
C*      F=B*RELKEQ**C
C*
C*      ENDIF
C*
C*      DPLK=SIGNAL*4.0*(F*0.50*HF/DHLK)*0.50*RHO*ULK**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*      *****
C*      CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE      *
C*      APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DESVIO DE TOPO                             *
C*      *****
C*
C*      REAL FUNCTION DPTI(UTI)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      *      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UTI,U,SIGMA,RHO,RET,DHT,NI,ART,KC
C*
C*      SIGMA=U/UTI
C*      RET=UTI*DHT/NI
C*
C*      IF(RET.LT.2200)THEN
C*      KC=(1.0-ART)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ART*
C*      * (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
C*      ELSE
C*      KC=(1.0-ART)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ART*
C*      * (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
C*      ENDIF
C*
C*      DPTI=KC*0.50*RHO*UTI**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*      *****
C*      CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE ATRITO NAS PAREDES DO *
C*      CANAL E DISSIPADOR NA REGIAO DE DESVIO DE TOPO                             *
C*      *****
C*
C*      REAL FUNCTION DPTF(UTF)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      *      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UTF,WM,RET,XP,NI,F,RHO,DHT,GAMMA1,RETEQ,PHIT,B,C
C*
C*      RET=UTF*DHT/NI
C*
C*      IF(RET.LT.2300)THEN
C*
C*      FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
C*      VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C*      DUTO RETANGULAR
C*
C*      XP=WM/(RET*DHT)
C*      GAMMA1=16.0/PHIT
C*
C*      F=(1.0/RET)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
C*      * 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
C*      ELSE

```

```

C*
C* FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C* DE DUTOS
C*
C*      B=0.09290+1.01612/(WM/DHT)
C*      C=-0.26800-0.31930/(WM/DHT)
C*      RETEQ=RET*PHIT
C*      F=B*RETEQ**C
C*
C*      ENDIF
C*
C*      DPTF=4.0*(F*WM/DHT)*0.50*RHO*UTF**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DA REGIAO DE DESVIO DE TOPO *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPTE(UTE)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UTE,U,SIGMA,RHO,RET,DHT,NI,ART,KE
C*
C*      SIGMA=U/UTE
C*      RET=UTE*DHT/NI
C*
C*      IF(RET.LT.2000)THEN
C*      KE=(1.0-ART)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+ART*
C*      (1.000-2.800*SIGMA+SIGMA**2)
C*      ELSE
C*      KE=(1.0-ART)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+ART*
C*      (1.000-2.125*SIGMA+0.976*SIGMA**2)
C*      ENDIF
C*
C*      DPTE=KE*0.50*RHO*UTE**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* APOS A VENNA CONTRACTA NA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPLI(UL)
C*
C*      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C*      COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C*      PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C*      REAL UL,U,SIGMA,RHO,DHL,NI,REL,ARL,KC
C*
C*      SIGMA=U/UL
C*      REL=UL*DHL/NI
C*
C*      IF(REL.LT.2200)THEN
C*      KC=(1.0-ARL)*(0.800+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ARL*
C*      (1.190-0.0107*SIGMA-0.389*SIGMA**2)
C*      ELSE
C*      KC=(1.0-ARL)*(0.480+0.0291*SIGMA-0.430*SIGMA**2)+ARL*
C*      (0.560-0.0302*SIGMA-0.383*SIGMA**2)
C*      ENDIF
C*
C*      DPLI=KC*0.50*RHO*UL**2.0
C*
C*      RETURN
C*      END
C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE ATRITO NAS PAREDES DO *
C* CANAL E DISSIPADOR NA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
C*      REAL FUNCTION DPLF(UL)

```

```

COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL

C*
REAL UL,WM,REL,XP,NI,F,RHO,DHL,GAMMA1,RELEQ,PHIL,B,C
C*
REL=UL*DHL/NI
C*
IF (REL.LT.2300) THEN
C*
FATOR DE ATRITO APARENTE PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM PERFIL DE
C* VELOCIDADES E TEMPERATURA SE DESENVOLVENDO SIMULTANEAMENTE EM
C* DUTO RETANGULAR
C*
XP=WM/(REL*DHL)
GAMMA1=16.0/PHIL
C*
F=(1.0/REL)*(3.435/XP**(0.50)+(GAMMA1+1.250/(4.0*XP)-
* 3.435/XP**(0.50))/(1.0+0.00021/XP**(2.0)))
C*
ELSE
C*
FATOR DE ATRITO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO NO INTERIOR
C* DE DUTOS
C*
B=0.09290+1.01612/(WM/DHL)
C=-0.26800-0.31930/(WM/DHL)
RELEQ=REL*PHIL
F=B*RELEQ**C
C*
ENDIF
C*
DPLF=4.0*(F*WM/DHL)*0.50*RHO*UL**2.0
C*
RETURN
END

C*
C*****
C* CORRELACAO PARA A QUEDA DE PRESSAO DEVIDO AOS EFEITOS DE EXPANSAO LIVRE *
C* NA SAIDA DA REGIAO DE DESVIO LATERAL *
C*****
C*
REAL FUNCTION DPLE(UL)
C*
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
REAL UL,U,SIGMA,RHO,DHL,NI,REL,KE,ARL
C*
SIGMA=U/UL
REL=UL*DHL/NI
C*
IF (REL.LT.2000) THEN
KE=(1.0-ARL)*(1.000-2.400*SIGMA+SIGMA**2)+ARL*(1.000-
* 2.800*SIGMA+SIGMA**2)
ELSE
KE=(1.0-ARL)*(1.000-2.083*SIGMA+1.005*SIGMA**2)+ARL*
* (1.000-2.125*SIGMA+0.976**SIGMA**2)
ENDIF
C*
DPLE=KE*0.50*RHO*UL**2.0
C*
RETURN
END

C*
C*****
C* SUBROTINA PARA VERIFICACAO DOS RESULTADOS *
C*****
C*
SUBROUTINE CHECK(X)
C*
COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
INTEGER IV
REAL X(21),U,W,H,WM,HF,NI,DPTH,DPTL,DPTT,QT,QTI,QTE,QVC,
* A,AH,AS,ALK,AL,AT,AR
C

```

```

C* SOMENTE DESVIO LATERAL
C*
C* IF (H.EQ.HF.AND.W.NE.WM) THEN
C*
C*     DPTH=DPHI(X(1))+DPHF(X(1))+DPHE(X(1))
C*     DPTL=DPHS(X(2))+DPLI(X(3))+DPLF(X(3))+DPLE(X(3))+DPHB(X(2))
C*     QT=A*U
C*     QTI=AS*X(2)+AL*X(3)
C*
C*     WRITE(IV,60)
C*     WRITE(IV,61)U,NF,DPTH,DPTL,QTI,QT
C*
C* ENDIF
C*
C* SOMENTE DESVIO DE TOPO
C*
C* IF (H.NE.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
C*
C*     DPTH=DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))
C*     DPTT=DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))
C*     QT=A*U
C*     QTI=AS*X(4)+AT*X(6)
C*     QTE=AS*X(5)+AT*X(7)
C*     QVC=AT*X(6)+ALK*X(9)-AT*X(7)
C*
C*     WRITE(IV,62)
C*     WRITE(IV,63)U,NF,DPTH,DPTT,QTI,QTE,QVC,QT
C*
C* ENDIF
C*
C* COM DESVIO DE TOPO E LATERAL
C*
C* IF (H.NE.HF.AND.W.NE.WM) THEN
C*
C*     DPTH=DPHI(X(2))+DPHF(X(1))+DPHE(X(3))
C*     DPTL=DPHS(X(4))+DPLI(X(9))+DPLF(X(9))+DPLE(X(9))+DPHB(X(5))
C*     DPTT=DPHS(X(4))+DPTI(X(6))+DPTF(X(8))+DPTE(X(7))+DPHB(X(5))
C*     QT=A*U
C*     QTI=AS*X(4)+AT*X(6)+AL*X(9)
C*     QTE=AS*X(5)+AT*X(7)+AL*X(9)
C*     QVC=AT*X(6)+ALK*X(10)-AT*X(7)
C*
C*     WRITE(IV,64)
C*     WRITE(IV,65)U,NF,DPTH,DPTL,DPTT,QTI,QTE,QVC,QT
C*
C* ENDIF
C*
C* 60 FORMAT(/'  U  ', '  NF  ', '  DPTH  ', '  DPTL  ', '  QTI  ',
C*      '  QT  ')
C* 61 FORMAT(F5.2,I3,5F10.5)
C* 62 FORMAT(/'  U  ', '  NF  ', '  DPTH  ', '  DPTT  ', '  QTI  ',
C*      '  QTE  ', '  QVC  ', '  QT  ')
C* 63 FORMAT(F5.2,I3,6F10.5)
C* 64 FORMAT(/'  U  ', '  NF  ', '  DPTH  ', '  DPL  ', '  DPTT  ',
C*      '  QTI  ', '  QTE  ', '  QVC  ', '  QT  ')
C* 65 FORMAT(F5.2,I3,7F10.5)
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA SOLUCAO DO PROBLEMA TÉRMICO
C*****
C*
C* SUBROUTINE THERM(UM)
C*
C* COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHM,DHLK,
C*      * PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C* COMMON /BLK5/ TETA
C*
C* INTEGER NF,IT
C* REAL AR,UM,TETA,TF,HF,WM,S,RHO,NI,KF,CP,KM,DHM,REH,PR,XSTAR,NUM,
C*      * HTM,MDOT,AH,ASF,AF,M,NETAF,NETAS,GAMMA2,F,NUINF,PHIH,B,C,
C*      * REHEQ
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C* MEDIAS DE MISTURA ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
C* CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS E PRANDTL

```

```

C*
C* REH=UM*DHH/NI
C* PR=RHO*NI*CP/KF
C*
C* VAZAO MASSICA MEDIA TOTAL PELOS CANAIS
C*
C* MDOT=RHO*UM*AH
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURA ENTRE A
C* BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DOS CANAIS
C*
C* IF(REH.LT.2300)THEN
C*
C* CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO LAMINAR COM DESENVOLVIMENTO SIMULTANEO
C* DOS PERFIS DE VELOCIDADE E TEMPERATURA PARA PLACAS PARALELAS AJUSTADA PARA
C* DUTOS COM PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
C* XSTAR=(WM/DHH)/(REH*PR)
C* GAMMA2=7.541*(1.0-2.610*AR+4.970*AR**2.0-5.119*AR**3.0+
C* 2.702*AR**4.0-0.548*AR**5.0)
C*
C* NUM=GAMMA2+(0.024*XSTAR**(-1.14))/(1.0+0.0358*PR**(0.17))*
C* XSTAR**(-0.64))
C*
C* ELSE
C*
C* CORRELACAO DO NUMERO DE NUSSELT BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO PARA ESCOAMENTO TURBULENTO DESENVOLVIDO EM DUTOS COM
C* PAREDES A TEMPERATURA UNIFORME
C*
C* B=0.09290+1.01612/(WM/DHH)
C* C=-0.26800-0.31930/(WM/DHH)
C* REHEQ=REH*PHIH
C* F=B*REHEQ**C
C* NUINF=((F/2.0)*(REH-1000.0)*PR)/(1.0+12.7*(F/2.0)**(0.50))*
C* (PR**(2.0/3.0)-1.0))
C* NUM=(1+2.4254/(WM/DHH)**(0.676))*NUINF
C*
C* ENDIF
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS MEDIAS
C* DE MISTURA DO FLUIDO ENTRE A ENTRADA E SAIDA DOS CANAIS
C*
C* HTM=KF*NUM/DHH
C*
C* CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA BASEADO NA DIFERENCA DE TEMPERATURAS
C* ENTRE A BASE DAS ALETAS E O FLUIDO NA ENTRADA DAS CANAIS
C*
C* HTF=MDOT*CP/ASF*(1.0-EXP(-HTM*ASF/(MDOT*CP)))
C*
C* CALCULO DA EFICIENCIA DO CONJUNTO DE ALETAS
C*
C* EFICIENCIA DE UMA UNICA ALETA
C*
C* M=(2.0*HTF/(KM*TF))**(0.50)
C* NETAF=TANH(M*HF)/(M*HF)
C*
C* EFICIENCIA DO CONJUNTO
C*
C* NETAS=1.0-AF/ASF*(1.0-NETAF)
C*
C* CALCULO DA RESISTENCIA TERMICA
C*
C* TETA=1.0/(HTF*ASF*NETAS)
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* SUBPROGRAMAS PARA O CALCULO DA MELHOR ESPESSURA DA BASE *
C*****
C*
C*****
C* SUBROTINA QUE UTILIZA O METODO DE NEWTON PARA O CALCULO DA RAIZ *
C*****
C*
C* SUBROUTINE NEWTON(PO,TOL,NO,P)
C*
C* ESTA SUBROTINA PROCURA UMA SOLUCAO F(X)=0 DADOS
C* O INTERVALO {A,B} ONDE F(X) É CONTINUA

```

```

C*      PO É UMA APROXIMACAO INICIAL
C*      TOL É A TOLERANCIA PARA O ERRO RELATIVO
C*      NO O NUMERO MÁXIMO PERMITIDO DE ITERACOES
C*      P RETORNA O VALOR DA RAIZ PROCURADA
C*
      INTEGER I,NO
      REAL PO,TOL,DF1,F1,P
C*
      I=1
10 IF(I.GT.NO) GO TO 21
C*      WRITE(*,*)I,P
      DF1=DFTAL(PO)
      F1=FTAL(PO)
      P=PO-F1/DF1
C*
C*      TESTE PARA O VALOR DO ERRO EM CADA ITERACAO
C*
      IF(ABS(P-PO).LT.TOL)GO TO 27
C*
      I=I+1
      PO=P
      GO TO 10
21 WRITE(*,12)
12 FORMAT(/' ULTRAPASSOU O NUMERO MAXIMO DE ITERACOES PERMITIDAS')
40 FORMAT(I3,' ',F10.7)
C*
27 RETURN
END
C*
C*****
C*      FUNÇÃO QUE RETORNA O VALOR DA DERIVADA DAS FUNÇÕES
C*****
C*
      REAL FUNCTION DFTAL(X)
C*
      REAL X,DELTA,F1,F2
C*
      DELTA=1.0E-4
C*
      X=X+DELTA
      F1=FTAL(X)
      X=X-DELTA
      F2=FTAL(X)
C*
      DFTAL=(F1-F2)/DELTA
C*
      RETURN
      END
C*
C*****
C*      SUBROTINA PARA CHUTE INICIAL DA ESPESSURA
C*****
C*
      SUBROUTINE KICKTAL(TLO)
C*
      REAL TLO,TAL,F1,F2
C*
      F1=1.0E5
      TAL=0.10
99 IF(TAL.GT.10)GO TO 100
      F2=ABS(FTAL(TAL))
      IF(F2.LT.F1)THEN
          TLO=TAL
          F1=F2
      ENDIF
      TAL=TAL+0.10
      GO TO 99
C*
100 RETURN
      END
C*
C*****
C*      FUNÇÃO QUE RETORNA O VALOR DE FP(UF) DA EQUACAO DA PRESSAO
C*****
C*
      REAL FUNCTION FTAL(TAL)
C*
      PARAMETER (PI=3.141592654)
C*
      COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
      COMMON /BLK5/ TETA

```

```

C*
C* REAL TAL,A,B,EPS,HTC,BI,LMDA,KM,WB,WM,TETA
C*
C* A=(WB**2/PI)**0.5
C* B=(WM**2/PI)**0.5
C* EPS=A/B
C* HTC=1/(TETA*WM**2)
C* BI=HTC*B/KM
C* LMDA=PI+1/(PI**0.5*EPS)
C*
C* FTAL=1/(PI*KM*A)*(EPS+(1-EPS)*LMDA*(1-(TANH(LMDA*TAL))**2)*
C* (1-(LMDA/BI)**2)/(1+(LMDA/BI)*TANH(LMDA*TAL))**2)
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* FUNCAO PARA CALCULO DA RESISTENCIA TERMICA TOTAL DA BASE *
C*****
C*
C* FUNCTION TETABASE(TAL)
C*
C* PARAMETER (PI=3.141592654)
C*
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C* COMMON /BLK5/ TETA
C*
C* REAL TAL,A,B,EPS,HTC,BI,LMDA,KM,WB,WM,TETA
C*
C* A=(WB**2/PI)**0.5
C* B=(WM**2/PI)**0.5
C* EPS=A/B
C* HTC=1/(TETA*WM**2)
C* BI=HTC*B/KM
C* LMDA=PI+1/(PI**0.5*EPS)
C*
C* TETABASE=1/(PI*KM*A)*(EPS*TAL+(1-EPS)*(TANH(LMDA*TAL)+LMDA/BI)/
C* (1+LMDA/BI*TANH(LMDA*TAL)))
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* FUNCAO QUE REPRESENTA A CURVA DE CARGA DO VENTILADOR *
C*****
C*
C* FUNCTION DPFAN(Q)
C*
C* REAL Q
C*
C* DPFAN=-2.27E3*Q+37.5
C*
C* RETURN
C* END
C*
C*****
C* SUBROTINA PARA IMPRESSAO DAS CONDICAOES DE MENOR RESISTENCIA E MINIMO MATERIAL *
C*****
C*
C* SUBROUTINE IMPRESS(HMOPT,HFOPT,WMOPT,NFOPT,UOPT,DPOPT,
C* TETAOPT,TBOPT,XOPT,NEOPT)
C*
C* COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
C* COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
C* COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
C* PHIH,PHIT,PHIL,PHILK,ART,ARL
C*
C* INTEGER I,NF,IO,NFOPT,NEOPT
C* REAL U,W,H,WM,HF,UOPT,TETAOPT,WB,HMOPT,HFOPT,DPOPT,XOPT(21),
C* WMOPT,A
C*
C* WRITE(IO,75)NFOPT,UOPT,HMOPT,HFOPT,WMOPT,TBOPT,TETAOPT,DPOPT,
C* UOPT*A
C* WRITE(IO,76)
C* WRITE(IO,90)
C* DO 97 I=1,NEOPT-1
C* 97 WRITE(IO,99)I,XOPT(I)
C* WRITE(IO,96)NEOPT,XOPT(NEOPT)
C*
C*
C* CALCULO DA GEOMETRIA OTIMA
C*

```

```

U=UOPT
HF=HFOPT
WM=WMOPT
NF=NFOPT

C*
CALL GEOMTR()

C*
CAMADA DA SUBROTINA PARA CALCULO DAS PRESSOES PARCIAIS

C*
CALL DPRES(XOPT)

C*
90 FORMAT(' VELOCIDADES NOS VARIOS CAMINHOS DO ESCOAMENTO '/')
99 FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' m/s')
96 FORMAT(' X(',I2,')=',F8.4,' Pa')
75 FORMAT(/' NUMERO DE ALETAS =',I5/, ' VELOCIDADE = ',F7.4,' [m/s]'/,
*          ' ALTURA DO CONJUNTO = ',F8.4,' [m]'/,
*          ' COMPRIMENTO DA ALETAS = ',F8.4,' [m]'/,
*          ' LARGURA/COMPRIMENTO DO CONJUNTO = ',F8.4,' [m]'/,
*          ' ESPESSURA DA BASE = ',F8.4,' [m]'/,
*          ' RESISTENCIA TERMICA = ',F8.4,' [C/W]'/,
*          ' QUEDA DE PRESSAO = ',F8.4,' [Pa]'/,
*          ' VAZAO VOLUMETRICA = ',F10.8,' [m3/s]')
76 FORMAT(/)

C*
RETURN
END

C*
C*****
C* SUBROTINA DE CALCULO DAS PRESSOES PARCIAIS ASSOCIADAS A CADA MECANISMO E A CADA
C* SECAO DO ESCOAMENTO
C*****
C*
SUBROUTINE DPRES(X)

C*
COMMON /BLK1/ NE,N,IN,IO,IT,ID,IV
COMMON /BLK2/ U,NF,TF,WB,WM,W,HF,H,S,RHO,NI,KF,CP,KM,RHOM
COMMON /BLK3/ AR,A,AH,AS,ALK,AL,AT,ASF,AF,DHL,DHT,DHH,DHLK,
*          PHIH,PHIT,PHIL,PHLK,ART,ARL

C*
INTEGER NE,NF,IO
REAL U,W,H,WM,HF,S,TF,NI,X(21),WB,DHL,DHT,DPHI1,DPHF1,DPHE1,
* DPHS1,DPTI1,DPTF1,DPTL1,DPHB1,DPLK1,DPLI1,DPLF1,DPLE1,DHH,
* PHIH,REL,RETF,A

C*
CALCULO DAS PRESSOES PARCIAIS EM CADA SECAO

C*
SEM DESVIO

IF(H.EQ.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
    DPHF1=DPHF(X(1))
    DPHI1=DPHI(X(1))
    DPHE1=DPHE(X(1))

C*
    WRITE(IO,98)
    WRITE(IO,81)DPHI1,DPHF1,DPHE1

C*
ENDIF

C
SOMENTE DESVIO LATERAL

C*
IF(H.EQ.HF.AND.W.NE.WM) THEN

C*
    DPHI1=DPHI(X(1))
    DPHF1=DPHF(X(1))
    DPHE1=DPHE(X(1))
    DPHS1=DPHS(X(2))
    DPLI1=DPLI(X(3))
    DPLE1=DPLE(X(3))
    DPHB1=DPHB(X(2))
    DPLF1=DPLF(X(1))

C*
    WRITE(IO,66)
    WRITE(IO,67)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPLI1,DPLF1,DPLE1,DPHB1

C*
CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DA REGIAO DE DESVIO LATERAL

C*
    REL=X(3)*DHL/NI
    WRITE(IO,78)REL

C*
ENDIF

C*

```

```

C*  SOMENTE DESVIO DE TOPO
C*
C*  IF (H.NE.HF.AND.W.EQ.WM) THEN
C*
C*      DPHI1=DPHI(X(2))
C*      DPHF1=DPHF(X(1))
C*      DPHE1=DPHE(X(3))
C*      DPHS1=DPHS(X(4))
C*      DPTI1=DPTI(X(6))
C*      DPTF1=DPTF(X(8))
C*      DPTE1=DPTE(X(7))
C*      DPHB1=DPHB(X(5))
C*      DPLK1=DPLK(X(9))
C*
C*      WRITE(IO,68)
C*      WRITE(IO,69)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPTI1,DPTF1,DPTE1,
C*      *      DPHB1,DPLK1
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS PARA A REGIAO DE DESVIO DE TOPO
C*
C*      RETF=X(8)*DHT/NI
C*      WRITE(IO,79)RETF
C*  ENDIF
C*
C*  COM DESVIO DE TOPO E LATERAL
C*
C*  IF (H.NE.HF.AND.W.NE.WM) THEN
C*
C*      DPHI1=DPHI(X(2))
C*      DPHF1=DPHF(X(1))
C*      DPHE1=DPHE(X(3))
C*      DPHS1=DPHS(X(4))
C*      DPTI1=DPTI(X(6))
C*      DPTE1=DPTE(X(7))
C*      DPTF1=DPTF(X(8))
C*      DPHB1=DPHB(X(5))
C*      DPLK1=DPLK(X(10))
C*      DPLI1=DPLI(X(9))
C*      DPLE1=DPLE(X(9))
C*      DPLF1=DPLF(X(9))
C*
C*      WRITE(IO,70)
C*      WRITE(IO,71)DPHI1,DPHF1,DPHE1,DPHS1,DPTI1,DPTF1,DPTE1,DPHB1,
C*      *      DPLK1,DPLI1,DPLF1,DPLE1
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DAS REGIOES DE DESVIO
C*
C*      REL=X(9)*DHL/NI
C*      RETF=X(8)*DHT/NI
C*      WRITE(IO,80)REL,RETF
C*  ENDIF
C*
C*  CALCULO DO NUMERO DE REYNOLDS DO ESCOAMENTO LIVRE NO INTERIOR DO CANAL
C*
C*      REDUCT=U*4.0*H*W/(2.0*(H+W)*NI)
C*      WRITE(IO,83)REDUCT
C*
C*  98 FORMAT(///'  DPHI  ','  DPHF  ','  DPHE  ')
C*  81 FORMAT(3F8.3)
C*  66 FORMAT(///'  DPHI  ','  DPHF  ','  DPHE  ','  DPHS  ',
C*  *      '  DPLI  ','  DPLF  ','  DPLE  ','  DPHB  ')
C*  67 FORMAT(8F8.3)
C*  78 FORMAT(///'  N.RE LATERAL  =',F10.3)
C*  68 FORMAT(///'  DPHI  ','  DPHF  ','  DPHE  ','  DPHS  ',
C*  *      '  DPTI  ','  DPTF  ','  DPTE  ','  DPHB  ','  DPLK  ')
C*  69 FORMAT(9F8.3)
C*  79 FORMAT(///'  N.RE TOPO  =',F10.3)
C*
C*  70 FORMAT(///'  DPHI  ','  DPHF  ','  DPHE  ','  DPHS  ','  DPTI  ',
C*  *      '  DPTF  ','  DPTE  ','  DPHB  ','  DPLK  ','  DPLI  ',
C*  *      '  DPLF  ','  DPLE  ')
C*  71 FORMAT(12F8.3)
C*  80 FORMAT(///'  N.RE LATERAL  =',F10.3/, '  N.RE TOPO  =',F10.3)
C*  83 FORMAT(/'  N.RE DUTO  =',F10.3)
C*
C*  RETURN
C*  END

```