

ANTONIO LUIZ PACIFICO

**ANÁLISE DE CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE  
DESEMPENHO DE SUPERFÍCIES PARA  
INTENSIFICAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo  
1995

**À MINHA MÃE, MARISA**

## AGRADECIMENTOS

Ao orientador e amigo Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara, pelas diretrizes seguras e constante incentivo.

À Sra. Sílvia Lucia Ribeiro, pela ajuda precisa no levantamento e organização da bibliografia deste trabalho.

À Cláudia Maki Yanagihara, pela paciência e atenção na revisão final.

Ao amigo Marcelo R. L. Tavares, pela ajuda na confecção das figuras.

Aos professores Arlindo Tribess, Flávio A. S. Fiorelli, Ernani V. Volpe e Alberto H. Neto, pela cessão de equipamentos ao longo de todo este programa.

Aos amigos Renato T. Vargas, Hamilton J. Sabanai, Rogério R. Junior, Rogério Ribeiro, Juan J. G. Bayón e Reinaldo Garcia, pela convivência e tantos pequenos detalhes de ajuda.

## SUMÁRIO

Item	Página
Lista de Figuras .....	iv
Lista de Tabelas .....	vii
Lista de Símbolos .....	viii
Resumo .....	xii
Abstract .....	xiii
Capítulo 1 - Introdução .....	1
Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica .....	6
2.1 - Introdução .....	6
2.2 - Intensificação de Transferência de de Calor em Escoamentos Externos .....	8
2.2.1 - Aletas Planas .....	8
2.2.2 - Superfícies Corrugadas .....	11
2.2.3 - Aletas em Forma de Pinos .....	14
2.2.4 - <i>Offset Strip Fins</i> .....	17
2.2.5 - Promotores de Turbulência .....	19
2.2.5.1 - Protrusões em Canais .....	20
2.2.5.2 - Superfícies com <i>ribs</i> .....	21
2.2.5.3 - Superfícies com Geradores Vórtices Longitudinais .....	28
2.2.6 - Intensificação de Transferência de Calor para Escoamentos Externos a Tubos .....	44
2.2.7 - Outros .....	46

2.3 - Intensificação de Transferência de Calor em Escoamento Interno a Tubos .....	49
2.4 - Projeto de Trocadores de Calor Compactos .....	52
<b>Capítulo 3 - Metodologia .....</b>	<b>54</b>
3.1 - Critérios de Avaliação de Desempenho .....	54
3.1.1 - Critério # 1 .....	58
3.1.2 - Critério # 2 .....	63
3.1.3 - Critério # 3 .....	69
3.1.3.1 - Comparação de Superfícies de Escala Particular .....	72
3.1.3.2 - Comparações para Área Frontal Fixa .....	73
3.1.4 - Critério # 4 .....	77
3.2 - Aplicação dos Critérios .....	80
3.2.1 - Redução das Correlações à mesma Base .....	81
3.2.2 - Apresentação das Superfícies Seleccionadas .....	85
3.2.2.1 - <i>Pin Fin</i> (Pin), Olson [59] .....	89
3.2.2.2 - <i>Corrugated and Perforated</i> (C&P), Fujii et al. [26] .....	95
3.2.2.3 - <i>Offset Strip Fin</i> (OSF1), Tinnaut et al. [75] .....	102
3.2.2.4 - <i>Corrugated</i> (Corr), O'Brien e Sparrow [58] .....	105
3.2.2.5 - <i>Ribs of semicircular ridge</i> (Rib1), <i>Ribs of triangular ridge</i> (Rib2) e <i>Ribs of square ridge</i> (Rib3), Liou e Hwang [48] .....	107

3.2.2.6 - <i>Offset Strip Fin (OSF2)</i> , Dubrovsky e Vasiliev [18] .....	114
3.2.2.7 - <i>Offset Strip Fin (OSF3)</i> , Joshi e Webb [38] .....	121
3.2.2.8 - <i>Offset Strip Fin (OSF4)</i> , Bergles [7] ...	128
3.2.2.9 - <i>Plain Fins Forming Rectangular Cross Sections (PFrs), Plain Fins Forming Triangular Cross Sections (PFts), Offset Strip Fin (OSF5), Louvered Fin (Louv) e Longitudinal Vortex Generators (LVG)</i> , Brockmeier et al. [13] .....	130
3.2.2.10 - <i>Resumo</i> .....	135
<b>Capítulo 4 - Resultados e Comentários</b> .....	139
4.1 - <i>Critério # 1</i> .....	140
4.2 - <i>Critério # 2</i> .....	147
4.3 - <i>Critério # 3</i> .....	156
4.4 - <i>Critério # 4</i> .....	174
<b>Capítulo 5 - Considerações Finais</b> .....	188
<b>Bibliografia</b> .....	192
<b>Apêndice A</b>	
<b>Apêndice B</b>	

## LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
2.1 - Aletas Planas .....	9
2.2 - Superfícies Corrugadas .....	11
2.3 - Aletas de Pinos .....	14
2.4 - Superfície do tipo <i>offset strip fin</i> .....	18
2.5 - Exemplo de protrusão em canais .....	21
2.6 - Configurações de <i>ribs</i> .....	23
2.7 - <i>Ribs</i> em canais com razões de aspecto diferentes .....	25
2.8 - Trocador de calor compacto idealizado com aplicação de geradores de vórtices longitudinais .....	29
2.9 - GVL-HDW e os vórtices por ele gerados .....	33
2.10 - GVL .....	35
2.11 - Núcleo do trocador de calor compacto sugerido por Valencia et al. [76] com a presença de GVL-HDWP.....	41
2.12 - Tubo aletado anularmente e a geração de vórtices entre as aletas, que promove a intensificação da transferência de calor .....	46
2.13 - Tubo com corrugação anular interna .....	50
2.14 - Tubo com microaletas internas .....	50
2.15 - Dispositivos para a intensificação da transferência de calor no interior de tubos .....	51
3.1 - Exemplos de cálculo do diâmetro nominal e fluxo mássico para passagens retangulares .....	60
3.2 - Típico gráfico da efetividade de trocador de calor, $\epsilon$ , vérsus o número de unidades de transferência,	

Ntu .....	62
3.3 - Diagrama esquemático de um trocador de calor de um único tubo .....	63
3.4 - Superfície <u>Pin</u> .....	89
3.5 - Célula da superfície <u>Pin</u> .....	91
3.6 - Superfície <u>C&amp;P</u> .....	95
3.7 - Diagramas esquemáticos de algumas superfícies da tabela 3.4 .....	98
3.8 - Parâmetros para o cálculo de $D_h$ (para a superfície <u>C&amp;P</u> ) .....	100
3.9 - Superfícies do tipo <i>offset strip fin</i> .....	102
3.10 - Superfície <u>Corr</u> .....	105
3.11 - Superfícies do tipo <i>rib</i> .....	108
3.12 - Diagrama esquemático para o cálculo de A. Representa a superfície <u>Rib3</u> .....	111
3.13 - Superfície <u>OSF2</u> .....	115
3.14 - Superfícies <u>PFRs</u> , <u>PFTs</u> , <u>OSF5</u> , <u>Louv</u> e <u>LVG</u> .....	132
4.1 - Resultados: Critério # 1 .....	144
4.2 - Resultados (parciais): Critério # 1 .....	145
4.3 - Classificação das superfícies segundo o critério # 1 .....	146
4.4 - Resultados: Critério # 2, com $\Delta T_1 = 75$ K .....	152
4.5 - Resultados: Critério # 2, com $\Delta T_1 = 75$ K .....	153
4.6 - Classificação das superfícies segundo o critério # 2 .....	154
4.7 - $\Delta \Psi^* \times \tau$ .....	155
4.8 - Resultados: Critério # 3-1 .....	158
4.9 - Resultados (parciais): Critério # 3-1 .....	159



4.10 - Classificação das superfícies segundo o critério # 3-1 .....	160
4.11 - Resultados: Critério # 3-2 .....	163
4.12 - Resultados (parciais): Critério # 3-2 .....	164
4.13 - Classificação das superfícies segundo os critérios # 3-2, # 3-3 e # 3-4 .....	165
4.14 - Resultados: Critério # 3-3 .....	167
4.15 - Resultados (parciais): Critério # 3-3 .....	168
4.16 - Resultados: Critério # 3-4 .....	171
4.17 - Resultados (parciais): Critério # 3-4 .....	172
4.18 - Resultados: Critério # 4 para $A/A_0$ .....	177
4.19 - Classificação das superfícies segundo o critério # 4 para $A/A_0$ .....	178
4.20 - Resultados: Critério # 4 para $A_c/A_{c0}$ .....	182
4.21 - Resultados: Critério # 4 para $A_c/A_{c0}$ . Não inclui a superfície OSF1 .....	183
4.22 - Classificação das superfícies segundo o critério # 4 para $A_c/A_{c0}$ .....	184

## LISTA DE TABELAS

Tabela	Página
3.1 - Definições (para o critério # 1) .....	59
3.2 - Parâmetros relativos para dois parâmetros fixados (para o critério # 3) .....	76
3.3 - Superfícies de intensificação de transferência de calor .....	86
3.4 - Superfícies testadas por Fujii et al. [26] .....	97
3.5 - Fator de atrito para a superfície <u>Corr</u> .....	106
3.6 - Superfícies do tipo <u>OSF2</u> e os respectivos parâmetros geométricos .....	116
3.7 - Superfícies do tipo OSF de Kays e London [42] .....	124
3.8 - Superfícies e sua aplicabilidade aos CAD's .....	136
3.9 - Parâmetros geométricos das superfícies .....	137
3.10 - Correlações finais para as superfícies .....	138
4.1 - Comparação entre as superfícies <u>OSF1</u> e <u>Pin</u> em termos de $A_c/A_{c0}$ .....	179

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $a$  = largura do trocador de calor;
- $A$  = área total de troca de calor;
- $A_b$  = área da base de troca de calor, ignora qualquer intensificação, igual ao comprimento vezes o perímetro aquecido;
- $A_c$  = área mínima de escoamento livre;
- $A_F$  = área frontal ignorando qualquer superfície de intensificação;
- $A_f$  = área frontal do núcleo do trocador;
- $A_{fin}$  = área das aletas;
- $b$  = espaço entre as placas;
- $c_p$  = calor específico do fluido;
- $D_h$  = diâmetro hidráulico, igual a  $4 \cdot A_c \cdot L / A$  (cfr. eq. 3.73);
- $f$  = fator de atrito, def. pela eq. (3.4a);
- $G_c$  = fluxo mássico baseado na mínima área livre de escoamento, def. pela eq. (3.2a);
- $h$  = coeficiente de transferência de calor baseado em  $A$ ;
- $j$  = fator de Colburn baseado em  $A$ , def. pela eq. (3.21a);
- $k$  = condutividade térmica;
- $l$  =  $b/2$ ;
- $L$  = comprimento do trocador de calor;
- $m$  = componente da eficiência da aleta,  $n_f$ , def. pela eq. (3.10a);
- $Ntu$  = número de unidades de transferência;
- $p$  = pressão;
- $P$  = potência de bombeamento;
- $Q$  = fluxo de calor;
- $r_h$  = raio hidráulico, igual a  $D_h/4$ ;

$S_{br}$  = pseudo número de Brinkman, def. pela eq. (3.38d);  
 $t$  = espessura da aleta (somente para as superfícies do tipo *offset strip fin*);  
 $T$  = temperatura;  
 $U$  = velocidade;  
 $v$  = volume específico;  
 $V$  = volume em um dos lados do trocador de calor;  
 $w$  = fluxo mássico;

### Adimensionais

$\Delta\Psi^*$  = fluxo de destruição de exergia adimensional, def. pela eq. (3.38a);  
 $Nu$  = número de Nusselt;  
 $Pr$  = número de Prandtl;  
 $Re$  = número de Reynolds;  
 $St$  = número de Stanton;

### Símbolos Gregos

$\beta$  = razão entre  $A$  e  $V$ ;  
 $\gamma$  = definido pela eq. (3.37c);  
 $\Delta\Psi$  = fluxo de destruição de exergia;  
 $\Delta_{pf}$  = queda de pressão;  
 $\sigma$  = razão entre  $A_c$  e  $A_f$ ;  
 $\eta_f$  = eficiência da aleta; def. pela eq. (3.9);

$\eta_0$  = eficiência da superfície, def. pela eq. (3.8);  
 $\mu$  = viscosidade do fluido;  
 $\rho$  = densidade do fluido;  
 $\epsilon$  = efetividade do trocador de calor;  
 $\delta$  = espessura da aleta;  
 $\tau$  = definido pela eq. (3.38c);  
 $\psi$  = diâmetro do pino (critério # 1) ou fluxo específico de exergia ( critério # 2);  
 $\Psi$  = fluxo de exergia;

#### Subscritos

n = quando o parâmetro está baseado na área de base de troca de calor  $A_p$ ;  
0 = estado de referência (critério # 2) ou superfície de referência (critério # 4);  
1 = entrada;  
p = parede;  
 $D_h$  = para o diâmetro hidráulico fixado;  
 $A_f$  = para a área frontal fixada;  
Ntu = para o número de unidades de transferência fixado;  
P = para a potência de bombeamento fixada;  
V = para o volume fixado;  
s = indica parâmetro referente a superfície (cfr. par. "Redução das Correlações à mesma Base");

Sobrescritos

- + = indica quando o parâmetro está fixado;
- \* = parte do parâmetro associado com a solução;
- , = parte do parâmetro associado com o problema.

## RESUMO

O presente trabalho tem como objetivos fazer uma extensa revisão bibliográfica sobre técnicas de intensificação de transferência de calor aplicadas a trocadores de calor compactos e uma análise de critérios de avaliação de desempenho aplicáveis a estas superfícies. Para tanto, 15 destas superfícies foram selecionadas da literatura, dentre as quais algumas já são de aplicação consagrada em trocadores de compactos, como *offset strip fins*, *pin fins* e superfícies corrugadas, e outras são o resultado de pesquisas que visam sua futura aplicação nestes dispositivos, como superfícies com *ribs* ou geradores de vórtices longitudinais. Algumas destas superfícies necessitaram de redução à mesma base, pois estes critérios utilizam correlações de transferência de calor e atrito para avaliarem o desempenho comparativo das superfícies a eles submetidas. Como nem sempre essas correlações são levantadas para o mesmo comprimento característico,\* para a redução à mesma base,\* utilizou-se a definição de diâmetro hidráulico dada em Kays e London [42]. A classificação das 15 superfícies em relação a cada um dos 4 critérios foi sensivelmente diferente, o que leva a concluir que a análise de desempenho de superfícies de intensificação de transferência de calor através destes critérios é relativa. É necessário portanto, para uma visão global do desempenho destas superfícies, a aplicação de mais de um critério, em função do parâmetro que se queira analisar e das limitações de cada critério.

**ABSTRACT**

The object of this work has been to review extensively the existing bibliography about heat transfer enhancement techniques applied to compact heat exchangers, as well as to analyze the performance evaluation criteria which can be applied to the enhanced surfaces. Fifteen heat transfer surfaces have been selected from literature. Some of them are applied to commercial compact heat exchangers, such as the offset strip fins, the pin fins and the corrugated surfaces. Others such as the rib surfaces or the longitudinal vortex generators, are the result of research activities intended to find out future applications in commercial devices. Some of the surfaces selected had to be reduced to the same basis, since the criteria use heat transfer and friction correlations in order to evaluate the comparative performance of the surfaces studied. Since these correlations have not been consistently established for the same characteristic lengths, the Kays and London [42] hydraulic diameter definition has been used for the reduction to the same basis. Each of the fifteen surfaces tested has shown a notably different classification under each of the four criteria applied, so that the author was forced to conclude that the heat transfer enhancement performance analysis can yield different results depending on the criterion. In order to study the performance of these surfaces, it is necessary to use more than one criterion, depending on the parameter analyzed and on the limitations of each criterion.



## Capítulo 1 - INTRODUÇÃO

O interesse em intensificação de transferência de calor tem obtido um rápido crescimento, especialmente alimentado pela busca, por parte da indústria, de produtos compactos e altamente eficientes. Mais especificamente, busca-se com a aplicação de técnicas de intensificação de transferência de calor a redução de material empregado, a diminuição da perda de pressão nos condutos e o aumento da capacidade de transferência de calor para a fabricação de trocadores de calor compactos mais eficientes.

Existem diversas maneiras de se conseguir a intensificação da transferência de calor. A maneira mais simples consiste em colocar aletas contínuas ao longo da superfície. Com isto consegue-se um aumento na relação entre a área de transferência de calor pelo volume do trocador, o que portanto permite reduzir o tamanho do dispositivo de transferência de calor. Exemplos destas superfícies são aletas planas formando canais retangulares ou triangulares.

Colocando-se diversos dispositivos que possuem formas geométricas variadas, consegue-se a intensificação da transferência de calor através da promoção da quebra da camada limite do escoamento. Quando há sucessivas quebras da camada limite num escoamento, surgem ao longo da sua direção vários picos no coeficiente de transferência de calor local, causando assim um aumento global da transferência de calor. Geralmente, consegue-se esta quebra da camada limite com aletas do tipo *offset strip* ou aletas com venezianas - *louvered fins*.

As aletas do tipo *offset strip*, são aletas planas de

pequenos comprimentos e em arranjo alternado. Nesta configuração a quebra da camada limite ocorre devido a constante repetição de pequenos canais, que não permitem o seu desenvolvimento.

As aletas com venezianas são aletas contínuas que possuem cortes na sua superfície, permitindo assim a passagem do escoamento de um canal a outro, interrompendo sucessivamente o desenvolvimento da camada limite. Superfícies perfuradas induzem o mesmo tipo de comportamento no escoamento, intensificando assim a transferência de calor.

Outro tipo de aleta que promove a intensificação de transferência de calor é a que possui forma de pino. Este tipo de aleta gera os chamados escoamentos secundários, neste caso a produção de pequenas esteiras no escoamento. Este escoamento, aliado ao principal aumentam as taxas de transporte e intensificam a transferência de calor.

Também geram escoamentos secundários as superfícies corrugadas, nome genérico dados as superfícies com perfis senoidais ou que possuem contrações e expansões abruptas. Neste caso o escoamento secundário ocorre nas regiões côncavas entre duas corrugações do duto e intensifica a transferência de calor.

Finalmente, consegue-se um bom nível de intensificação de transferência de calor com superfícies que geram estruturas vorticais no escoamento.

A geração de estruturas vorticais no escoamento é conseguida colocando-se sobre a superfícies que se deseje intensificar a transferência de calor os chamados promotores de turbulência, que promovem a emissão de vórtices e incrementam as taxas de transporte num escoamento laminar. Podem ocorrer

diversos tipos de escoamentos vorticiais. Um cilindro circular colocado perpendicularmente à superfície gerará os chamados *horseshoe* vórtices. Um *rib* - que pode ter seção transversal retangular, semicircular, ou triangular -, ou um gerador de vórtices longitudinais, criam a jusante dos mesmos uma estrutura vortical que aumenta os gradientes de transporte perto da parede e intensificam a transferência de calor.

Atualmente, a utilização de Geradores de Vórtices Longitudinais, GVL, tem se mostrado promissora para futuras aplicações em trocadores de calor compactos devido a alta potencialidade na intensificação da transferência de calor, apesar de isto acarretar também um aumento na perda de carga no escoamento.

Todas essas técnicas de intensificação de transferência de calor também têm seu lado negativo, que é o simultâneo aumento que provocam na perda de pressão do escoamento junto com o incremento na transferência de calor. O compromisso entre essas duas conseqüências determinará a eficiência da superfície de intensificação de transferência de calor.

Para a avaliação não só do compromisso entre a transferência de calor e da perda de pressão, mas também entre os parâmetros geométricos envolvidos com as superfícies de intensificação de transferência de calor, surgiram os Critérios de Avaliação de Desempenho - CAD's -, que auxiliam na comparação de várias destas superfícies segundo objetivos específicos.

Os estudos em intensificação de transferência de calor são relativamente recentes. Apesar de existirem uma quantidade crescente de estudos, ainda não se conhecem todas as

características dos escoamentos e dos mecanismos de transporte. No estágio atual, alguns trabalhos na área numérica têm ajudado na modelagem do escoamento na presença de promotores de turbulência. Na área experimental, o emprego de visualização do escoamento, mapeamento dos campos de velocidade e temperatura por técnicas específicas, como a utilização de filmes de cristais líquidos, para mapeamento do campo de temperatura, constituem outras ferramentas de grande auxílio aos pesquisadores. Os estudos na área de intensificação de transferência de calor constituem o que se denomina de segunda geração das pesquisas em transferência de calor<sup>1</sup>.

Apresentadas todas estas características na área de intensificação de transferência de calor, acreditamos que a melhor justificativa para este trabalho reside na necessidade de sistematização das informações. Atualmente, é grande o número de superfícies utilizadas em intensificação de transferência de calor, mas estas se encontram espalhadas em publicações da área. Além disso, a utilização dos Critérios de Avaliação de Desempenho - CAD's - têm se mostrado eficientes na análise destas superfícies, mas cada um destes enfatizam objetivos diferentes. Faz-se necessário, portanto, uma análise mais cuidadosa destes critérios também.

Os objetivos do presente trabalho são:

1º) fazer uma revisão bibliográfica crítica das técnicas de intensificação de transferência de calor em

---

<sup>1</sup>Cfr. Bergles [7], 1988.

escoamento monofásico, dando ênfase aos trabalhos sobre superfícies de intensificação de transferência de calor, publicados a partir de 1988;

2º) fazer um estudo crítico dos Critérios de Avaliação de Desempenho - CAD's - aplicados para análise de superfícies intensificadas;

3º) aplicar os CAD's em diversas superfícies utilizadas em trocadores de calor compactos.

Todos esses objetivos estão dirigidos para os trocadores de calor compactos, i.e., aplicação e análise de desempenho de superfícies de intensificação de transferência de calor para utilização em trocadores de calor compactos.

## Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 - Introdução

Desde a década de 50, a área de intensificação de transferência de calor vem mostrando um acelerado crescimento, tanto a nível de pesquisa como de aplicação prática. Hoje, o assunto de intensificação de transferência de calor é sem dúvida uma das áreas mais importantes dentro da transferência de calor.

Para situar o problema no seu contexto histórico, quatro artigos sintetizam de forma adequada a importância e a potencialidade de aplicação dessas técnicas. No primeiro, Bergles [6], discute, após um levantamento de 25 anos das técnicas de intensificação de transferência de calor por convecção, as quatro maiores áreas de interesse neste tema: (1) superfícies promotoras de intensificação no lado externo dos tubos de trocadores de calor compactos; (2) superfícies rugosas no lado interno dos tubos; (3) *offset strip fins*; e (4) tubos microaletados internamente para escoamento de refrigerantes em evaporadores e condensadores. Dentro de cada uma destas quatro áreas, o autor cita técnicas específicas, apresentando resultados empíricos em forma de correlações para determinado escoamento em superfícies específicas. Traz 92 referências bibliográficas abrangendo todas as áreas de maior aplicação.

O segundo artigo, também de Bergles [7], define todas as técnicas mais relevantes em intensificação de transferência de calor e acrescenta em relação ao anterior alguns exemplos de

recentes estudos experimentais. Acompanham este artigo 46 referências bibliográficas, sendo portanto um *review paper* que traduz bem o estado da arte de intensificação de transferência de calor.

O artigo de Butterworth e Mascone [14], de caráter técnico-jornalístico, é sobre as perspectivas da transferência de calor no século XXI. Foi perguntado a diversos especialistas na área quais seriam os avanços mais significativos para o próximo século. As áreas mais votadas foram: em primeiro lugar, trocadores de calor compactos; em segundo, dinâmica dos fluidos computacional; em terceiro, *expert systems* -que são sistemas dedicados a resolverem problemas específicos e tomar decisões, pois levam em sua "bagagem" a "sabedoria" de diversos especialistas.

Finalmente, citamos como um bom *review paper*, o artigo de Balaras [3]. Este artigo divide as técnicas atuais de intensificação de transferência de calor em quatro ramos: métodos de intensificação em superfícies, em fluidos, métodos combinados e intensificação composta, apresentando ao mesmo tempo correlações para algumas superfícies. O autor, numa análise para o futuro baseado nas tendências atuais, ressalta que a mais promissora técnica será a da intensificação composta, tal como combinação de perfuração e corrugação na mesma superfície. Traz 54 referências bibliográficas.

Passemos então à análise específica das técnicas de intensificação de transferência de calor que têm obtido resultados mais significativos. Para tanto, vamos subdividi-las em dois grandes grupos: intensificação de transferência de calor

em escoamentos externos a tubos -incluindo aletas e placas- e intensificação de transferência de calor em escoamentos internos a tubos. Daremos maior ênfase a primeira, pois é a que apresenta maior gama de pesquisas. Serão apresentados também, no final deste capítulo, alguns artigos sobre projeto de trocadores de calor compactos.

## **2.2 - Intensificação de Transferência de Calor em Escoamentos Externos**

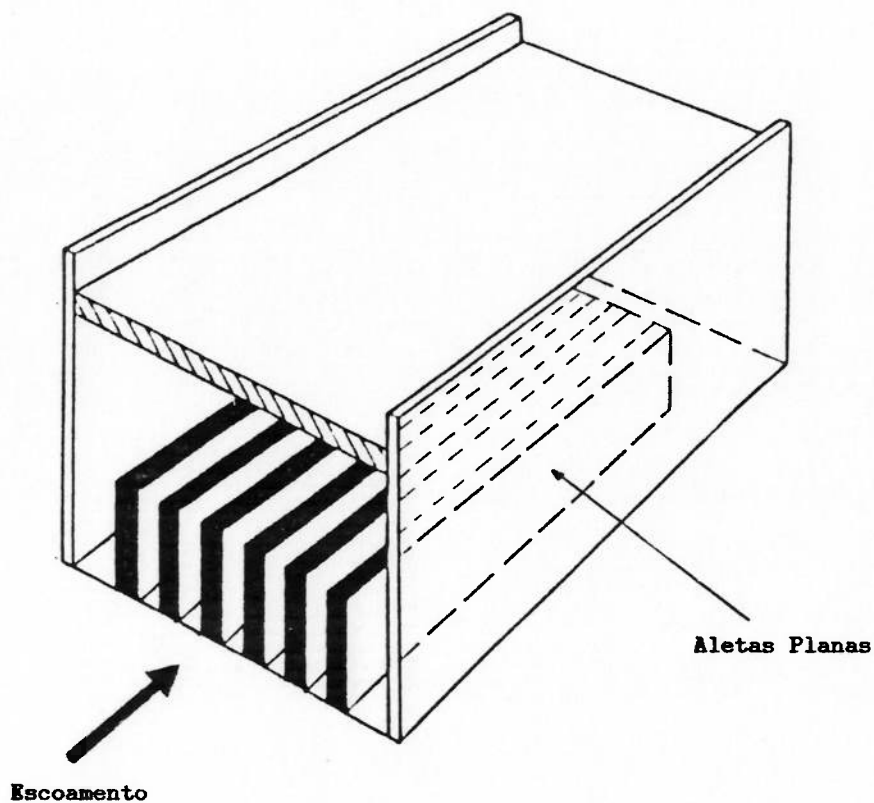
A referência básica nesta área é Kays e London [42]. Neste livro, "Compact Heat Exchangers", de 1984, encontramos indicações sobre projeto, soluções analíticas dos escoamentos internos aos tubos e uma grande quantidade de superfícies aplicadas a trocadores de calor compactos, com suas respectivas configurações geométricas e resultados experimentais em termos do coeficiente de Colburn,  $j$ , e do fator de atrito,  $f$ , em função do número de Reynolds. No capítulo sobre a metodologia, o livro de Kays e London [42] será, como veremos, uma referência importante quanto a busca de definições e parâmetros geométricos de diversas superfícies de transferência de calor.

### **2.2.1 - Aletas Planas**

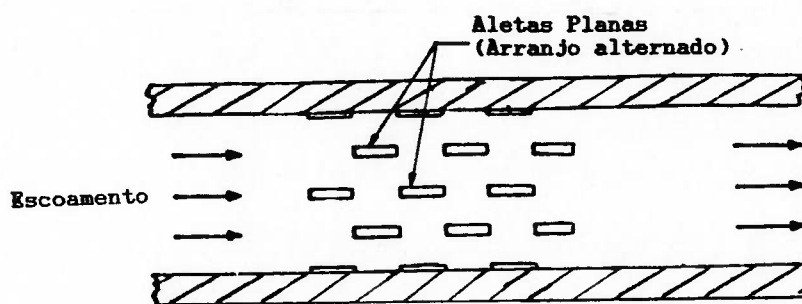
As figuras 2.1a e 2.1b mostram desenhos genéricos deste tipo de aletas.



Na área de aletas planas, Sparrow e Hajiloo [71], em 1980, estudaram a transferência de calor via analogia de transferência de calor e massa usando sublimação de naftaleno



(a)



(b)

Figura 2.1 Aletas Planas; (a) contínuas e paralelas à direção do escoamento; (b) descontínuas e em arranjo alternado.

em canais com placas planas arranjadas alternadamente -staggered- e verificaram que tanto o aumento na transferência de calor como

no coeficiente de atrito estão ligados ao incremento da espessura das placas e ao aumento do número de Reynolds. Seus resultados mostraram que o incremento no número de Nusselt passa a ser pequeno a partir da segunda fileira de placas.

Posteriormente, em 1986, Kadle e Sparrow [40] verificaram analítica, numérica e experimentalmente a transferência de calor e o escoamento em aletas planas longitudinalmente colocadas ao escoamento, sendo este um trabalho que procura mais entender o mecanismo de eficiência nestas aletas.

Colocando aletas verticais alinhadas paralelamente ao escoamento de ar em dutos, Naik et al. [55] fizeram, em 1988, um longo estudo termo-hidráulico das características de um trocador de calor com este arranjo. Assim como Sparrow e Hajiloo [71], os autores deste trabalho também empregaram nos seus experimentos uma espessura maior das aletas -neste caso de 3 mm-, procurando então estudar a intensificação de transferência de calor variando outras características geométricas tais como espaçamento e altura das aletas.

Gryadunov et al. [29], 1989, tratam das características básicas dos parâmetros de atrito e transferência de calor em superfícies de trocadores de calor compactos de tubos e aletas planas. Apresentam correlações para esses parâmetros na faixa do número Reynolds laminar. Sua principal característica é apresentar esses parâmetros em função do passo, comprimento e espessura das aletas. É um artigo simples, mas que contribui para o entendimento do fenômeno de transferência de calor em trocadores compactos que empregam este tipo de aletas.

### 2.2.2 - Superfícies Corrugadas

O trabalho de Maltson et al. [50], de 1989, faz um estudo entre várias superfícies aletadas para trocadores de calor compactos, comparando com resultados de superfícies semelhantes apresentadas por Kays e London [42]. As superfícies estudadas pelos autores são três: trocadores de tubo achatado com aletas corrugadas de três diferentes alturas e espaçamentos entre os corrugamentos. Seus resultados, comparados com outras duas superfícies de Kays e London [42], uma plana e outra corrugada, mostraram-se ligeiramente melhores. A originalidade deste trabalho está na conclusão de que a forma do corrugamento, mais ou menos suave, influi diretamente nos resultados de intensificação de transferência de calor. Sendo que as formas

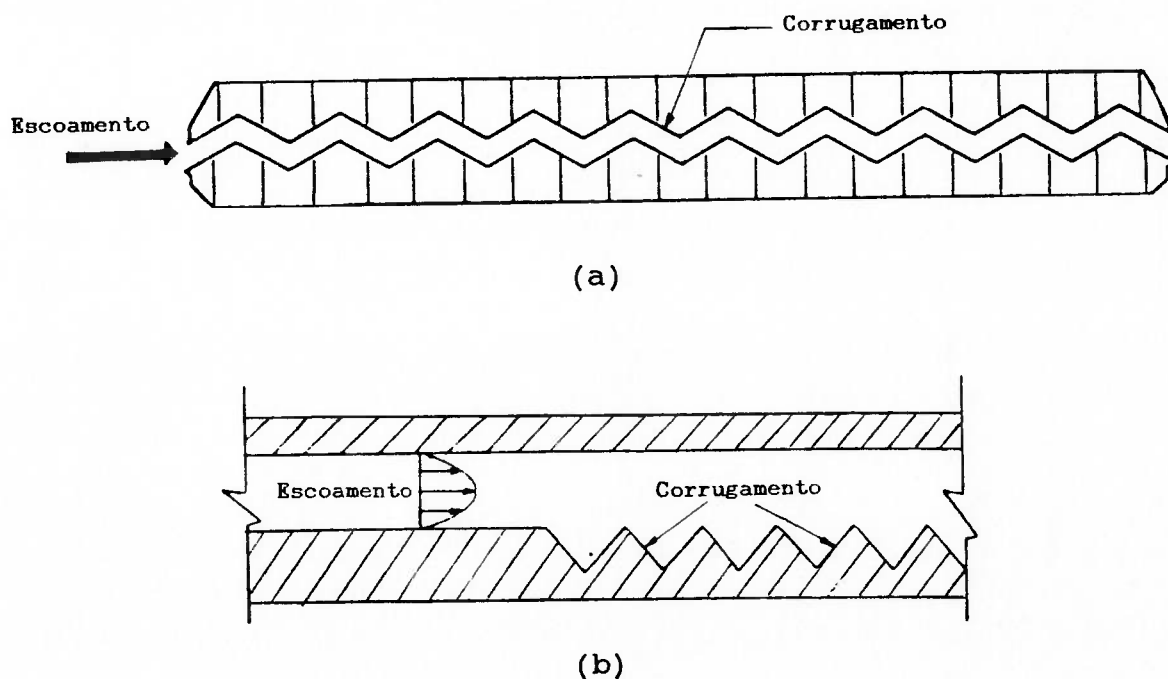


Figura 2.2 Superfícies corrugadas; (a) em ambas as superfícies do canal; (b) com corrugação somente em uma superfície.

menos suaves, mais abruptas, intensificam mais a transferência de calor, mas aumentam mais a perda de carga.

O'Brien e Sparrow [58], 1982, estudaram o escoamento de água em canal corrugado, com visualização do escoamento e encontraram uma intensificação de transferência de calor 2,5 vezes maior do que o mesmo escoamento num canal de placas paralelas. Levantaram uma correlação para a transferência de calor e tabelaram o fator de atrito em função do número de Reynolds. Um esboço do canal corrugado utilizado pelos autores é mostrado na figura 2.2a.

Greiner et al. [28], 1990, fizeram um trabalho semelhante a O'Brien e Sparrow [58], com escoamento de água em canal corrugado, mas com corrugação somente na face inferior do canal (veja figura 2.2b). Fizeram também visualização do escoamento. Seu trabalho visou principalmente o estudo do regime de transição nestas condições de escoamento, projetando para este fim um canal que induzia normalmente ondas de Tollmien-Schlichting de modo a obter intensificação de mistura. Conclui que o grau de intensificação obtido aumenta com o incremento do número de Reynolds e da distância em relação ao início do corrugamento.

Farhanieh et al. [21], 1993, pesquisaram numérica e experimentalmente o escoamento laminar e vertical em canais entalhados *-grooved-* somente em um dos lados. O trabalho mapeia a temperatura superficial por interferometria holográfica. Conclui que ocorre boa intensificação de transferência de calor, mas sob pena de um considerável aumento na perda de carga. Relata ao final que a intensificação é maior quanto mais forte é o

movimento de *reattachment* do escoamento nas ranhuras, mostrando boas figuras para tanto.

Snyder *et al.* [69], 1993, mediram a razão de transferência de calor e queda de pressão numa região do escoamento termicamente desenvolvida para uma superfície corrugada em forma senoidal. Os autores realizaram os testes em regime laminar e obtiveram uma correlação para a transferência de calor. Além de um estudo de visualização do escoamento, foram feitas comparações com expressões clássicas como a de Dittus-Boelter. Seu trabalho prova que a intensificação de transferência de calor causada nestas superfícies em regime laminar e de transição é devido à geração de escoamentos secundários, aliados ao principal.

Finalmente Fujii *et al.* [26], 1988, apresentam uma superfície diferente para aplicação em trocadores de calor compactos, com contração e expansão entre as placas que, além disto, apresentam pequenos furos para a passagem de escoamento (porosidade) e conseqüente quebra da camada limite para promover a intensificação de transferência de calor. Fazendo várias combinações de porosidade e distância entre as placas, o trabalho levanta correlações para a transferência de calor e o fator de atrito. Nestes tipos de superfície a porosidade tem maior influência no sentido de aumentar a intensificação da transferência de calor do que a corrugação.

### 2.2.3 - Aletas em Forma de Pinos

As figuras 2.3a e 2.3b mostram este tipo de superfície.

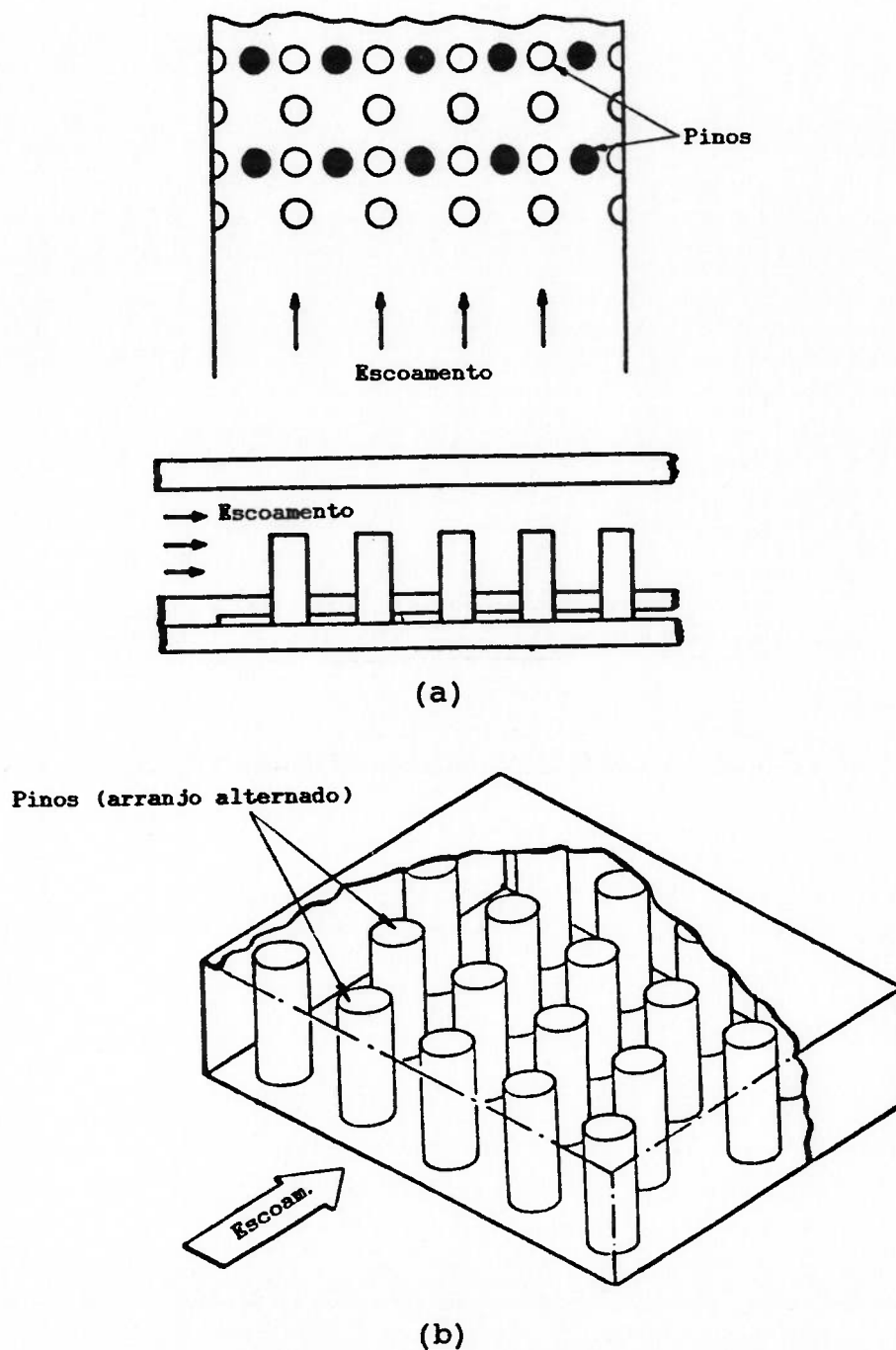


Figura 2.3 Aletas de pinos; (a) vistas planas dos arranjos em linha, círculos brancos, ou alternado, círculos brancos e pretos; (b) vista tridimensional de um arranjo alternado.

Sparrow et al. [72], em 1980, fizeram estudos comparativos do desempenho termo-hidráulico de superfícies aletadas com pinos em duas disposições: em linha e alternada. Levaram seus experimentos através da técnica de sublimação do naftaleno e posteriormente fizeram a analogia entre transferência de calor e massa. Concluem que o arranjo alternado é mais eficiente em termos do aumento da transferência de calor, mas que não há significativas mudanças, devido ao arranjo, na queda de pressão.

Posteriormente, em 1982, VanFossen [79], usando somente o arranjo alternado de pinos, mas com pinos de altura pequena -os chamados *short pin fins*- levantou uma correlação em termos do número de Nusselt para a transferência de calor. Os autores realizaram este trabalho visando futuras aplicações em refrigeração da borda de fuga de palhetas de turbina, e atingiram seu objetivo com significativo aumento na transferência de calor.

Brigham e VanFossen [11], 1984, a partir do trabalho anterior de VanFossen [79], pesquisaram os efeitos da razão entre o comprimento e o diâmetro e o número de fileiras de aletas de pinos na transferência de calor, mantendo o mesmo arranjo alternado. Obtiveram uma pequena elevação na intensificação de transferência de calor quando se aumenta o número de fileiras de pinos.

Em 1990, Chyu [16] variou a forma dos pinos em dois tipos: pinos com seção transversal constante e pinos com seção transversal variável, i.e., com arestas laterais côncavas. Em relação ao trabalho de Brigham e VanFossen [11], o arranjo alternado e pinos de altura pequena (altura igual ao diâmetro)

foi mantido. Concluiu-se que os pinos de seção transversal variável são indesejáveis para a transferência de calor.

Olson [59], em 1992, fez um estudo original com pinos cônicos para serem aplicados em um trocador de calor especial, de pequeno tamanho. Neste estudo comparou três tipos de superfície: uma formada por tubos circulares, outra de dutos retangulares e a terceira de placas com pinos cônicos. A superfície com pinos mostrou-se muito melhor que as outras em termos de intensificação de transferência de calor. Levantou também correlações para a transferência de calor e o fator de atrito para os três tipos de superfícies.

Em recente trabalho, Bejan e Morega [5], 1993, buscaram uma geometria ótima para superfícies com aletas de pinos e placas em convecção laminar forçada, de modo a minimizar a resistência térmica total. Apresentam uma nova idéia para o tratamento simultâneo de diferentes geometrias, baseado em escoamentos em meio poroso (modelo de Darcy) de maneira teórica e comparam com resultados de outros autores.

Por fim, Jubran et al. [39], 1993, estudaram experimentalmente a influência da variação de disposição de pinos para intensificação de transferência de calor superficial. Variaram o arranjo, em linha ou alternado, a altura dos pinos e a distância do topo do pino à superfície superior da seção de testes. Para todas as combinações, levantaram correlações para a transferência de calor em termos do número de Nusselt em função do número de Reynolds e outros parâmetros geométricos.



#### 2.2.4 - Offset Strip Fins

Este tipo de aleta começou a ser explorada há muito tempo, remontando a meados da década de 60, quando Kays e London [42] lançavam a 1ª edição do seu livro "Compact Heat Exchanger" (uma vista frontal e tridimensional deste tipo de superfície são mostradas na figura 2.4). Desde então, muitos trabalhos foram surgindo baseados nos resultados obtidos por Kays e London [42]. Um destes trabalhos foi o de Wieting [81], de 1975, que agrupou todas as superfícies *offset strip fin* de Kays e London [42] obtendo correlações gerais para a transferência de calor em termos do coeficiente de Colburn,  $j$ , e do fator de atrito,  $f$ , para as faixas laminar e turbulenta de escoamento, além de correlações para predição da transição em função do número de Reynolds. Agrupou às superfícies selecionadas de Kays e London [42] mais 12 superfícies de outros autores. No total, suas correlações abrangem 22 superfícies particulares do tipo *offset strip fin*.

Posteriormente, em 1987, Joshi e Webb [38], fizeram o mesmo trabalho de Wieting [81], obtendo correlações para o fator de Colburn e o fator de atrito em regimes laminar e turbulento. Seu trabalho, basicamente, diferencia-se do de Wieting [81], por apresentar uma fundamentação analítica mais sólida e uma previsão da transição mais elaborada. No fundo trata-se de um aperfeiçoamento analítico-experimental do trabalho de Wieting [81], que no caso baseava-se somente em resultados experimentais. Suas correlações abrangem 21 superfícies *offset strip fin* particulares, sendo 18 delas de Kays e London [42]. As

correlações apresentadas prevêm menores incertezas do que as de

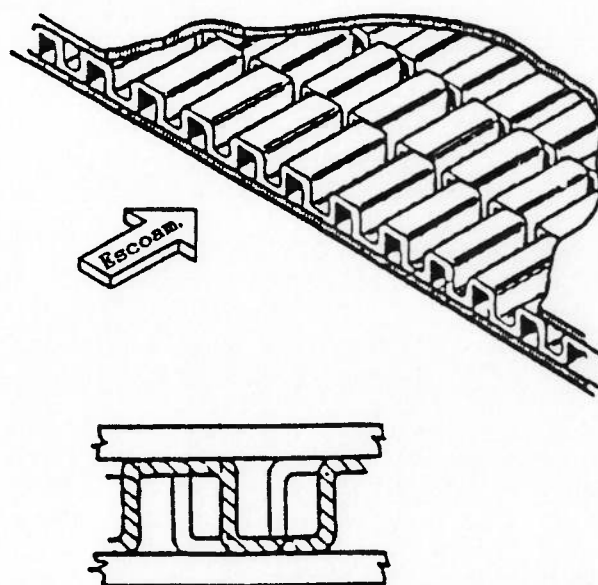


Figura 2.4 Superfície do tipo *offset strip fin*.

Wieting [81].

Dubrovsky e Vasiliev [18], 1988, montaram um tipo de trocador de calor compacto, onde no duto formado por duas superfícies, é montada nas superfícies superior e na inferior, uma seqüência de *offset strip fin*. Seria como se colocasse um espelho na parte superior de uma superfície normal do tipo *offset*, de tal forma que as imagens, virtual e real, passassem já a constituir uma só superfície e a própria espessura desse espelho seria a separação entre elas. Os autores então, nesta "nova" forma de *offset* passaram a variar os parâmetros geométricos, e montaram 10 superfícies submetidas a ensaios. Como resultados, apresentam correlações complexas envolvendo muitos parâmetros geométricos para o número de Nusselt e o fator de atrito, nas faixas laminar e turbulenta, com uma equação para a predição do número de Reynolds de transição.

Bergles [7], 1991, no seu trabalho sobre intensificação de transferência de calor, apresenta correlações em termos do fator de Colburn e do fator de atrito para uma superfície do tipo *offset* particular de Kays e London [42]. Essas correlações foram levantadas de modo a obter-se correlações estatísticas<sup>1</sup>.

Recentemente, Tinaut *et al.* [75], 1992, levantaram outras correlações em termos do fator de Colburn e do fator de atrito para superfícies do tipo *offset* para serem usadas em trocadores de calor compactos que empregam superfícies deste tipo com escoamento de óleo, para aplicação automotiva.

Todos esses autores citam nas suas referências bibliográficas Kays e London [42] e Wieting [81], o primeiro por ser pioneiro em estudos experimentais de superfícies *offset*, o segundo por ser o primeiro a levantar correlações gerais para estas superfícies.

### 2.2.5 - Promotores de Turbulência

Os promotores de turbulência são concebidos nas mais variadas formas geométricas e, aderidos às superfícies nas quais se deseja obter a intensificação, promovem a geração de escoamentos vorticiais e conseqüentemente a turbulência.

---

<sup>1</sup>Estas correlações foram desenvolvidas em um livro de Manglik e Bergles: "Compact Heat Exchangers", Hemisphere, New York, p.123-149, 1990. Neste artigo de Bergles [7], o autor só aponta a correlação alcançada para uma superfície particular de Kays e London [42]. Diz também que as correlações citadas anteriormente no trabalho de Joshi e Webb [38] foram levantadas através destes programas sofisticados.

### 2.2.5.1 - Protrusões em Canais

Dentro dos estudos com protrusão em escoamentos em canais, citamos apenas dois artigos, porque este tipo de intensificação foge um pouco do escopo deste trabalho. O primeiro, de Nakagawa [56], 1990, através de um modelo particular, estudou o mecanismo da formação e emissão de vórtices e a separação de escoamento através de prismas retangulares mantendo fixa a razão entre a profundidade e a altura do prisma. Neste estudo realizou visualização do escoamento bem como mapeou todo o campo de pressão ao redor do prisma em um túnel de vento transônico. Se trata, fundamentalmente, de um experimento para compreensão dos mecanismos vorticiais.

Roeller *et al.* [66], 1991, em um experimento mais avançado que o de Nakagawa [56], obtiveram uma correlação para o número de Nusselt em escoamentos sobre protrusões. A figura 2.5 mostra um desenho do canal com a protrusão utilizado por esses autores. Os seus resultados mostram que o número de Nusselt aumenta com o decréscimo da área transversal do canal -que gera o aumento da velocidade- e da largura da protrusão. A correlação para o número de Nusselt é função do número de Reynolds do canal, de parâmetros da protrusão e da geometria do canal, sendo aplicável para projetos na área de refrigeração de circuitos eletrônicos. Um *laser-Doppler velocimetry* foi utilizado para mapear a velocidade e as flutuações turbulentas, para que os mecanismos de transferência de calor pudessem ser esclarecidos.

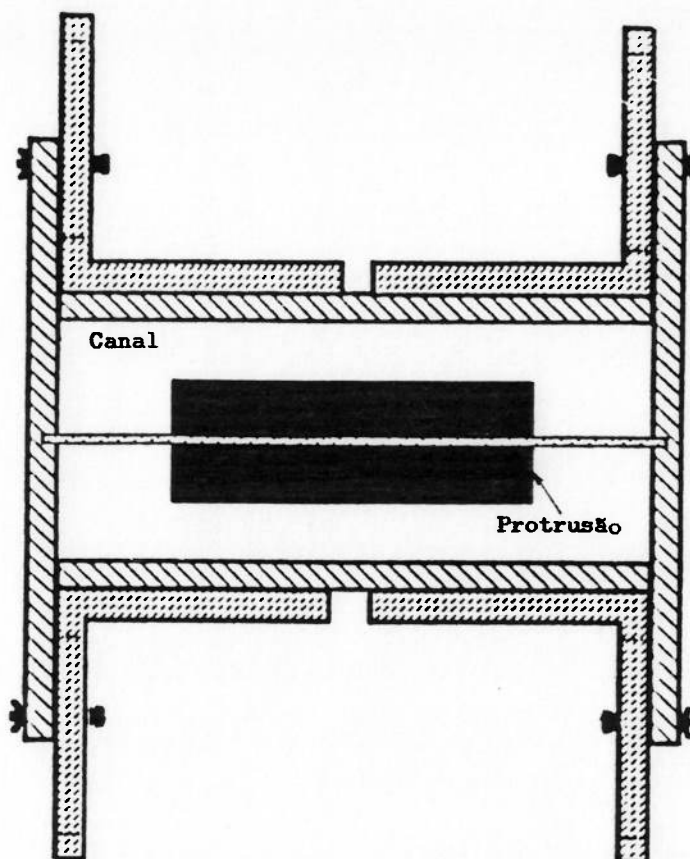


Figura 2.5 Exemplo de protrusão em canal.

#### 2.2.5.2 - Superfícies Com Ribs

Mais aplicáveis às superfícies de trocadores de calor compactos são as superfícies com promotores de turbulência do tipo *ribs*. Estes dispositivos são barras de seção transversal retangulares (algumas possuem seção triangular ou semiesférica), aderidas às superfícies.

Han *et al.* [30], de 1991, com a posse de uma seção de testes quadrada, estudaram o efeito da orientação angular dos *ribs* na intensificação de transferência de calor. Os resultados são apresentados em uma série de gráficos comparativos entre cada

configuração, também expondo algumas correlações baseadas nos resultados empíricos. Os seus resultados mostram que a forma em V dos *ribs* geraram a maior intensificação de transferência de calor, enquanto a forma em  $\Lambda$  gerou a maior perda de carga. A figura 2.6 mostra as várias configurações utilizadas por Han et al. [30].

Liou e Hwang [47], 1992, realizaram uma pesquisa com *ribs* colocados em ambas as superfícies superior e inferior da seção de testes, mas somente na orientação perpendicular ao escoamento. Fizeram um estudo de visualização do escoamento, bem como um mapeamento de temperatura na seção de testes usando interferômetro holográfico a laser e termopares. Diferenciaram o seu estudo do de Han et al. [30], variando a altura e o passo entre os *ribs* de seção transversal quadrada. O trabalho apresenta correlações para o número de Nusselt e fator de atrito baseadas no número de Reynolds e nos parâmetros geométricos dos *ribs*. Retirando os *ribs* da seção de testes e trabalhando então com o duto liso, obtiveram resultados inferiores quanto à transferência de calor, provando assim que houve uma intensificação de transferência de calor quando haviam *ribs* na presença do escoamento.

Posteriormente, em 1993, Liou e Hwang [48] retomaram os mesmos estudos inovando quanto à geometria da seção transversal dos *ribs*, pesquisando três diferentes geometrias: seções transversais quadradas, triangulares e semicirculares. Neste novo experimento, usaram a técnica de interferometria holográfica em tempo real para medir a transferência de calor média e local. Seus resultados mostram que os três tipos de *ribs*

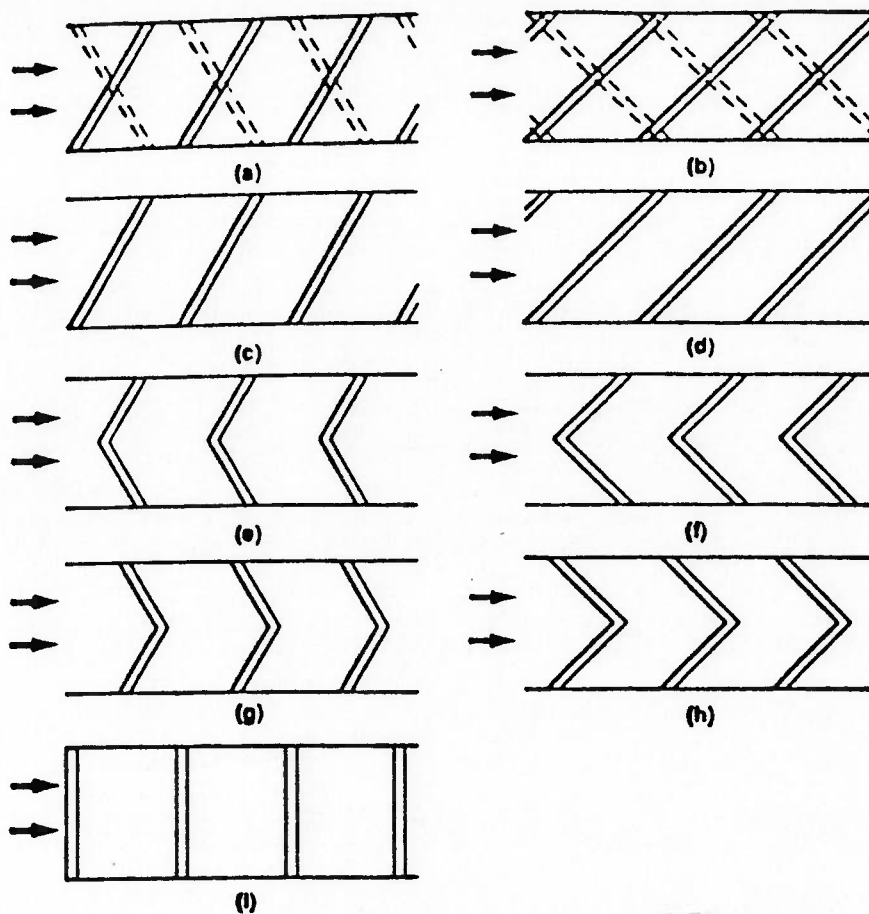


Figura 2.6 Configurações de *ribs*; (a) cruzadas em  $60^\circ$  (as linhas pontilhadas indicam *ribs* na superfície oposta); (b) cruzadas em  $45^\circ$ ; (c) paralelas em  $60^\circ$ ; (d) paralelas em  $45^\circ$ ; (e) forma em V a  $60^\circ$ ; (f) forma em V a  $45^\circ$ ; (g) forma em  $\Lambda$  a  $60^\circ$ ; (h) forma em  $\Lambda$  a  $45^\circ$ ; e (i) paralelas a  $90^\circ$ .

têm eficiência comparável. O *rib* com seção transversal semicircular apresenta a menor perda de carga e o *rib* de seção transversal quadrada a maior taxa de intensificação de transferência de calor devido a ser este o tipo de geometria que gera movimentos de *reattachment* mais intensos a jusante do *rib*. Apresenta correlações para o número de Nusselt e o fator de atrito de forma semelhante à apresentada no seu experimento anterior, onde só estudaram o escoamento na presença de *ribs* de

seção transversal quadrada.

Em um outro experimento, Hung e Lin [34], 1992, colocaram *ribs* de seção transversal retangular em somente uma das superfícies de um canal com escoamento vertical. Na superfície oposta, isolada termicamente, variaram a posição de um pequeno promotor de turbulência. Baseados nesta nova concepção levantaram diversas conclusões baseadas nos seus resultados: (1) o promotor de turbulência ajuda na intensificação de transferência de calor não somente a jusante do *rib*, mas também à montante deste; (2) a eficiência da transferência de calor aumenta com a diminuição da razão entre a largura do canal e a altura do *rib*; e (3) o maior número de Nusselt obtido ocorre no *rib* imediatamente a jusante do promotor de turbulência. Este trabalho é voltado para a intensificação de transferência de calor na refrigeração de equipamentos eletrônicos, onde os *ribs* representam os *ships*. Finalmente os autores propõem formulações analíticas para a transferência de calor e levantam correlações para a transferência de calor.

Park et al. [60], 1992, apresentam os resultados da transferência de calor e do fator de atrito -medidos experimentalmente- para cinco canais retangulares de diferentes razões de aspecto, com *ribs* localizados em duas superfícies opostas de cada canal como promotores de turbulência. A figura 2.7 traz um desenho das combinações de razão de aspecto utilizadas pelos autores. Investiga então os efeitos combinados da razão de aspecto do canal, ângulo de ataque dos *ribs* e número de Reynolds no desempenho termo-hidráulico. Seus resultados sugerem que para razões de aspecto menores que 1 a eficiência na



transferência de calor é maior.

Em recente trabalho, Liou et al. [49], 1993, dando

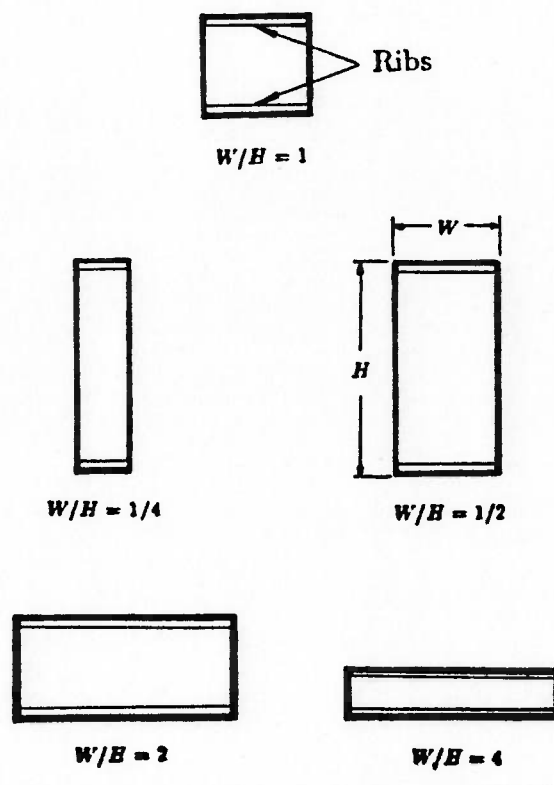


Figura 2.7 ribs em canais com razões de aspecto diferentes.

seqüência aos seus trabalhos anteriores, [47] e [48], fazem uma análise numérica e experimental da transferência de calor e do escoamento em um canal retangular com ribs montados somente na superfície inferior do mesmo. Difere dos outros trabalhos, porque neste se nota claramente uma preocupação em dar um tratamento numérico mais adequado utilizando para tanto o modelo  $k-\epsilon$  de turbulência junto com o desenvolvimento de algoritmos para a aplicação na solução do escoamento nas zonas de aceleração, separação e recirculação. Utilizaram o mesmo aparato experimental dos outros trabalhos e obtiveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em função do número de

Reynolds e parâmetros geométricos dos *ribs* e do canal.

Chang e Mills [15], 1993, estudaram numericamente o escoamento turbulento num canal bidimensional com repetidos *ribs* de seção transversal retangular, usando o modelo  $k-\epsilon$  de turbulência e variando o passo e a altura dos *ribs*. Quando comparam seus resultados, obtêm maior precisão para o atrito que para a transferência de calor e justificam essa diferença explicando que o modelo de equacionamento por eles adotado não se mostrou adequado, principalmente no tocante à equação de  $\epsilon$ , razão de dissipação de turbulência.

Myrum *et al.* [53], 1992, desenvolveram um trabalho na área de intensificação de transferência de calor com *ribs*, estudando o efeito de um único *rib* colocado transversalmente ao escoamento na entrada da seção de testes mais um *rod* acima deste em diferentes posições relativas. Trata-se de um estudo simples, pelo menos quanto aos resultados, que apresenta uma série de gráficos de  $Nu$  em função posição ao longo da seção de testes. Observa-se pelos seus resultados que na média, ocorre uma maior intensificação de transferência de calor quando se usa a configuração de *rib* sem a presença do *rod*. Exceto para baixos números de Reynolds -a faixa de Reynolds utilizada foi de 3300 a 24000-, onde a presença da combinação entre *rib* e *rod* apresenta melhores resultados.

Myrum *et al.* [54], 1993, voltaram a realizar um novo experimento usando combinação de *ribs* e *rods*. Neste novo experimento, não colocam apenas um *rib*, mas um seqüência destes em dois valores de passos diferentes. Além disso, acrescentam em alguns casos um ou dois *rods* acima destes *ribs*. Há casos em que

esses *rods* são colocados somente no primeiro *rib*, ou no primeiro e no terceiro e assim por diante, obtendo 26 configurações diferentes. Acrescentam junto com o estudo de intensificação de transferência de calor outro sobre geração de entropia. Os testes são feitos somente para um valor do número de Reynolds, aproximadamente 3450. É interessante notar que no trabalho anterior, [53], haviam obtido maior intensificação de transferência de calor quando usavam combinação de *ribs* com *rods*, do que quando só usavam *ribs* para números de Reynolds nesta faixa. Portanto, buscaram estudar esta característica neste novo trabalho, pensando na intensificação de transferência de calor em escoamentos laminares. Os melhores resultados com relação à maior intensificação de transferência de calor e à menor geração de entropia foram obtidos quando a relação entre o diâmetro do *rod* e a altura do *rib* era de 1. Quanto ao passo, entre os dois valores adotados entre os *ribs*, 38,4 mm e 19,2 mm, os melhores resultados ocorreram quando este era de 38,4 mm.

Maughan e Incropera [51], 1991, fazem um estudo de intensificação de transferência de calor num canal, comparando resultados experimentais para dois casos: um com geradores de vórtices longitudinais (lâminas retangulares inclinadas em relação a direção do escoamento) e outro com *ribs* perfurados (*ribs* com o núcleo vazado). Os resultados mostraram que para o caso de geradores de vórtices longitudinais a intensificação de transferência de calor se dá na superfície inferior da seção de testes, enquanto no caso de *ribs* perfurados a intensificação ocorre na superfície superior da mesma. Ambos os dispositivos geradores de turbulência foram colocados na superfície superior

do canal e os níveis de intensificação de transferência de calor foram semelhantes nos dois casos.

### 2.2.5.3 - Superfícies com Geradores de Vórtices Longitudinais

O interesse nas pesquisas com geradores de vórtices longitudinais visa a futura aplicação em trocadores de calor compactos. A figura 2.8 ilustra um possível arranjo de pares destes geradores estampados sobre aletas planas a montante dos tubos num trocador de calor compacto.

O de Johnson e Joubert [36], de 1969, é um artigo de nível introdutório neste tipo de escoamento. Sob o título de "Influência de geradores de vórtices no arrasto e na transferência de calor de um cilindro circular normal ao escoamento", os autores estudaram dois casos: cilindros sem a presença de geradores de vórtices e cilindros com a presença destes -que foram posicionados a montante do cilindro. Passam então a apresentar gráficos tanto do coeficiente de arrasto,  $C_D$ , como do número de Nusselt em função do número de Reynolds, além de outro gráfico do número de Nusselt em função do ângulo de ataque dos geradores de vórtices, o qual variaram de  $0^\circ$  a  $180^\circ$ . Concluíram que os geradores de vórtices diminuem o arrasto no cilindro, sendo que esta redução é função do ângulo de ataque, e que intensificam a transferência de calor em torno do cilindro. Conseguiram uma intensificação que variou de 7% a 17,5%.

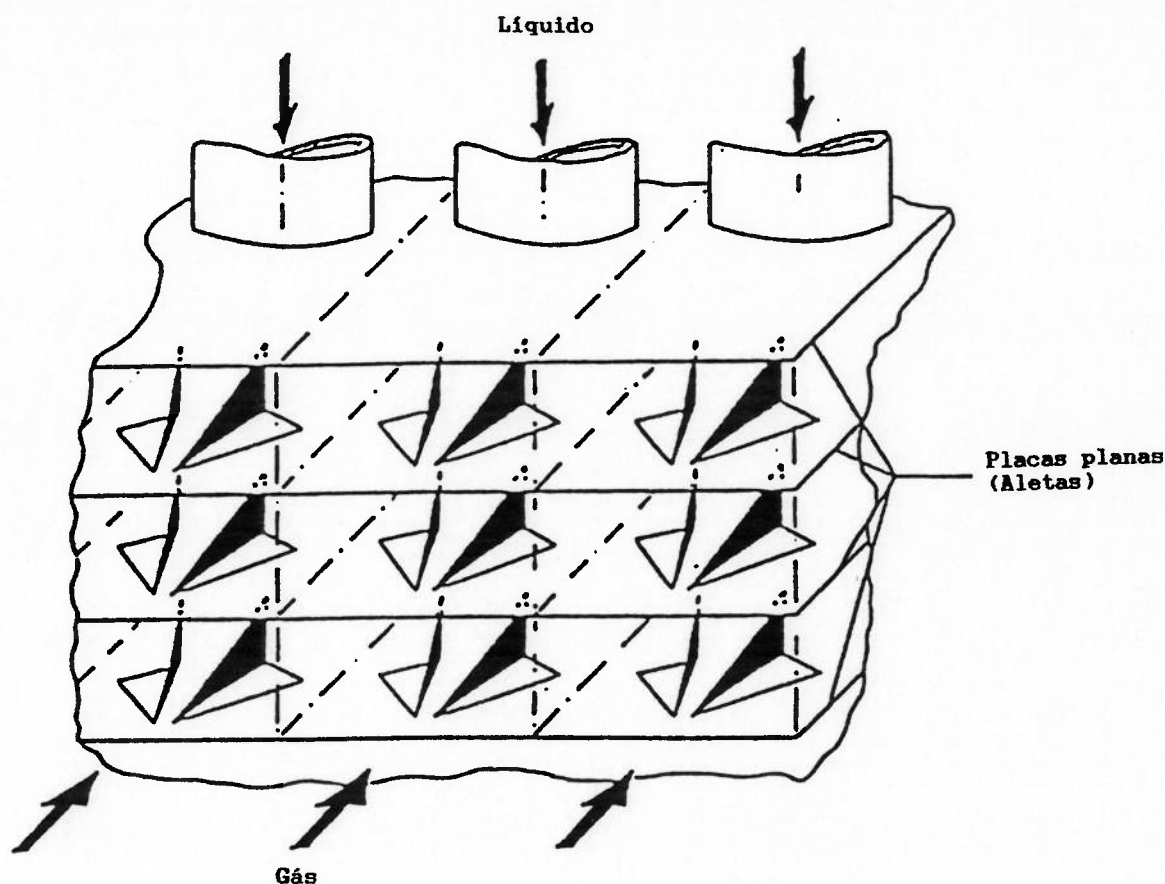


Figura 2.8 Trocador de Calor Compacto idealizado com aplicação de geradores de vórtices longitudinais.

Em 1989, Fiebig et al. [23] apresentaram um trabalho fundamental para o entendimento do mecanismo de atuação do geradores de vórtices longitudinais -passemos a chamá-los daqui por diante de GVL. Estudaram, numericamente, a estrutura dos campos de velocidade e temperatura para escoamentos laminares em canais com a presença de GVL, mostrando os resultados em função da variação do ângulo de ataque dos GVL. Os resultados numéricos indicam uma intensificação de transferência de calor de até 3 vezes, em relação ao mesmo canal sem os GVL.

Fisher e Eibeck [25], 1990, abordaram o tema da

influência de vórtices do tipo *horseshoe* na transferência de calor sobre uma placa plana. Fizeram seus experimentos utilizando para configurações geométricas de geradores de vórtices deste tipo: um cilíndrico e outro em formato de "gota" -o que os autores chamam de *tapered*. Os autores usaram a técnica de cristal líquido para mapearem as isolinhas do número de Stanton sobre a placa. Relatam que conseguiram com estes geradores de vórtices uma intensificação na transferência de calor de 10% a 50% e que a magnitude e a distribuição espacial desta intensificação variam com a forma do gerador de vórtices (maior intensificação para o cilindro em forma de "gota"), a localização na direção longitudinal do escoamento (maior intensificação na linha central, a jusante do GVL) e o número de Reynolds (menor intensificação para maiores valores do número de Reynolds).

Yoda e Hesselink [85], 1990, realizaram um experimento de visualização do escoamento ao redor de um GVL do tipo *delta wing*. Este tipo de GVL é um dos mais utilizados pelos pesquisadores hoje em dia, daí a importância deste trabalho. Observando os resultados que se têm obtido usando GVL, prevê-se que sua aplicação industrial em trocadores de calor compactos se mostra muito promissora.

Rodriguez [65], 1991, estudou a redução do arrasto em um perfil simétrico de asa pelo controle tridimensional de estruturas vorticais em regime de transição. Embora não esteja ligado diretamente ao assunto de intensificação de transferência de calor, este trabalho foi incluído nesta revisão bibliográfica para mostrar uma tendência atual em aerodinâmica que é justamente a redução do arrasto em asas modificando-se a borda de fuga

destas através de um recorte em formato de onda, ou retangular. Este recorte promove o aparecimento de estruturas vorticais mais intensas, a nível tridimensional, e embora tenha concluído dos seus resultados uma redução de 40% no arrasto, o autor não deixa claro o porquê desta questão, talvez porque este assunto seja recente e ainda faltam dados mais claros para explicar-se fisicamente o fenómeno.

Afanasiev et al. [1] procurou, com um experimento simples, a compreensão dos mecanismos físicos de intensificação de transferência de calor. Utilizou para tanto uma superfície com densidade variável de cavidades semiesféricas para produção dos vórtices. Analisa quanto à parte hidrodinâmica, o pequeno desvio dos dados obtidos em relação à lei logarítmica de escalas na parede, o que leva a concluir que as formas suaves na superfície não influem tanto nas características hidrodinâmicas do escoamento. Quanto à parte térmica, obtve-se uma pequena intensificação na transferência de calor, porque as cavidades semiesféricas não são eficientes na intensificação como outros geradores de vórtices do tipo GVL. Entretanto, os resultados são significativos em termos de intensificação quando não se deseja ter uma alta queda de pressão.

Brockmeier et al. [12], em 1989, lançaram uma extensão do trabalho anterior de Fiebig et al. [23] citado acima. Todo o cálculo computacional é feito para um par de GVL no formato de asa triangular, ou *delta wing*, GVL-DW<sup>2</sup>. Deste trabalho e do anterior, [23], nota-se a forte influência do escoamento vortical

---

<sup>2</sup>Daqui para frente, sempre que nos referirmos a geradores de vórtices longitudinais do tipo *delta wing* usaremos a sigla GVL-DW.

na intensificação da transferência de calor, pois os vórtices gerados por pares de GVL-DW criam à sua jusante escoamentos no sentido descendente, que por um lado aumentam o atrito e por outro intensificam a transferência de calor.

Yanagihara e Torii [82,83,84], nos anos de 1990 e 91 e depois Torii et al. [76], 1991, publicaram trabalhos experimentais e numéricos com GVL-HDW (o H na sigla anterior indica *half*, pois neste casos os autores utilizaram um *wing* em forma de delta pela metade) em escoamento laminar. A figura 2.9 mostra um GVL-HDW com os respectivos vórtices gerados segundo os autores. Para o estudo, os autores posicionaram os GVL a montante da placa aquecida, e sobre esta placa dispuseram várias fileiras de termopares para o mapeamento de temperatura, usando velocidades baixas e baixos índices de turbulência. Apresentam seus resultados tanto em termos do desenvolvimento dos vórtices ao longo da seção de testes como da intensificação de transferência de calor em formato gráfico e tridimensional, mostrando assim a intensificação de transferência de calor obtida. Comparam, em termos do número de Stanton, o quanto uma superfície com GVL-HDW acrescenta na transferência de calor, nas diversas posições, em relação à mesma superfície sem a presença de GVL-HDW. Estes trabalhos buscaram um maior entendimento dos mecanismos da transferência de calor com a presença de GVL-HDW, cujo principal objetivo foi abrir novos horizontes para possíveis aplicações práticas na produção de modernos equipamentos de transferência de calor. Notaram que as principais razões pelas quais ocorre a intensificação da transferência de calor são: (1) o forte movimento vortical próximo à parede gerado a jusante do



GVL-HDW; e (2) a transição para o regime turbulento a jusante do GVL-HDW. Usaram o ângulo de ataque, altura e geometria dos GVL-HDW como parâmetros. Encontraram um grande coeficiente local de intensificação em regiões onde o regime foi predominantemente laminar. Notaram também que a presença do que chamaram *corner vortex*, formado na aresta entre o GVL e a placa aquecida, tem uma grande importância na intensificação da transferência de calor. Além de geradores de vórtices únicos, usaram também pares de GVL, variando a distância entre eles e observando que para *counter-rotating vortex* -dois vórtices que escoam no mesmo sentido longitudinal, mas de sentidos de rotação contrária-, pequenas distâncias entre os GVL causaram uma alta transferência de calor, quando o movimento de rotação relativo entre os dois vórtices tinham a direção descendente na região entre os dois. Das suas conclusões, destacam-se que: (1) os vórtices longitudinais criados por um único GVL-HDW apresentam dois picos no coeficiente de transferência térmica ao longo da seção de testes, que estão

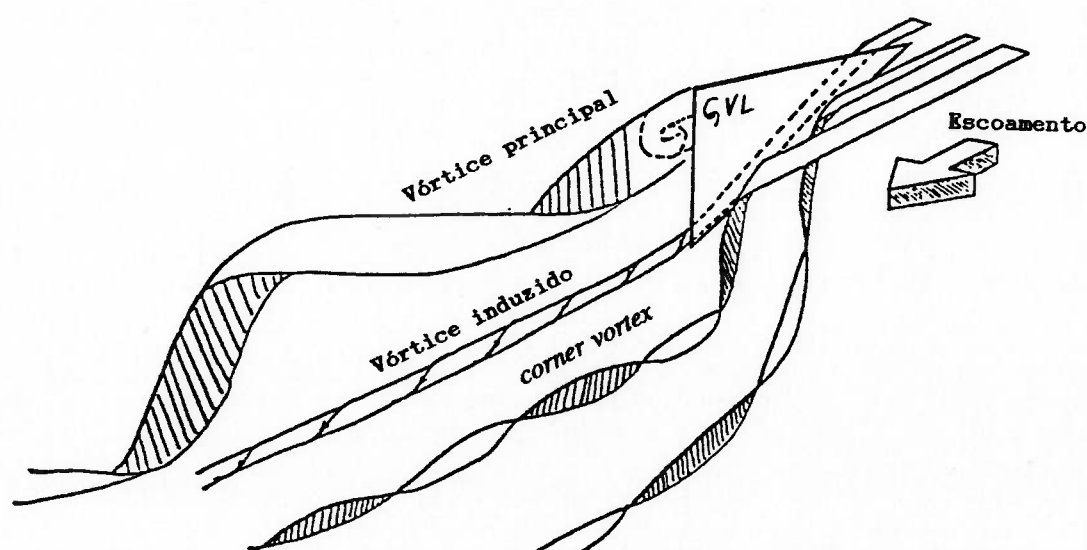


Figura 2.9 GVL-HDW e os vórtices por ele gerados.

associados com a diminuição da espessura da camada limite causada pelos vórtices principal e *corner*; (2) no caso de GVL-HDW únicos a intensidade do coeficiente de transferência de calor é mais elevada para valores maiores do ângulo de ataque, pois estes geram vórtices mais intensos; e (3) no caso de pares de GVL-HDW cujo movimento entre eles é descendente, obteve-se a maior intensificação na transferência de calor, atingindo até 110% em regime predominantemente laminar. Pelo contrário, quando este movimento relativo é ascendente, o efeito na transferência de calor é menor que no caso de um único GVL-HDW. Todos os resultados em termos do número de Stanton, segundo os autores, não ultrapassa o valor de 10% de erro.

Em outro estudo, Fiebig *et al.* [24], 1991, já prevendo uma futura aplicação de GVL em trocadores de calor compactos, pesquisaram o mecanismo intensificação de transferência de calor por vórtices longitudinais em escoamentos livres e em canais, mostrando os métodos experimentais empregados para visualização do escoamento, do tipo plano a laser, determinação dos coeficientes de transferência de calor locais, usando técnica de cristal líquido, e medida do arrasto, por balanço, i.e., linhas de nylon fixadas no fim da superfície aquecida para os testes e em uma balança na outra extremidade. Trabalha com quatro tipos de GVL: asa triangular, DW, asa retangular, RW, par de asas triangulares, cada uma tendo um formato de delta pela metade, HDWP, e par de asas retangulares, RWP. A figura 2.10 ilustra esses quatro tipos de geradores de vórtices. O significado prático deste experimento, como mencionado acima, está na aplicação dos resultados para trocadores de calor compactos dos

tipos gás-gás ou gás-líquido. Os erros, segundo os autores, não ultrapassam a 5% nos experimentos. Compara seus resultados com superfícies lisas, ficando evidente a intensificação de transferência de calor obtida, 50% na média, e em pontos isolados ultrapassando os 100%. Conclui-se que a forma triangular é melhor que a retangular para o GVL, pois permite a formação de escoamento secundário mais intenso.

Garimella e Eibeck [27], 1991, estudaram a intensificação de transferência de calor num canal com uma seqüência de GVL-HDW de dois tamanhos diferentes, o maior com o dobro da altura do menor. Variaram também a altura do canal de testes. Chamando a altura do canal  $d$  e a altura do GVL-HDW de

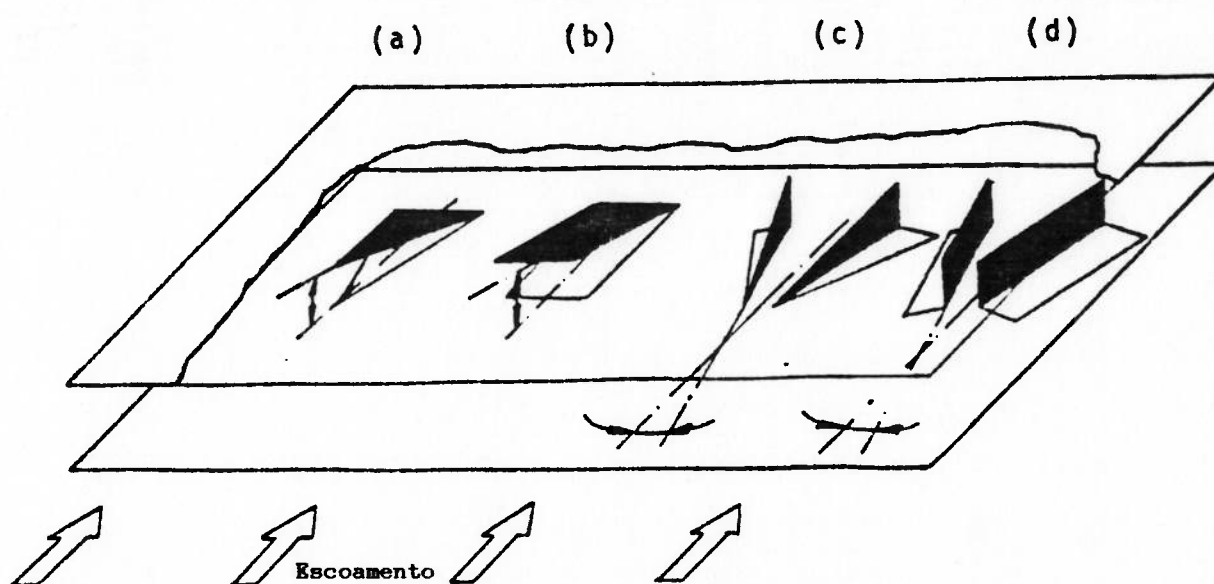


Figura 2.10 GVL; (a) GVL-DW; (b) GLV-RW; (c) GVL-HDWP;  
e (d) GVL-RWP

B, obtiveram em dois casos, um de  $H/B=3,6$  e outro de  $H/B=1,9$ , maior intensificação de transferência de calor quando a relação entre  $H$  e  $B$  foi maior (neste caso variou-se somente a altura do

canal, e usou-se o GVL-HDW de tamanho menor). Ocorreu sempre, na segunda fileira de GVL, o maior índice de intensificação, 30% para  $H/B=3,6$  e 22% para  $H/B=1,9$ . Em teste posterior, ainda com a relação  $H/B=3,6$ , mas usando o GVL-HDW do tamanho maior, também na segunda fileira de GVL, encontraram a maior taxa de intensificação (40%). Para essa mesma altura de GVL-HDW, compararam a queda de pressão no canal com e sem a presença do GVL, e a curva obtida foi praticamente idêntica, na faixa do número de Reynolds utilizada, 1000 a 5000. Concluiu-se que: (1) a intensificação de transferência de calor aumenta com o incremento do número de Reynolds no regime laminar, atingindo um pico em torno da transição (nestes experimentos ficou claro que esta transição ocorreu na segunda fileira, onde houve os maiores picos de intensificação em todos os casos); (2) em regime turbulento é pequena a intensificação de transferência de calor obtida usando-se os GVL-HDW, que em média, ficou em torno de 5%; (3) a intensificação de transferência de calor é maior para alturas de canais maiores.

De todas as conclusões expostas até agora, já podemos apontar as seguintes características da intensificação de transferência de calor via GVL: (1) os GVL auxiliam a intensificação da transferência de calor muito mais nos regimes laminares que nos turbulentos, pois o aumento que estes geram nas taxas de transporte é maior para os escoamentos laminares; (2) os vórtices gerados neste tipo de escoamento possuem, ao longo da direção longitudinal deste, um incremento constante no diâmetro de sua rotação -pois têm um formato aproximadamente cônico-, isto faz com que o alcance na direção longitudinal, em

termos de intensificação de transferência de calor, seja maior. Esses comentários que acabamos de apontar ficam bem claros após uma minuciosa análise dos resultados numéricos e experimentais dos trabalhos de Brockmeier *et al.* [12], Yanagihara e Torii [82,83,84], Torii *et al.* [76] e Garimella e Eibeck [27].

Biswas e Chattopadhyay [8], 1992, escreveram um artigo baseado em resultados numéricos de intensificação de transferência de calor usando GVL-HDW. Realizaram seus cálculos em termos do número de Nusselt e do fator de atrito em regime laminar. Estuda três casos: (1) superfície com o GVL não estampado, i.e., apenas aderido à superfície; (2) GVL estampado na própria superfície; e (3) superfícies lisas, sem GVL. Nos seus resultados mostra a estrutura do escoamento ao longo da direção longitudinal deste, mapas de isotermas, evolução do número de Nusselt e do fator de atrito com a direção do escoamento. Compara com resultados de outros autores, obtendo resultados semelhantes<sup>3</sup>. Varia o número de Reynolds mantendo os outros parâmetros fixos, depois faz o mesmo com o ângulo de ataque do GVL-HDW. Dos seus resultados, para GVL-HDW não estampados na superfície, a intensificação de transferência de calor se mostra mais eficaz do que para GVL-HDW estampados. Em termos da queda de pressão, ou fator de atrito, os resultados são inversos.

Em recente congresso realizado na Alemanha<sup>4</sup> sobre Vórtice e Transferência de Calor, muitos trabalhos de interesse

---

<sup>3</sup>A comparação é feita com: Fiebig, M.; Kallweit, P.; Mitra, N.K. Wing-type vortex generators for heat transfer enhancement. Proc. Eighth Heat Transfer Conf., San Francisco, vol.6, pp.2909-2913, 1986.

<sup>4</sup>Trata-se do 31º Eurotherm Seminar: Vortices and Heat Transfer, realizado na Ruhr-Universität Bochum, em maio de 1993.

ao escopo desta revisão bibliográfica foram apresentados. A seguir apontamos os mais significativos.

Hochdorfer *et al.* [31], pesquisaram o campo de escoamento e a transferência de calor e massa em dutos com GVL do tipo *twisted tape*, i.e., semelhante a uma lâmina torcida em 90°. Colocaram uma série de fileiras de GVL deste tipo na seção de testes e promoveram com isto um escoamento com uma série de vórtices longitudinais. Provaram que o amortecimento verificado na amplitude da velocidade do escoamento corresponde ao amortecimento da amplitude da transferência de calor e massa local, e que por isso o regime de escoamento laminar, de transição e turbulento no duto conduzem aos efeitos característicos de amortecimento. Todas essas características de amortecimento aparecem em escoamentos em dutos com mais de uma fileira de GVL, porque após a passagem na primeira fileira de GVL -e isto é o que significa as conclusões destes autores- as outras fileiras já funcionam mais como amortecedoras da intensificação do que como intensificadoras propriamente ditas.

Lau [45], apresentou um estudo experimental sobre escoamento turbulento na presença de fileiras de GVL-RWP (RWP significa *Rectangular Winglet Pair*), obtendo uma seqüência de gráficos mostrando a distribuição das velocidades, das flutuações e da energia cinética turbulenta, no plano de medidas escolhido que o autor localizou a montante da última fileira de GVL-RWP. É um dos poucos trabalhos que tratam de escoamentos com GVL em regime turbulento.

Fiebig [22], apresenta o potencial de intensificação de transferência de calor e aplicação para trocadores de calor

compactos de três diferentes geradores de vórtices longitudinais, que são, segundo a notação que estamos adotando: GVL-DW, GVL-HDWP e GVL-RWP. Trata resumidamente do mecanismo de intensificação de transferência de calor em escoamento com a presença de GVL, pois entre outras considerações, coloca que o "[...] movimento rotacional do escoamento vortical em torno do eixo paralelo a direção principal do mesmo e a forte 'mistura' do fluido entre a parede e a região do núcleo é o que causa a alta transferência de calor... vórtices longitudinais sempre geram fortes campos tridimensionais no escoamento." Suas conclusões apontam que necessita-se estudar mais a influência da razão entre a altura do GVL e a altura do canal.

Biswas e Mitra [9] apresentaram um trabalho na mesma linha que Fiebig [22], estudando numericamente a transferência de calor e a queda de pressão num modelo composto dos seguintes elementos: uma placa plana, sobre esta placa um corpo cilíndrico (simulando um tubo) e a jusante deste, um GVL-HDW. Todos estes estudos visam aplicações futuras em trocadores de calor compactos. Dos resultados obtidos, observa-se que quando o escoamento passa pelo cilindro, gera-se os *horseshoe vortex*<sup>5</sup>, após isso, o escoamento -já vortical- ainda passa por um GVL-HDW, turbilhonando ainda mais o escoamento e dando outro incremento à intensificação de transferência de calor. Neste caso, portanto, diferente dos outros arranjos, temos dois picos de intensificação, um em torno do cilindro (tubo) e outro a jusante do GVL-HDW. Com este arranjo, atingiram, a jusante do GVL-HDW, uma intensificação de transferência de calor em torno de 240%,

---

<sup>5</sup>cfr. Fischer e Eibeck [25].

em relação ao mesmo duto liso. Ao longo de todo o modelo, a queda de pressão mostrou-se 138% superior ao mesmo duto liso. O estudo foi feito para escoamento laminar de ar.

Valencia *et al.* [77]<sup>6</sup>, faz o mesmo estudo que Biswas e Mitra [9], só que de maneira experimental, também para escoamento laminar. A seção de testes do seu experimento foi montada como um verdadeiro núcleo de um trocador de calor compacto, constituída de placas sobrepostas, atravessadas por cilindros e a jusante de cada um, GLV-HDWP. A figura 2.11 ilustra a seção de testes adotada pelos autores. Estudaram então o escoamento na placa central da seção de testes, na qual colocaram um filme de cristal líquido para avaliação da intensificação de transferência de calor. Fizeram cinco configurações: (1) canal composto somente de placas planas, (2) placas planas mais cilindros em linha ou, (3) alternados *-staggered-* e (4) placas planas com cilindros e GVL-HDWP em linha ou, (5) alternados. A conclusão que chegaram é muito interessante, visto que contradiz os resultados obtidos para superfícies com aletas em forma de pinos, pois neste caso os arranjos alternados mostravam melhores resultados para a intensificação. O que acontece agora, com a presença de GLV-HDWP é diferente, pois como os próprios autores relataram: "Geradores de vórtices incrementam significativamente a transferência de calor (63%) e a queda de pressão (20% -44%) para o arranjo em linha. O correspondente incremento para o

---

<sup>6</sup>Os outros autores deste trabalho são Fiebig e Mitra. Isto comprova a grande gama de experimentos que este grupo vem realizando, entre artigos, teses de doutoramento e participações em congressos internacionais da área de transferência de calor. Outros autores que trabalham ou trabalharam com eles são Brockmeier, Guentermann, Tiggelbeck e Kallweit.



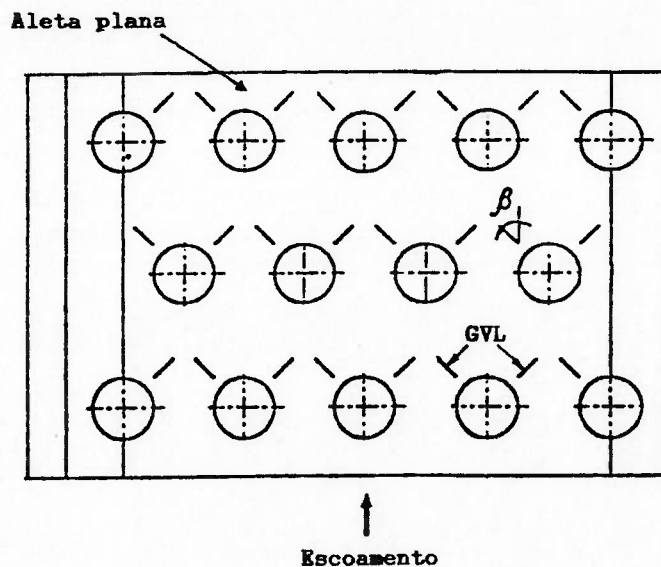


Figura 2.11 Núcleo do trocador de calor compacto sugerido por

Valencia et al. [76] com a presença de GVL-HDWP.

arranjo alternado foi desprezível (9% e 3% respectivamente). Para número de Reynolds maior do que 1000, o arranjo em linha com geradores de vórtices gera maior transferência de calor e queda de pressão que o alternado. O caso em linha com geradores de vórtices é possivelmente a melhor escolha."

O último artigo de interesse deste congresso é o de Riemann et al. [64], que usando GVL-RWP ao longo de toda a superfície da seção de testes (o trabalho foi experimental) e variando o ângulo de ataque dos GVL de  $0^\circ$  a  $90^\circ$ , estudaram o comportamento termo-hidráulico do escoamento em regime turbulento (número de Reynolds em torno de 40000). Os resultados são apresentados em termos de isolinhas de grau de intensificação de transferência de calor em função do número de Nusselt, i.e., número de Nusselt obtido com a presença de GVL em três valores de ângulo de ataque dos GVL-RWP,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  e  $70^\circ$ , pelo número de Nusselt obtido com os GVL-RWP quando a orientação destes era de

0°. O pico de intensificação de transferência de calor ocorreu para o ângulo de ataque de aproximadamente 60°, quando atingiu em torno de 140%. Também observaram que a queda de pressão cresce monotonamente com o ângulo de ataque devido ao incremento que este causa no bloqueamento do escoamento no canal.

Fora este congresso, apontamos ainda mais quatro referências sobre intensificação de transferência de calor via GVL. Tiggelbeck *et al.* [74], 1993, investigaram qualitativamente a estrutura do escoamento (por visualização através de evaporação de glicerina), a transferência de calor, local e média (por técnica de cristal líquido transiente) e o arrasto (por balanceamento<sup>7</sup>). Usou uma fileira dupla de GVL-HDWP num canal em regime de transição, no lado do gás, montando assim um protótipo de trocador de calor compacto. As configurações das fileiras duplas de GVL-HDWP foram feitas em linha e alternada. Os principais resultados são os seguintes: (1) as esteiras de vórtices da segunda fileira mostraram-se ser mais instáveis que os da primeira, sendo que os valores críticos de ângulos de ataque da segunda e primeira fileira são 55° e 70° respectivamente; (2) observou-se uma intensificação na transferência de calor de até 300% para 45° de ângulo de ataque, mas na média ficou em torno de 80% para número de Reynolds igual a 6000, com aumento simultâneo de 165% no arrasto no ponto de máxima intensificação de transferência de calor.

Zhu *et al.* [86], 1993, trabalharam no sentido de estudar a influência de quatro tipos de GVL: GVL-DW, GVL-HDWP, GVL-RW e GVL-RWP. A transferência de calor e a queda de pressão

---

<sup>7</sup>cfr. Fiebig *et al.* [24].

foram então abordadas, em escoamento turbulento em canal, de maneira numérica. A intensificação de transferência de calor para ângulos de ataque de 25° e número de Reynolds igual a 50000 ficou em torno de 16% a 19% na média e as perdas de carga, de 4 a 5 vezes maior do que o escoamento em idênticas condições num canal liso. O melhor comportamento, em termos de média de intensificação de transferência de calor, ficou por conta dos GVL-HDWP, mas quando se fez a razão entre a intensificação de transferência de calor pelo incremento na perda de carga, o melhor desempenho obtido foi o dos GVL-RWP e o pior para os GVL-DW.

Brockmeier et al. [13], 1993, compararam o desempenho de uma superfície com GVL-HDWP com outras quatro extraídas de Kays e London [42]: uma de aletas planas paralelas formando canais retangulares, outra com o mesmo tipo de aletas formando canais triangulares, uma terceira do tipo *offset strip fin* e uma quarta do tipo *louvered* (veneziana). Estudando então os casos somente na faixa laminar, chegaram à conclusão que a superfície de GVL-HDWP obteve o melhor desempenho, pois com ela poder-se-ia reduzir em torno de 75% a área superficial de transferência de calor em relação à primeira superfície de Kays e London [42] apontada acima, obtendo-se a mesma quantidade de transferência de calor. É o primeiro artigo, e único até agora do nosso conhecimento, que traz correlações, em termos do coeficiente de Colburn e do fator de atrito para a faixa laminar, de uma superfície com GVL. Para fazer a comparação, os autores levantaram também correlações para as outras quatro superfícies, baseados nos dados experimentais que Kays e London [42] obtiveram

para cada uma. O critério que utilizaram para a avaliação do desempenho das superfícies foi o apresentado por Webb [80], do qual falaremos no capítulo sobre metodologia.

Finalmente, Biswas *et al.* [10], 1994, estudaram numericamente a intensificação de transferência de calor num canal com a presença de um cilindro circular e a jusante deste um GVL-HDWP. Obtiveram resultados computacionais tais como: vetores de velocidade na direção do escoamento e distribuição de temperatura. Nos seus gráficos do número de Nusselt em função da coordenada na direção do escoamento, ficam muito claros os picos de intensificação de transferência de calor a jusante do cilindro e do GVL-HDWP.

#### **2.2.6 - Intensificação de Transferência de Calor para Escoamentos Externos a Tubos**

As revisões bibliográficas de Bergles [6,7] sobre intensificação de transferência de calor em geral, trazem muitas referências relacionadas à intensificação de transferência de calor externa a tubos publicadas até 1990.

Nishimura *et al.* [57], 1991, realizaram um trabalho mais ligado à área de mecânica dos fluidos do que à transferência de calor. Os autores fazem uma validação numérica do escoamento ao redor de feixe de tubos em escoamento laminar. Seus resultados são muito fiéis aos experimentais, obtidos por outros autores.

Echigo *et al.* [20], 1992, estudaram, numérica e

experimentalmente, a transferência de calor ao redor de tubos ligados por fios, que ao se cruzarem sobre os tubos, realizam duas funções: estrutural e de aletas. Sugerem assim um novo tipo de trocador de calor compacto. Estes fios, segundo suas pesquisas, foram apenas amarrados aos tubos ou soldados a estes, sendo que este segundo arranjo levou a melhores resultados em termos de intensificação da transferência de calor. A intensificação de transferência de calor com a presença destes fios foi 14 vezes maior quando comparado aos tubos sem esses fios.

Hu e Jacobi [33], 1993, estudaram analítica e experimentalmente o comportamento da transferência de calor e seu impacto em uma única fileira de tubos aletados anularmente para trocadores de calor. A figura 2.12 mostra um desenho deste tubo. As inferências que fazem da transferência de calor são via transferência de massa usando a técnica de sublimação de naftaleno. Trabalharam com o objetivo de detalhar o comportamento da transferência de calor local no tubo descrito acima, para determinar quais estruturas do escoamento -vórtices, esteiras, etc.- atuam na distribuição da transferência de calor e qual o seu impacto na eficiência da aleta. Encontram que a eficiência da aleta é sempre menor que a obtida, assumindo coeficiente de transferência de calor convectivo constante. Analisam dois tipos de materiais para aletas: liga de alumínio e aço temperado, o primeiro com condutibilidade térmica alta e o segundo com baixa. Concluem que quanto menor for a condutibilidade térmica do material, maior pode ser o erro obtido na eficiência da aleta usando o coeficiente de transferência de calor constante.

Observaram que os vórtices influenciam muito nestes resultados e que o efeito total das estruturas do escoamento permanece obscuro.

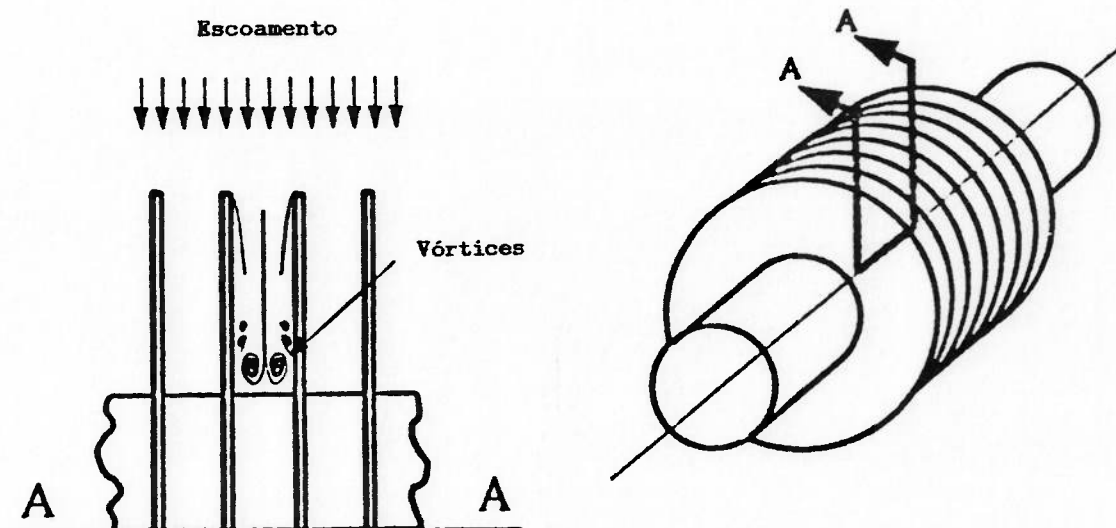


Figura 2.12 Tubo aletado anularmente e a geração de vórtices entre as aletas, que promove a intensificação da transferência de calor.

O estudo mais completo nesta área continua sendo o de Kays e London [42], que apresentam também muitos arranjos de tubos com diferentes formas geométricas de aletas para intensificação da transferência de calor.

### 2.2.7 - Outros

Apresentamos neste item os trabalhos relativos a trocadores de calor com escoamento cruzado, além de outros artigos selecionados que, mesmo não se encaixando no escopo deste trabalho, possuem interesse no âmbito de intensificação de

transferência de calor em geral.

Quanto a escoamentos cruzados, Jones e Prenger [37], 1992, analisaram um trocador de calor composto por telas reticuladas que têm o papel de aletas. Os fluidos, ao passarem por essas telas, trocam calor com elas e estas por condução fazem a transferência entre ambos. É um trocador de calor específico para aplicações onde a diferença de temperatura é alta e permitem uma boa eficiência da condução de calor. Modelaram as telas como aletas tipo pinos cruzados. Mediante uma combinação entre a porosidade, distância entre as telas e outros parâmetros geométricos, conseguiram um bom compromisso entre a intensificação na transferência de calor e a queda de pressão.

Posteriormente, Shah e Pignotti [68], 1993, realizaram um trabalho analítico para determinação do desempenho térmico de trocadores de calor de escoamentos cruzados complexos. A metodologia deste trabalho consiste em simplificar estes escoamentos complexos de maneira que se possa tratá-los como configurações padrão, o que, conseqüentemente, simplifica a compreensão destes trocadores em termos de transferência de calor. Vão ao encontro da efetividade destes trocadores principalmente, desenvolvendo expressões para sua obtenção.

Kays e London [42] também apresentam entre os seus estudos, cálculos de efetividade para várias configurações de escoamentos cruzados.

Outros artigos de interesse são: Lazaridis [46], 1988, que questiona, sem o objetivo de invalidar, algumas correlações referentes à intensificação de transferência de calor entre placas planas paralelas com aletas planas em arranjo alternado,

desenvolvidas por outros autores<sup>8</sup>. Diz que mais dados são necessários para estabelecer uma faixa de validade completa para esta correlação, e prova isso com resultados obtidos das próprias correlações.

Jensen [35], 1989, elaborou um programa compacto de computador para prever a desempenho de superfícies estendidas de aço para escoamento de ar e aplicação em condicionamento ambiente. Apresenta um método de comparação de custos de refrigeradores de ar levando em conta o efeito do circuito do refrigerante escolhido e da umidade no desempenho do refrigerador de ar. Mostra seis casos rodados neste programa. O interesse deste trabalho com relação a intensificação de transferência de calor reside no fato do autor mostrar que diferentes configurações geométricas das aletas em idênticas condições de operação levam a resultados completamente diferentes.

Sunden e Karlsson [73], 1991, tratam da intensificação de transferência de calor em trocadores de calor rotativos através do escoamento em canais corrugados. Estudaram quatro casos e compararam com os mesmos em canais lisos. Os resultados mostraram que a corrugação não só aumentou a transferência de calor, mas também a perda de carga. Através dos quatro casos estudados, os autores apontam que há combinações que levam a bons compromissos entre ambas as intensificações, da transferência de calor e da perda de carga.

Finalmente, Khartabil e Christensen [43], 1992,

---

<sup>8</sup>Trata-se de Kelkar, K.M.; Patankar, S.V. Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins. Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer, v.109, n.1, p.25-30, Feb.1987.



realizaram um estudo para determinação de correlações de transferência de calor para trocadores de calor através de modelos de regressão não-linear com três incógnitas. Testaram este método num trocador de calor de tubo aletado com aletas planas contínuas e alcançaram bons resultados. As comparações foram feitas com correlações de outros autores para os mesmos tipos de passagens.

### **2.3 - Intensificação de Transferência de Calor em Escoamento Interno a Tubos**

Os trabalhos relevantes neste assunto e que nos remetem a outras referências são: (1) Kays e London [42], que de uma maneira básica e conceitual, serve como boa introdução ao assunto, no tocante a aplicação destes tubos a trocadores de calor compactos; e (2) Bergles [6,7], que apresenta técnicas e mecanismos de intensificação de transferência de calor em escoamento interno a tubos, como cavidades internas e micro-aletas para aplicação em tubos de condensadores e evaporadores.

Kalinin et al. [41], 1991, estudam a intensificação de transferência de calor em tubos com corrugação interna, anular, diferentemente ao helicoidal, que é o mais comum. A figura 2.13 mostra este tipo de tubo. Os autores estudam o escoamento monofásico e bifásico -evaporação e condensação- trazendo muitas correlações em função do número de Reynolds. Conclui que se pode diminuir a superfície de transferência de calor, usando este tipo de tubo, de 1,5 a 2 vezes.

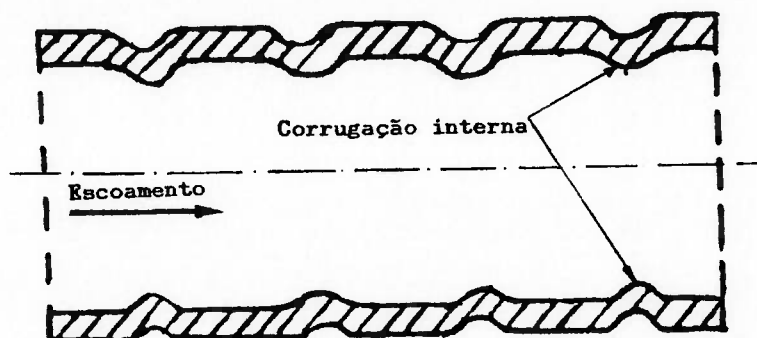


Figura 2.13 Tubo com corrugação anular interna.

Al-Fahed et al. [2], 1993, realizaram um estudo experimental para posterior levantamento de correlação de transferência de calor (número de Nusselt), e atrito (fator de atrito) em escoamento em tubos microaletados. A figura 2.14 mostra um desenho deste tipo de tubo. O experimento foi realizado na faixa turbulenta. Notou-se uma intensificação de transferência de calor sobre o coeficiente de transferência de calor de 1,2 a 1,8 vezes maior. E o fator de atrito também sofreu um aumento de 1,3 a 1,8 vezes. Ambas as medidas de intensificação foram levantadas em relação ao mesmo tubo liso. As correlações foram feitas por análises estatísticas.

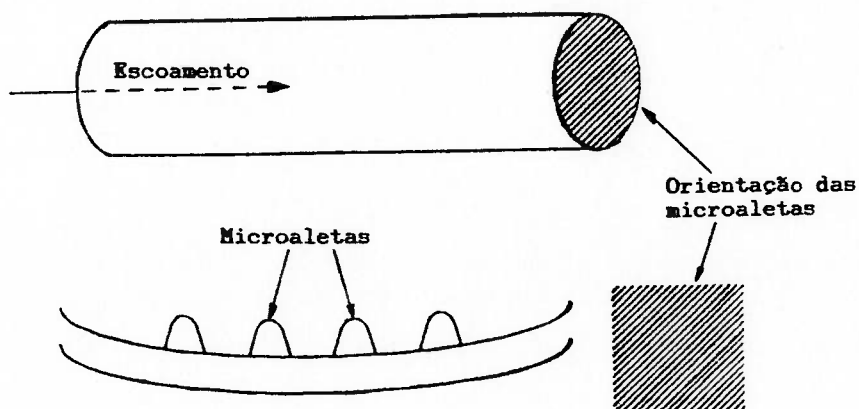


Figura 2.14 Tubo com microaletas internas.

Hsieh e Wen [32], 1993, inseriram dispositivos para intensificação de transferência de calor no interior de tubos. Esses dispositivos inseridos tinham três formas geométricas: em forma de lâmina delgada, em forma de cruz ou em forma de uma barra com vários entalhes laterais. Todos os três dispositivos são mostrados na figura 2.15. Todos os três tipos de dispositivos foram colocados na direção longitudinal do tubo. Levantaram correlações para cada dispositivo e compararam o grau de intensificação em relação ao mesmo tubo liso. Trata-se de um estudo com técnicas modernas de experimentação, como visualização

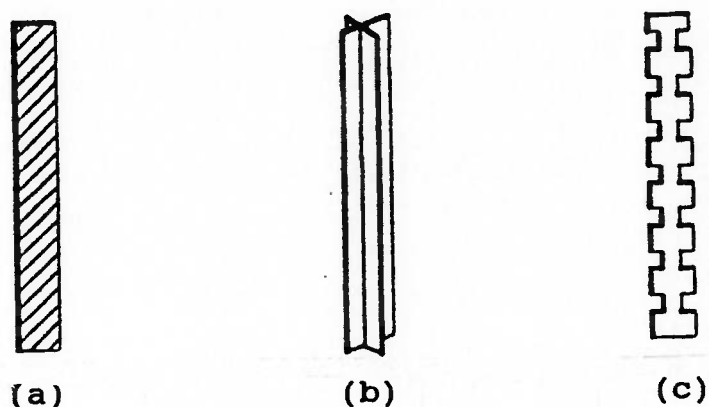


Figura 2.15 Dispositivos para intensificação de transferência de calor no interior de tubos; (a) lâmina delgada; (b) em forma de cruz; e (c) barra com entalhes retangulares laterais.

do escoamento e mapeamento do campo de temperatura. Realizaram este estudo visando a aplicação destes tubos em trocadores de calor de escoamentos cruzados. Analisa a formação dos vórtices originários dos dispositivos. É um artigo profundo em termos de análise do escoamento, bem como apresenta uma técnica original de intensificação de transferência de calor em tubos.

## 2.4 - Projeto de Trocadores de Calor Compactos

Não podemos deixar de apontar aqui também Kays e London [42], que além de mostrarem uma grande gama de superfícies, permitem que o projetista tenha uma "idéia" dos resultados que obterá caso projete uma superfície intermediária entre duas já existentes. Kays e London [42] apresentam no seu livro um apêndice que trata justamente do projeto de trocadores de calor compactos, para vários casos, aplicando resultados das superfícies por eles levantadas.

De uma maneira mais específica, citamos três referências que tratam exclusivamente de projeto de trocadores de calor compactos.

Van den Bulck [78], 1991, trata do projeto de trocadores de calor para escoamento cruzado, buscando qual seria a melhor distribuição de área de transferência de calor para uma máxima efetividade do trocador e área superficial total constante. Compara com procedimentos de projeto convencionais, e diz que projetos seguindo a linha que ele propõe pode levar a melhores resultados em termos de: (1) efetividade para a mesma queda de pressão e área superficial; (2) redução da queda de pressão para a mesma efetividade; e (3) redução do peso, i.e., material do núcleo do trocador para a mesma queda de pressão e efetividade. Todo artigo é elaborado de forma teórica, e a discussão dos resultados é baseada na análise para quatro superfícies selecionadas por Kays e London [42].

Dyakov e Pyshkin [19], 1991, apresentam um trocador de calor aplicável ao setor automobilístico. Trata-se de um trocador

de calor compacto de multicanais, individuais, e com aletas planas externamente a estes. Mostra as vantagens deste trocador de calor, feito de alumínio, contra outros aplicáveis na mesma área. É um trocador que se mostra muito versátil na montagem e que traz vantagens que os autores agrupam em: (1) técnicas, como menor dimensão, menor massa, etc.; (2) econômicas, como baixo número de operações para produção; e (3) ecológicas, como substâncias não-tóxicas que são emitidas durante sua produção.

Finalmente, o trabalho de Polley et al. [61], 1991, que trata de algoritmos para projeto de trocadores de calor casco e tubo e compactos. Apresenta exemplos de aplicação para dois tipos de trocadores de calor citados acima e usa o método de Bell-Delaware para trocador casco e tubo e relações clássicas de escoamento cruzado para trocador de calor compacto. É dada muita ênfase à queda de pressão como parâmetro de projeto.

### Capítulo 3 - METODOLOGIA

Este capítulo contém a descrição dos Critérios de Avaliação de Desempenho - CAD's e como são aplicados. Traz também uma descrição das superfícies de transferência de calor escolhidas para aplicação nos critérios.

#### 3.1 - Critérios de Avaliação de Desempenho

Atualmente, o assunto de intensificação de transferência de calor é de grande interesse para a aplicação em trocadores de calor. O setor industrial, principalmente, tem usado superfícies de intensificação de transferência de calor para o desenvolvimento, com menores custos, de trocadores de calor mais compactos. Muitos dados, em termos de características básicas de transferência de calor e atrito para várias técnicas de intensificação, têm sido publicados. Atentos a esta multiplicação de novas técnicas, alguns pesquisadores da área trabalharam no sentido de elaborar critérios que permitam comparar, de uma maneira organizada, o desempenho de várias superfícies de intensificação de transferência de calor. Surgiram assim os Critérios de Avaliação de Desempenho, CAD's. O número destes critérios também são significativos, além do que, cada um visa objetivos específicos.

O objetivo deste capítulo é fazer uma análise comparativa de quatro destes critérios e aplicá-los a algumas superfícies de intensificação de transferência de calor

selecionadas na literatura.

Quanto aos CAD's, basicamente, partem dos objetivos de desempenho e das restrições de projeto. Esses objetivos, quando aplicados a um trocador de calor compacto, podem ser a diminuição da área frontal, ou superficial; o aumento do número de unidades de transferência; a diminuição da potência de bombeamento ou do volume total do trocador; etc. As restrições podem ser o fluxo mássico constante; as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio fixas; a temperatura superficial constante; o fluxo de calor na superfície constante; etc. Passemos então à apresentação dos critérios levantados.

Os critérios levantados perfazem um total de seis trabalhos. Dentre esses seis, quatro serão explorados neste capítulo, os outros dois, mais específicos, apenas serão citados.

Dentre os quatro escolhidos para posterior análise de desempenho, o primeiro é o de Soland *et al.* [70], 1978. A partir de novos conceitos de transferência de calor em função do coeficiente de Colburn e atrito baseado no fator de atrito, os autores deste critério avaliaram uma série de superfícies de Kays e London [42] (32 no total) em termos do número de unidades de transferência pela potência de bombeamento, ambos em relação ao volume do trocador formado por estas superfícies. A melhor superfície, segundo seus resultados, é a 17.8-3/8W, uma superfície de perfil senoidal. Dentre os seis critérios, é o mais simples e limitado, pois permite somente a comparação de superfícies planas e aletadas.

O segundo critério é o de por Prasad e Shen [62], 1993. Este critério baseia-se na análise exergética e pode ser aplicado

a sistemas de transferência de calor por convecção forçada, como é o caso do escoamento em superfícies de trocadores de calor compactos. O uso de mecanismos que intensificam a transferência de calor em superfícies reduzem a destruição de exergia devido à aproximação das temperaturas do fluido e da parede. Entretanto, esses mesmos mecanismos, na maioria dos casos, incrementam o atrito no escoamento aumentando a destruição de exergia. A destruição líquida de exergia resulta da combinação de ambos os efeitos e é o que constitui este critério.

O critério de Cowell [17], 1990, permite muitas combinações possíveis entre os parâmetros de superfícies de trocadores de calor compactos. De fato, este artigo traz uma família de critérios para a avaliação de desempenho de superfícies aplicáveis a trocadores de calor compactos. Partindo dos cinco parâmetros básicos (diâmetro hidráulico, potência de bombeamento, número de unidades de transferência, área frontal e volume do trocador), apresenta uma série de combinações possíveis quando se fixa dois destes parâmetros e plota-se os outros restantes, dois a dois. As comparações resultantes deste critério são independentes da forma do duto. Também apresenta uma outra forma de comparação, quando então três dos cinco parâmetros são fixados. Com isso, mostra-se claramente o mérito relativo de cada superfície que se está comparando. Apresenta exemplos de resultados obtidos, após aplicação de alguns destes critérios, a duas superfícies escolhidas em Kays e London [42].

O quarto critério é o de Webb [80], 1981, que estabelece várias possibilidades de avaliação de desempenho aplicável a trocadores de calor com escoamento monofásico nos



tubos. Apresenta um detalhado procedimento para chegar-se a superfície "ótima", sendo neste sentido, aplicável também ao projeto de trocadores compactos. Este método avalia quatro casos: (1) redução de material no trocador; (2) incremento do fluxo de calor no duto; (3) redução da diferença média logarítmica de temperatura, DMLT; e (4) redução da potência de bombeamento. Discute onze casos, resultado das combinações anteriores, incluindo área de escoamento fixa ou variável. Chega a apresentar, de maneira resumida, um critério de avaliação de desempenho para trocadores de calor com escoamento bifásico.

O critério de Ravikumaur et al. [63], 1989, que não será utilizado neste capítulo, analisa o desempenho de trocadores de calor compactos usando modelo de elementos finitos. Segundo os autores, as previsões são boas em relação às soluções analíticas no caso em que se tenha o coeficiente de transferência de calor constante. Em adição à análise térmica, este critério calcula também a queda de pressão. Faz depois uma extensão do critério para os casos de coeficientes de transferência de calor variáveis. Este critério também prevê a distribuição de temperatura na parede junto com a do fluido. O outro critério é o de Schenone et al. [67], 1991, que seguindo a linha de Prasad e Shen [62], aplicam não a destruição de exergia, mas a geração de entropia na análise de desempenho de superfícies do tipo *offset strip fin*. A fundamentação teórica deste trabalho e do de Prasad e Shen [62] são muito semelhantes.

### 3.1.1 - Critério # 1

Este critério, sugerido por Soland et al. [70], considera o desempenho somente de um lado do trocador de calor placa-aleta (escoamento de gás de um lado do trocador de calor - o de interesse - e condensação ou ebulição do outro).

A comparação é feita mantendo constantes as seguintes quantidades:

- fluxo mássico;
- temperatura do fluido quente na entrada;
- temperatura do fluido frio na entrada.

A resistência térmica da placa separando os dois fluidos é desprezível.

Kays e London [42], apresentam seus dados em termos do coeficiente de Colburn,  $j$ , e do fator de atrito,  $f$ , referidos à área exposta - ou área total de transferência de calor,  $A$  -, como função de  $Re$  baseado na mínima área livre de escoamento,  $A_c$ . Este critério converte  $j$  e  $f$  para o que os autores chamam de "área da placa base",  $A_b$ , i.e, a área superficial que ignora qualquer dispositivo de intensificação de transferência térmica, como por exemplo, aletas; o efeito das aletas é então incluído nos novos  $j_n$  e  $f_n$  baseados em  $A_b$ . O novo  $Re_n$  será baseado na área de escoamento aberto  $A_F$ .

A tabela 3.1 mostra as novas definições propostas de várias quantidades comparadas com as definições usadas por Kays e London [42].

Tabela 3.1 Definições

Kays e London [42]	eq. nº	Proposto por Soland et al. [70]	eq. nº
$r_h = \frac{A_c \cdot L}{A}$	3.1a	$D_n = \frac{4 \cdot A_F \cdot L}{A_b} = \frac{4 \cdot V}{A_b}$	3.1b
$G_c = \frac{w}{A_c}$	3.2a	$G_n = \frac{w}{A_F}$	3.2b
$Re = \frac{4 \cdot G_c \cdot r_h}{\mu}$	3.3a	$Re_n = \frac{G_n \cdot D_n}{\mu}$	3.3b
$f = \frac{\Delta_{pf}}{\frac{L}{r_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho}}$	3.4a	$f_n = \frac{\Delta_{pf}}{4 \cdot \frac{L}{D_n} \cdot \frac{G_n^2}{2 \cdot \rho}}$	3.4b
$h = \frac{Q/\eta_0 \cdot A}{\Delta T}$	3.5a	$h_n = \frac{Q/A_b}{\Delta T}$	3.5b
$Nu = \frac{4 \cdot r_h \cdot h}{k}$	3.6a	$Nu_n = \frac{h_n \cdot D_n}{k}$	3.6b
$j = \frac{h}{G_c \cdot C_p} \cdot Pr^{2/3}$	3.7a	$j_n = \frac{h_n}{G_n \cdot C_p} \cdot Pr^{2/3}$	3.7b
$\eta_0 = 1 - \frac{A_{fin}}{A} \cdot (1 - \eta_f)$	3.8		
$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l}$	3.9		
$m = \left( \frac{2 \cdot h}{\delta \cdot k_m} \right)^{1/2}$	3.10a	aleta de lâmina delgada	
$m = \left( \frac{4 \cdot h}{\psi \cdot k_r} \right)^{1/2}$	3.10b	aleta de pino circular	

Para fazer estas comparações, também precisamos saber que:

$$\frac{A_b}{A} = \frac{2 \cdot a \cdot L}{\beta \cdot V} = \frac{2}{\beta \cdot b} \quad (3.11)$$

$$\frac{A_F}{A_c} = \frac{L \cdot a \cdot b}{A \cdot r_h} = \frac{1}{\beta \cdot r_h} \quad (3.12)$$

$$\frac{G_n}{G_c} = \frac{A_c}{A_F} = \beta \cdot r_h \quad (3.13)$$

$$\frac{Re_n}{Re} = \frac{D_n \cdot G_n}{4 \cdot r_h \cdot G_c} = \frac{\beta \cdot b}{2} \quad (3.14)$$

$$\frac{f_n}{f} = \frac{A_F \cdot A \cdot G_c^2}{A_c \cdot A_b \cdot G_n^2} = \frac{b}{2 \cdot \beta^2 \cdot r_h^3} \quad (3.15)$$

$$\frac{j_n}{j} = \frac{h_n \cdot G_c}{h \cdot G_n} = \frac{\eta_0 \cdot b}{2 \cdot r_h} \quad (3.16)$$

A figura 3.1 mostra exemplos de cálculos de  $D_n$  e  $G_n$  para passagens retangulares de escoamento.

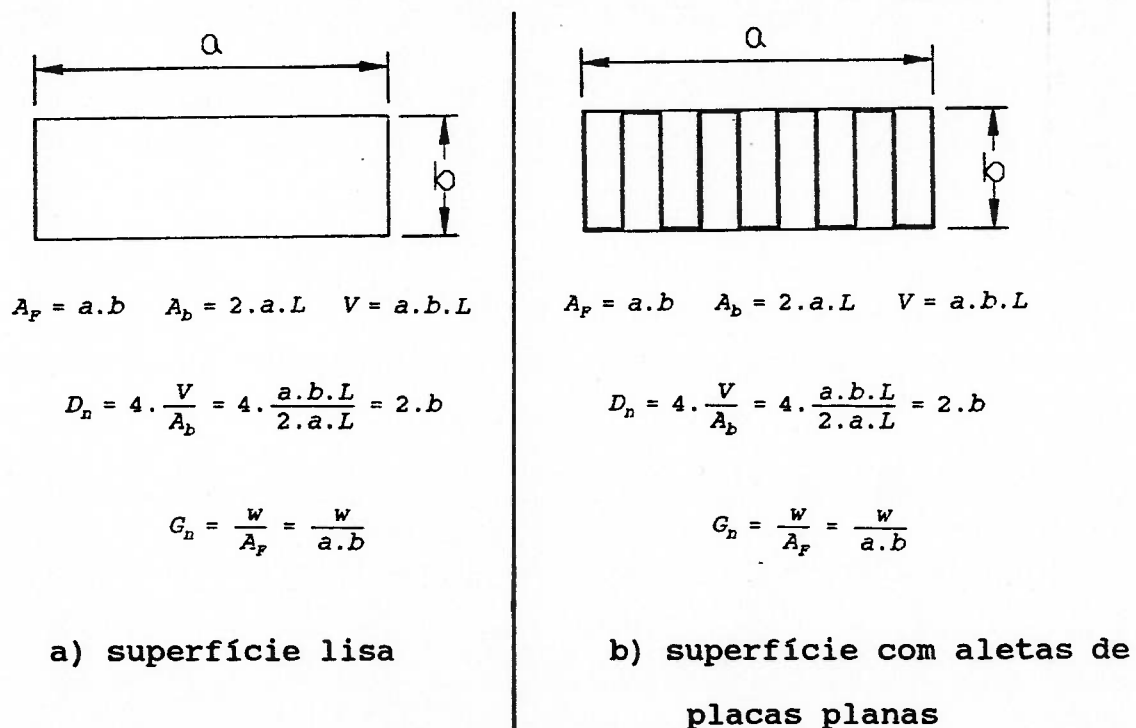


Figura 3.1 Exemplos de cálculos do diâmetro nominal e fluxo mássico para passagens retangulares

Para qualquer trocador de calor temos:

$$\frac{P}{V} = \frac{w \cdot \Delta_{pf}}{\rho \cdot V} = \frac{2 \cdot \mu^3 \cdot f_n \cdot Re_n^3}{\rho^2 \cdot D_n^4} \propto \frac{f_n \cdot Re_n^3}{D_n^4} \quad (3.17)$$

A proporcionalidade escrita na eq. (3.17) só será válida para o mesmo fluido no mesmo nível de temperatura, pois só então  $\mu$  e  $\rho$  serão constantes.

O fluxo de calor em qualquer trocador de calor é dado por:

$$Q = \epsilon \cdot (T_{q,entr} - T_{f,entr}) \cdot w \cdot c_p \quad (3.18)$$

Para todos os arranjos de escoamento, existe uma curva similar a da figura 3.2, relacionando  $\epsilon$  e  $Ntu$ , onde  $Ntu = A \cdot h_n / w \cdot c_p$ , e:

$$\frac{Ntu}{V} = \frac{A \cdot h_n}{V \cdot w \cdot c_p} = \frac{4 \cdot \mu \cdot j_n \cdot Re_n}{Pr^{2/3} \cdot w \cdot D_n^2} \propto \frac{j_n \cdot Re_n}{D_n^2} \quad (3.19)$$

Similarmente,

$$\frac{A \cdot h_n}{V} = \frac{4 \cdot c_p \cdot \mu \cdot j_n \cdot Re_n}{Pr^{2/3} \cdot D_n^2} \propto \frac{j_n \cdot Re_n}{D_n^2} \quad (3.20)$$

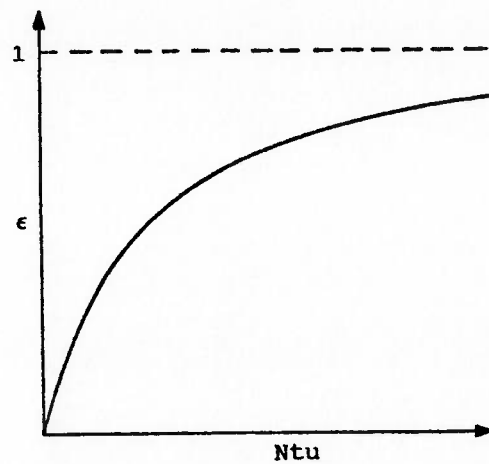


Figura 3.2 Típico gráfico de efetividade de trocador de calor,  $\epsilon$ , vérsus o número de unidades de transferência,  $Ntu$

Novamente, para o mesmo fluido no mesmo nível de temperatura e fluxo mássico,  $\mu$ ,  $c_p$  e  $Pr$  serão constantes e portanto valerá a proporcionalidade das eqs. (3.19) e (3.20).

Utilizando então as equações de (3.1) a (3.20) e as definições de  $j$  e  $St$ ,

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \quad (3.21a)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.21b)$$

chegamos às seguintes equações:

$$\frac{f_n \cdot Re_n^3}{D_n^4} = \frac{1}{256} \cdot \frac{\beta}{r_h^3} \cdot f \cdot Re^3 \quad (3.22)$$

$$\frac{j_n \cdot Re_n}{D_n^2} = \frac{1}{16} \cdot \frac{\beta}{r_h} \cdot \eta_0 \cdot j \cdot Re \quad (3.23)$$

Assim, podemos fazer um gráfico de  $(j_n \cdot Re_n / D_n^2) \times (f_n \cdot Re_n^3 / D_n^4)$ , e desta maneira avaliar o compromisso entre a transferência de calor e a potência de bombeamento, ambos em relação ao volume.

Este critério é limitado no sentido de que só poderá ser aplicado quando as aletas preencherem todo o núcleo entre duas placas planas e paralelas.

### 3.1.2 - Critério # 2

Este critério é o sugerido por Prasad e Shen [62].

Consideremos, para maior facilidade de análise, o diagrama esquemático de um trocador de calor de um único tubo, como mostra a figura 3.3.

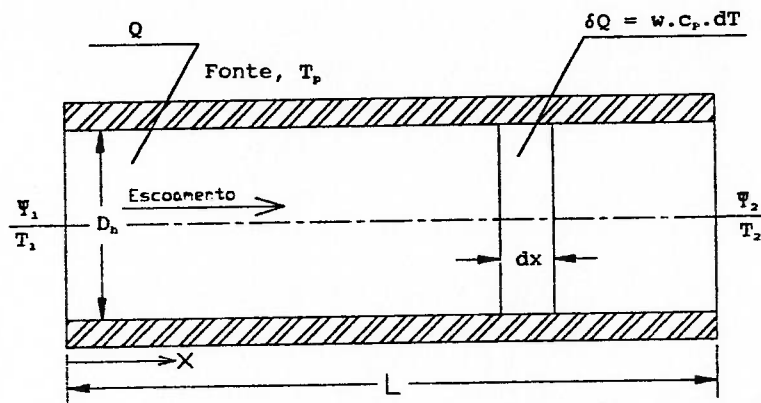


Figura 3.3 Diagrama esquemático de um trocador de calor de um único tubo

Este critério é restringido pela condição de contorno de temperatura na parede constante. De acordo com esta hipótese, teremos então uma fonte de calor imaginária ao redor do tubo. As

propriedades do fluido são assumidas como constantes.

O fluxo de exergia é definido por:

$$\Psi = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.24)$$

Se  $\psi = f(T, p)$ , então  $d\psi$  é:

$$d\psi = \left( \frac{\partial \psi}{\partial T} \right)_p \cdot dT + \left( \frac{\partial \psi}{\partial p} \right)_T \cdot dp \quad (3.25)$$

Usando a definição de entropia, calor específico e a primeira lei da termodinâmica, as seguintes relações termodinâmicas podem ser obtidas:

$$\left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p \quad (3.26)$$

$$\left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_p = \frac{c_p}{T} \quad (3.27)$$

$$\left( \frac{\partial s}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{T} \cdot \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T - \frac{v}{T} \quad (3.28)$$

A derivada parcial da eq. (3.24) com referência a  $p$  e a eq. (3.28) juntas dão:

$$\left( \frac{\partial \psi}{\partial p} \right)_T = \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T - T_0 \cdot \left( \frac{1}{T} \cdot \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T - \frac{v}{T} \right) \quad (3.29)$$



A eq. (3.29), para fluidos como o ar, reduz-se a:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial p}\right)_T = \frac{v \cdot T_0}{T} = \frac{T_0}{\rho \cdot T} \quad (3.30)$$

porque, neste caso, a mudança de entalpia é pequena para a queda de pressão num trocador tubular.

A derivada parcial da eq. (3.24) com referência a  $\underline{T}$  combinada com as eqs. (3.26) e (3.27) dá:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial T}\right)_p = c_p \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.31)$$

Combinando as eqs. (3.30) e (3.31) na eq. (3.25), resulta:

$$d\Psi = c_p \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot dT + \frac{v}{T} \cdot T_0 \cdot dp \quad (3.32)$$

Na figura 3.3, a destruição de exergia sobre o elemento diferencial de comprimento  $dx$  é dada por:

$$d\Psi = w \cdot d\Psi_x - w \cdot d\Psi_{x+dx} - \delta Q \cdot \frac{T_p - T_0}{T_p} = -w \cdot d\Psi - \delta Q \cdot \frac{T_p - T_0}{T_p} \quad (3.33)$$

que com a eq. (3.30), reduz-se a:

$$d\Psi = w \cdot T_0 \cdot \left( c_p \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_p} \right) \cdot dT - \frac{dp}{\rho \cdot T} \right) \quad (3.34)$$

A temperatura do fluido  $T(x)$  é obtida da solução da equação diferencial formulada pelo balanço de energia sobre o elemento diferencial da figura 3.3.

$$\delta Q = -w \cdot c_p \cdot dT = h \cdot a \cdot (T - T_p) \cdot dx \quad (3.35)$$

que pode ser reescrito como:

$$\frac{dT}{dx} + \frac{h \cdot a}{w \cdot c_p} \cdot T - \frac{h \cdot a}{w \cdot c_p} \cdot T_p = 0 \quad (3.36)$$

A solução para  $T(x)$  da eq. (3.36) é:

$$T(x) = T_p + \Delta T_1 \cdot e^{-\gamma \cdot x} \quad (3.37a)$$

onde,

$$\Delta T_1 = T_1 - T_p \quad (3.37b)$$

$$\gamma = \frac{h \cdot a}{w \cdot c_p} \quad (3.37c)$$

Integrando a eq. (3.34) com  $T = T(x)$  da eq. (3.37) para  $0 \leq x \leq L$ , uma expressão para destruição líquida de exergia é

obtida.

A destruição e exergia adimensional,  $\Delta\Psi^*$ , é:

$$\Delta\Psi^* = \tau \cdot (1 - e^{-\gamma \cdot L}) + \ln\left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\gamma \cdot L}}{1 + \tau}\right) + \left(\frac{f \cdot Re \cdot SBr}{8 \cdot Nu} \cdot \ln\left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\gamma \cdot L}}{(1 + \tau) \cdot e^{-\gamma \cdot L}}\right)\right) \quad (3.38a)$$

onde,

$$\Delta\Psi^* = \frac{\Delta\Psi}{w \cdot T_0 \cdot c_p} \quad (3.38b)$$

$$\tau = \frac{\Delta T_1}{T_p} \quad (3.38c)$$

$$SBr = \frac{\mu \cdot U^2}{k \cdot T_p} \quad (3.38d)$$

com,

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{f \cdot \rho \cdot U^2}{2 \cdot D_h} \quad (3.38e)$$

Utilizando as definições de  $Nu$ ,  $j$  e  $St$  dadas respectivamente pelas equações (3.6a), (3.21a) e (3.21b), e também conhecendo que:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu} = \frac{w \cdot D_h}{A_c \cdot \mu} \quad (3.39)$$

$$a = \frac{A}{L} = \frac{4 \cdot A_c}{D_h} \quad (3.40)$$

podemos escrever  $\gamma$  e  $SBr$  de uma maneira mais adequada para serem usadas com as correlações das superfícies a serem comparadas.

$$\gamma = \frac{4 \cdot k \cdot j \cdot Pr^{1/3}}{\mu \cdot c_p \cdot D_h} = \frac{4 \cdot k \cdot Nu}{\mu \cdot c_p \cdot D_h \cdot Re} \quad (3.41)$$

$$\frac{Re \cdot SBr}{8} = \frac{\mu^3 \cdot Re^3}{8 \cdot k \cdot T_p \cdot D_h^2 \cdot \rho^2} \quad (3.42)$$

porque as correlações para transferência de calor podem ser dadas em termos de  $j$  ou  $Nu$ .

Portanto, para se analisar e comparar o desempenho das superfícies, basta substituir as correlações das superfícies na eq. (3.38) e plotar em função de  $Re$ . Obteremos desta maneira um gráfico de  $\Delta\Psi^* \times Re$ .

No Apêndice A, é feita uma crítica a este critério no que diz respeito a adimensionalização feita por Prasad e Shen [62]. Esta crítica, baseada em Bejan [5], foi colocada não com o objetivo de se anular o critério de Prasad e Shen [62], critério # 2, mas apenas apontar como poderia ser melhor polido de maneira que seus resultados fossem mais objetivos.

### 3.1.3 - Critério # 3

Este critério, proposto por Cowell [17], despreza a resistência térmica na parede que separa os dois fluidos de trabalho no trocador. A suposição mais significativa dele é de que os efeitos de eficiência das aletas são ignorados, pois o efeito relativo das aletas é fortemente influenciado pelas propriedades particulares dos fluidos, dos fluxos, do material do trocador e da escala, e estas características não são relevantes quando se trata de um trocador regenerativo.

Os parâmetros de interesse neste critério são:

- volume total do trocador,  $V$ ;
- área frontal do trocador,  $A_f$ ; e
- potência de bombeamento do fluido,  $P$ .

Um parâmetro secundário, e mais ligado aos resultados, é o número de unidades de transferência,  $Ntu$ .

Uma relação que interessará nas equações a seguir é:

$$L = V/A_f.$$

Outros parâmetros necessários para esta análise são  $D_h$  e  $\sigma$ , como definidos a seguir:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c \cdot L}{A} = \frac{4 \cdot A_f \cdot \sigma \cdot L}{A} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot V}{A} \quad (3.43)$$

$$Re = \frac{w \cdot D_h}{A_c \cdot \mu} = \frac{w \cdot D_h}{\sigma \cdot A_f \cdot \mu} \quad (3.44)$$

$$St = \frac{h \cdot A_c}{w \cdot c_p} = \frac{h \cdot \sigma \cdot A_f}{w \cdot c_p} \quad (3.45)$$

Combinando as eq. (3.21a) e (3.45), h pode ser expresso como:

$$h = \frac{j}{Pr^{2/3}} \cdot \frac{w \cdot c_p}{A_f \cdot \sigma} \quad (3.46)$$

Lembrando que a resistência térmica por convecção foi assumida como nula no lado do escoamento interno, que não o de interesse:

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T = Ntu \cdot w \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.47)$$

Na eq. (3.47) supõe-se Q fixo, o que equivale a dizer que Ntu é fixo. Quando algum parâmetro for fixado neste critério, se utilizará o sobrescrito + ( por exemplo: no caso de Ntu fixo, escreve-se Ntu<sup>+</sup>).

$$\Delta_{pf} = \frac{2 \cdot f \cdot w^2 \cdot L}{\rho \cdot A_c^2 \cdot D_h} = \frac{2 \cdot f \cdot w^2 \cdot L}{\rho \cdot \sigma^2 \cdot A_f^2 \cdot D_h} \quad (3.48)$$

A potência de bombeamento do fluido será então:

$$P = \frac{\Delta_{pf} \cdot W}{\rho} = \frac{2 \cdot f \cdot w^3 \cdot L}{\rho^2 \cdot A_f^2 \cdot \sigma^2 \cdot D_h} \quad (3.49)$$

A eq. (3.44) pode ser rearranjada e ser expressada como:

$$A_f = \frac{D_h}{\sigma \cdot Re} \cdot \frac{w}{\mu} \quad (3.50)$$

Na eq. (3.47) podemos substituir  $h$  da eq. (3.46);  $A$  da eq. (3.43); e  $A_f$  da eq. (3.50). Gerando então uma expressão para  $V$ :

$$V = \frac{D_h^2}{\sigma \cdot j \cdot Re} \cdot \frac{w \cdot Ntu^+ \cdot Pr^{2/3}}{4 \cdot \mu} \quad (3.51)$$

Lembrando que  $L = V/A_f$  e substituindo  $A_f$  da eq. (3.50) e  $V$  da eq. (3.51), a eq. (3.49) torna-se:

$$P = \frac{f \cdot Re^2}{j \cdot D_h^2} \cdot \frac{w \cdot \mu^2 \cdot Ntu^+ \cdot Pr^{2/3}}{2 \cdot \rho^2} \quad (3.52)$$

### 3.1.3.1 - Comparação de Superfícies de Escala Particular

As eq. (3.50), (3.51) e (3.52) podem ser escritas de outra maneira, de modo a separar delas os parâmetros que estão associados com a transferência de calor no duto.

$$A_{f_{D_h}}^* = \frac{D_h}{\sigma \cdot Re} \quad (3.53)$$

$$V_{D_h}^* = \frac{D_h^2}{\sigma \cdot j \cdot Re} \quad (3.54)$$

$$P_{D_h}^* = \frac{f \cdot Re^2}{j \cdot D_h^2} \quad (3.55)$$

onde o subscrito  $D_h$  indica que o diâmetro hidráulico está fixado, e o sobrescrito \* indica parte do parâmetro associado à solução.

Então, para qualquer duto de transferência de calor, o segundo termo,  $w/\mu$ , por exemplo, na eq. (3.50), permanece constante e os valores do primeiro termo,  $D_h/\sigma \cdot Re$ , da mesma equação, são diretamente medidos da área frontal relativa, eq. (3.53). De modo análogo é a interpretação para as eqs. (3.54) e (3.55).

Deste modo, por exemplo, para cada superfície a ser comparada,  $P_{D_h}^*$  pode ser plotado contra  $V_{D_h}^*$ . Logo, teremos então uma larga faixa de comparações que podem ser feitas.



### 3.1.3.2 - Comparações para a área frontal fixa

Se  $A_f^+$  é a área frontal fixa, a eq. (3.50) pode ser rearranjada como:

$$D_{hA_f} = \sigma \cdot Re \cdot \frac{\mu \cdot A_f^+}{w} = D_{hA_f}^* \cdot D_{hA_f}' \quad (3.56)$$

onde o subscrito  $A_f$  indica área frontal fixa e os sobrescritos \*, parte do parâmetro associado com a solução, neste caso  $\sigma \cdot Re$ , e ', parte do parâmetro associado com o problema, neste caso  $\mu \cdot A_f^+ / w$ .

Podemos fazer o mesmo para as eqs. (3.51) e (3.52), eliminando  $D_h$  de ambas. Por exemplo, para obter-se  $V_{A_f}$ , substituímos a eq. (3.56) na eq. (3.51) e obtemos:

$$V_{A_f} = \frac{\sigma \cdot Re}{j} \cdot \frac{\mu \cdot A_f^{+2} \cdot Ntu^+ \cdot Pr^{2/3}}{4 \cdot w} = V_{A_f}^* \cdot V_{A_f}' \quad (3.57)$$

E para obter-se  $P_{A_f}$ , substituímos a eq. (3.56) na eq. (3.52),

$$P_{A_f} = \frac{f}{\sigma^2 \cdot j} \cdot \frac{w^3 \cdot Ntu^+ \cdot Pr^{2/3}}{2 \cdot \rho^2 \cdot A_f^{+2}} = P_{A_f}^* \cdot P_{A_f}' \quad (3.58)$$

Neste novo caso podemos então plotar  $V_{A_f}^*$  x  $P_{A_f}^*$ , sabendo que  $D_h$  e  $Ntu$  estão fixos.

Assim como fizemos para a área frontal fixa, podemos fazer, de maneira análoga, para o volume do trocador fixo e potência de bombeamento fixa, o que resultará nas seguintes equações:

- para o volume do trocador de calor fixo,

$$D_{hV} = (\sigma \cdot j \cdot Re)^{1/2} \cdot \left( \frac{4 \cdot \mu \cdot V^+}{Ntu^+ \cdot w \cdot Pr^{2/3}} \right)^{1/2} = D_{hV}^* \cdot D_{hV}' \quad (3.59)$$

$$A_{fV} = \left( \frac{j}{\sigma \cdot Re} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{4 \cdot w \cdot V^+}{Ntu^+ \cdot \mu \cdot Pr^{2/3}} \right)^{1/2} = A_{fV}^* \cdot A_{fV}' \quad (3.60)$$

$$P_V = \frac{f \cdot Re}{\sigma \cdot j^2} \cdot \frac{\mu \cdot w^2 \cdot Ntu^{+2} \cdot Pr^{4/3}}{8 \cdot \rho^2 \cdot V^+} = P_V^* \cdot P_V' \quad (3.61)$$

- para a potência de bombeamento fixa,

$$D_{hP} = \left( \frac{f \cdot Re^2}{j} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{Ntu^+ \cdot w \cdot \mu^2 \cdot Pr^{2/3}}{2 \cdot \rho^2 \cdot P^+} \right)^{1/2} = D_{hP}^* \cdot D_{hP}' \quad (3.62)$$

$$A_{fP} = \left( \frac{f}{j \cdot \sigma^2} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{Ntu^+ \cdot w^3 \cdot Pr^{2/3}}{2 \cdot \rho^2 \cdot P^+} \right)^{1/2} = A_{fP}^* \cdot A_{fP}' \quad (3.63)$$

$$V_P = \frac{f \cdot Re}{\sigma \cdot j^2} \cdot \frac{Ntu^{+2} \cdot w^2 \cdot \mu \cdot Pr^{4/3}}{8 \cdot \rho^2 \cdot P^+} = V_P^* \cdot V_P' \quad (3.64)$$

Todas as equações de (3.50) a (3.64) foram calculadas mantendo Ntu fixo, e em cada caso particular fixou-se também ora  $D_h$ , ora  $A_f$ , ora  $V$  ou ora  $P$ . Podemos também, no lugar de Ntu, fixar qualquer dos outros quatro parâmetros e desta maneira

ampliar ainda mais o número de combinações possíveis entre os parâmetros. É claro que nem todas as combinações são interessantes, a tabela 3.2 traz as mais significativas e é ao mesmo tempo um resumo de todos o "sub-critérios" do CAD # 3.

Como pode-se observar, a potencialidade deste critério é muito grande em termos de combinações possíveis. Seria cansativo e impróprio que utilizássemos todas as suas combinações para a análise de desempenho das superfícies. Escolhemos então quatro destes "sub-critérios", nos quais buscamos objetivos que estão em conformidade com os problemas mais críticos encontrados em trocadores de calor compactos. Procura-se sempre, nestes dispositivos, obter-se a menor área frontal, volume e potência de bombeamento com o maior número de unidades de transferência possíveis. Os objetivos escolhidos foram:

1º) diminuir a área frontal e o volume, mantendo fixos o número de unidades de transferência e a potência de bombeamento. Na tabela 3.2, este objetivo pode ser alcançado plotando-se  $A_f^*$  contra  $V^*$ , ambos para  $Ntu$  e  $P$  fixos, e observar segundo os resultados obtidos, qual superfície nos dá o objetivo procurado. A este critério, chamamos de critério # 3-1. Pela tabela 3.2, plotar  $A_f^* \times V^*$ , é o mesmo que plotar  $(f/j.\sigma^2)^{1/2}$  contra  $f.Re/\sigma.j^2$ ;

2º) diminuir a área frontal e a potência de bombeamento, mantendo fixos o número de unidades de transferência e o diâmetro hidráulico, isto é o mesmo que plotar-se  $A_f^*$  contra  $P^*$ , ambos para  $Ntu$  e  $D_h$  fixos, dados na tabela 3.2, e então observar-se os resultados segundo este objetivo. Este é o critério # 3-2. Pela tabela 3.2, os parâmetros envolvidos neste

critério serão:  $D_h/\sigma.Re \times f.Re^2/j.D_h^2$ ;

3º) diminuir a área frontal e aumentar o número de unidades de transferência, mantendo fixos a potência de bombeamento e o volume. A este critério, chamamos critério # 3-3, e pela tabela 3.2, teremos para este critério, o seguinte gráfico:  $A_f^* = (f/\sigma^3.Re)^{1/4}$  contra  $Ntu^* = (\sigma.j^2/f.Re)^{1/2}$ , ambos para  $P^+$  e  $V^+$ ;

4º) diminuir a potência de bombeamento e aumentar o número de unidades de transferências, mantendo fixos o volume e a área frontal. Este é o critério # 3-4, e pela tabela 3.2, teremos o seguinte gráfico:  $P^* = f/\sigma^3.Re$  versus  $Ntu^* = j/\sigma.Re$ , ambos para  $V^+$  e  $A_f^+$ .

Tabela 3.2 Parâmetros relativos para dois parâmetros fixados

		Parâmetro Constante ou Fixo								
		Ntu <sup>+</sup>				P <sup>+</sup>			V <sup>+</sup>	
		D <sub>h</sub> <sup>+</sup>	A <sub>f</sub> <sup>+</sup>	V <sup>+</sup>	P <sup>+</sup>	D <sub>h</sub> <sup>+</sup>	A <sub>f</sub> <sup>+</sup>	V <sup>+</sup>	D <sub>h</sub> <sup>+</sup>	A <sub>f</sub> <sup>+</sup>
Parâmetro Relativo	D <sub>h</sub> <sup>*</sup>	—	$\sigma.Re$	$(\sigma.j.Re)^{1/2}$	$\left(\frac{f.Re^2}{j}\right)^{1/2}$	—	$\sigma.Re$	$(\sigma.Re^3)^{1/4}$	—	$\sigma.Re$
	A <sub>f</sub> <sup>*</sup>	$\frac{D_h}{\sigma.Re}$	—	$\left(\frac{j}{\sigma.Re}\right)^{1/2}$	$\left(\frac{f}{j.\sigma^2}\right)^{1/2}$	$\frac{D_h}{\sigma.Re}$	—	$\left(\frac{f}{\sigma^3.Re}\right)^{1/4}$	$\frac{D_h}{\sigma.Re}$	—
	V <sup>*</sup>	$\frac{D_h^2}{\sigma.j.Re}$	$\frac{\sigma.Re}{j}$	—	$\frac{f.Re}{\sigma.j^2}$	$\frac{D_h^4}{\sigma.f.Re^3}$	$\frac{\sigma^3.Re}{f}$	—	—	—
	P <sup>*</sup>	$\frac{f.Re^2}{j.D_h^2}$	$\frac{f}{\sigma^2.j}$	$\frac{f.Re}{\sigma.j^2}$	—	—	—	—	$\frac{\sigma.f.Re^3}{D_h^4}$	$\frac{f}{\sigma^3.Re}$
	Ntu <sup>*</sup>	—	—	—	—	$\frac{j.D_h^2}{f.Re^2}$	$\frac{j.\sigma^2}{f}$	$\left(\frac{\sigma.j^2}{f.Re}\right)^{1/2}$	$\frac{\sigma.j.Re}{D_h^2}$	$\frac{j}{\sigma.Re}$

#### 3.1.4 - Critério # 4

A redução da área superficial de transferência de calor, é um objetivo que se busca quando deseja-se a redução dos custos capitais como objeto de otimização para projeto de superfícies de transferência de calor. Este critério, sugerido por Webb [80], define os benefícios de desempenho de uma superfície de intensificação de transferência de calor relativa a uma superfície de referência. Ele seleciona uma das variáveis operacionais para ser o objetivo da análise de desempenho, sujeita a limitações de projeto que se manifesta nas variáveis restantes. O critério que o autor propõe aqui é dividido em três partes: critério de geometria fixa (FG), critério de área de escoamento fixa (FN) e critério para casos de geometria variável (VG). Os dois primeiros só são aplicáveis a trocadores casco e tubo. O terceiro pode ser aplicado a trocadores de calor compactos, que é o interesse deste trabalho. Por sua vez, o critério VG se subdivide em mais quatro casos, a saber: VG-1, VG-2a, VG-2b e VG-3.

Dentre estes quatro, nos interessa somente o VG-1, que é o que leva a redução da área superficial para fluxo de calor, potência de bombeamento e fluxo mássico iguais entre a superfície que se deseja avaliar o desempenho e a superfície de referência.

Outras restrições do critério VG-1, que aqui estamos chamando de critério # 4, são:

- aletas perfeitas (sem resistência térmica na parede e no fluido no interior do tubo);
- propriedades do fluido constantes.

Das premissas estabelecidas acima, temos:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{P}{P_0} = \frac{w}{w_0} = 1 \quad (3.65)$$

O subscrito  $0$  é colocado para indicar quando o parâmetro pertence à superfície de referência. Já vale adiantar que a escolha da superfície de referência é livre, pois não tem influência na avaliação comparativa das superfícies que se queira considerar.

Combinando as eq. (3.17), (3.44), (3.48), podemos chegar a seguinte equação para razão entre  $P$  e  $P_0$ :

$$\frac{P}{P_0} = \frac{f}{f_0} \cdot \left( \frac{Re \cdot D_{h,0}}{Re_0 \cdot D_h} \right)^3 \cdot \frac{A}{A_0} \quad (3.66)$$

Agora, combinando as eq. (3.18) e (3.65), temos:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{\epsilon}{\epsilon_0} = 1 \quad (3.67)$$

Como as condições de operação para a superfície que estará sendo avaliada e a superfície de referência são idênticas,  $\epsilon$  e  $\epsilon_0$  são governadas pela mesma função  $g(Ntu)$ . Ou seja,  $\epsilon/\epsilon_0 = g(Ntu)/g(Ntu_0)^\dagger$ .

Sabendo agora que  $Ntu$  é expresso também por:

$$Ntu = \frac{h \cdot A}{w \cdot C_p} = \frac{j \cdot Re \cdot k \cdot Pr^{1/3}}{D_h} \cdot \frac{A}{w \cdot C_p} \quad (3.68)$$

e envolvendo as eqs. (3.65) e (3.67), e as condições † e de propriedades constantes, teremos:

$$\frac{Ntu}{Ntu_0} = \frac{j}{j_0} \cdot \frac{A}{A_0} \cdot \frac{Re}{Re_0} \cdot \frac{D_{h,0}}{D_h} = 1 \quad (3.69)$$

Eliminando então  $A/A_0$  das eq. (3.66) e (3.69):

$$\frac{P}{P_0} = \frac{Ntu}{Ntu_0} = 1 \quad (3.70)$$

o que nos levará, trabalhando as eq. (3.66), (3.69) e (3.70), a:

$$\frac{Re}{Re_0} = \frac{D_h}{D_{h,0}} \cdot \left( \frac{j \cdot f_0}{j_0 \cdot f} \right)^{1/2} \quad (3.71)$$

Então com  $j$ ,  $j_0$ ,  $f$ ,  $f_0$ ,  $D_h$  e  $D_{h,0}$ ,  $Re$  pode ser determinado explicitamente em dependência de  $Re_0$ . Quando  $Re$  e  $Re_0$  são conhecidos,  $A/A_0$  pode ser obtida pela eq. (3.69) por exemplo.

A razão  $A_c/A_{c0}$  é governada pela limitação  $w/w_0 = 1$ . Envolvendo a relação  $A_c = w \cdot D_h / \mu \cdot Re$ , obtemos:

$$\frac{A_c}{A_{c,0}} = \frac{Re_0}{Re} \cdot \frac{D_h}{D_{h,0}} \quad (3.72)$$

### 3.2 - Aplicação dos Critérios

A aplicação dos critérios é feita de uma maneira bem simples. Cada um dos quatro CAD's apresentados anteriormente relaciona o coeficiente de Colburn,  $j$ , ou o número de Nusselt,  $Nu$ , com o fator de Atrito,  $f$ , e mais outros parâmetros que são específicos de cada método, como o diâmetro hidráulico,  $D_h$ , o número de Reynolds,  $Re$ , etc. Quando vamos submeter uma superfície de transferência de calor à análise por qualquer um dos quatro CAD's, precisamos ter em mãos correlações de  $j$  ou  $Nu$  e  $f$  dadas em função de  $Re$  principalmente - algumas superfícies apresentam essas correlações em função de mais parâmetros além de  $Re$ , como parâmetros geométricos, por exemplo -, para então serem substituídas nas equações dos CAD's e obter como resultados novas equações, também em função de  $Re$ . Além disso, cada superfície apresenta suas correlações dentro de uma faixa de aplicação em função de  $Re$ . Sendo assim as equações obtidas, após a substituição das correlações nas equações dos CAD's, também terão sua faixa de validade na mesma faixa de  $Re$  que as correlações. Fazendo  $Re$  variar desde seu limite inferior até o superior, usando um incremento adequado, obteremos as curvas procuradas. Colocando-se, num mesmo gráfico, mais de uma curva - cada curva estará associada a uma superfície - poderemos então efetuar as comparações.

Todas as correlações são baseadas em resultados experimentais, exceto a superfície E de Brockmeier et al. [13], que é resultado de um trabalho numérico.

Toda correlação é função de pelo menos um parâmetro.



No caso das correlações levantadas, o parâmetro comum a todas é o número de Reynolds. O número de Reynolds, por sua vez, está baseado, além de outros parâmetros, num comprimento característico. Este comprimento característico, na maioria dos casos é o diâmetro hidráulico, mas algumas correlações estão baseadas em outros comprimentos característicos que os autores escolheram de acordo com as conveniências de seus experimentos. Portanto, para que possamos comparar estas superfícies, é preciso que todas possuam a mesma base.

### 3.2.1 - Redução das Correlações à mesma Base

Todas as superfícies escolhidas para as aplicações nos critérios nos possibilitam calcular o diâmetro hidráulico segundo a definição de Kays e London [42]:

$$D_h = 4 \cdot \frac{A_c \cdot L}{A} \quad (3.73)$$

Esta definição é uma adaptação para dutos formados por superfícies de transferência de calor em trocadores de calor compactos, da clássica definição de diâmetro hidráulico de 4 vezes a área da seção transversal dividido pelo perímetro molhado.

Na eq. (3.73), L é o comprimento do duto formado pelas superfícies,  $A_c$  é a mínima área livre de escoamento na seção transversal deste duto - isto é, descontando espessuras de aletas

e outros bloqueamentos à passagem do escoamento - e A é a área total de transferência de calor. Esta definição, aplicada a um duto liso, reduz-se à definição clássica.

A redução à mesma base se faz aplicando a definição de  $D_h$  da eq. (3.73) para todas as correlações.

Todo número de Reynolds é expresso por  $Re = \rho \cdot U \cdot D_h / \mu$ , onde  $D_h$  é o diâmetro hidráulico dado pela eq. (3.73) e é ao mesmo tempo o comprimento característico. Outros autores, como dissemos anteriormente, preferiram trabalhar com outro comprimento característico. Se chamarmos esse comprimento característico de  $D_s$  - o subscrito  $s$  indica quando o parâmetro refere-se à superfície que está sendo considerada -, teremos então  $Re_s = \rho \cdot U \cdot D_s / \mu$ . Dividindo  $Re$  por  $Re_s$  obtemos a seguinte relação:

$$\frac{Re}{Re_s} = \frac{D_h}{D_s} \Rightarrow Re = \frac{D_h}{D_s} \cdot Re_s \quad (3.74)$$

Ou seja, dos dados geométricos das superfícies, conseguimos calcular  $D_h$ . Como a faixa de  $Re_s$  e o valor de  $D_s$  são fornecidos, podemos achar a nova faixa de validade em  $Re$  para a superfície que estamos analisando.

O próximo passo é modificar as correlações desta superfície. Isto se faz da seguinte maneira.

Quando a correlação é para o fator de atrito, é conhecido que  $f$  é dado por:

$$f = \frac{\Delta_{pf} \cdot D_h}{2 \cdot \rho \cdot L \cdot U^2} \quad (3.75)$$

Teremos também, semelhante expressão para  $f_s$ , dada por:

$$f_s = \frac{\Delta_{pf} \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot L \cdot U^2} \quad (3.76)$$

Observe, e isto estamos impondo como regra neste assunto de redução das correlações à mesma base, que entre as eq. (3.75) e (3.76), não se mudou nenhum parâmetro além de  $D_h$  e  $D_s$ , pois queremos que, após a redução à mesma base, tanto  $f$  como  $f_s$  continuem fornecendo o mesmo valor de  $\Delta_{pf}$ . Ou seja, existe um valor de  $Re_s$  que aplicado a  $f_s$  nos dá um valor de  $\Delta_{pf}$ . Queremos que o  $Re$  calculado conforme a eq. (3.74) e aplicado a nova correlação de  $f$ , obtida em função de  $f_s$ ,  $D_s$  e  $D_h$ , nos dê o mesmo valor de  $\Delta_{pf}$ . Essa relação entre  $f$  e  $f_s$  é obtida pela divisão da eq. (3.75) pela eq. (3.76), i.e.,

$$\frac{f}{f_s} = \frac{D_h}{D_s} \Rightarrow f = \frac{D_h}{D_s} \cdot f_s \quad (3.77)$$

Então, se  $f_s$  era dado, por exemplo por  $f_s = m \cdot Re_s^n$ , teremos como resultado final:

$$f = \frac{D_h}{D_s} \cdot f_s = \frac{D_h}{D_s} \cdot m \cdot \left( \frac{D_s}{D_h} \cdot Re \right)^n = m \cdot \left( \frac{D_h}{D_s} \right)^{1-n} \cdot Re^n \quad (3.78)$$

É esta nova correlação, dada na eq. (3.78), que aplicamos aos critérios, porque assim teremos uma comparação exata de todas as superfícies, mesmo que em faixas de  $Re$  diferentes. Isto ficará mais claro quando exemplificarmos a aplicação dos critérios.

Para as correlações do número de Nusselt, o procedimento é o mesmo; sabendo que  $Nu = h \cdot D_h / k$  e  $Nu_s = h \cdot D_s / k$ , a forma final de  $Nu$  será:

$$Nu = \frac{D_h}{D_s} \cdot Nu_s = p \cdot \left( \frac{D_h}{D_s} \right)^{1-q} \cdot Re^q \quad (3.79)$$

considerando que a expressão geral de  $Nu_s$  seja dada por  $Nu_s = p \cdot Re_s^q$ . No caso de  $f$ , o que queríamos garantir sempre era a queda de pressão,  $\Delta_{pf}$ ; aqui é o coeficiente de película ou transferência térmica,  $h$ .

Nas correlações para  $j$ , o procedimento é um pouco diferente. Neste caso, a correção só é feita no número de Reynolds da superfície,  $Re_s$ . Pois, substituindo a eq. (3.21b), a de  $Re = \rho \cdot U \cdot D_h / \mu$ , mais a definição de  $Pr = c_p \cdot \mu / k$  na eq. (3.21a) que é a definição de  $j$ , chegamos a:

$$j = \frac{h}{\rho \cdot U} \cdot \left( \frac{\mu}{k \cdot c_p^2} \right)^{1/3} \quad (3.80)$$

que como podemos ver não depende de nenhum comprimento característico. Sendo assim, se a expressão geral de  $j_s$  for, por exemplo,  $j_s = x \cdot Re_s^y$ ,  $j$  será:

$$j = x \cdot \left( \frac{D_s}{D_h} \right)^y \cdot Re^y \quad (3.81)$$

Finalmente, há correlações, tanto para  $f_s$ ,  $Nu_s$  como para  $j_s$ , que são função de mais um parâmetro além de  $Re_s$ . Esses parâmetros são dimensões geométricas das superfícies, como comprimento, espessura e largura de aletas. Nestes casos, ainda com a correlação em termos de  $Re_s$ , substituímos os valores destes parâmetros até reduzir a correlação de modo que fique em função somente de  $Re_s$ , para então efetuarmos a mudança de base, tal qual descrito acima e obtermos as correlações finais de  $f$ ,  $Nu$  ou  $j$ .

### 3.2.2 - Apresentação das Superfícies Selecionadas

Foram selecionadas, após a revisão bibliográfica, 15 superfícies de intensificação de transferência de calor para serem analisadas através dos CAD's. A tabela 3.3 mostra os autores, o tipo de superfície e se esta necessita ou não de redução à mesma base, conforme descrito anteriormente.

Tabela 3.3 Superfícies de Intensificação de Transferência de Calor

AUTORES	Tipo de Superfície	Necessita Redução à mesma base?
Olson [59]	pin fins - <u>Pin</u>	sim
Fujii et al. [26]	corrugated and perforated - <u>C&amp;P</u>	sim
Tinaut et al. [75]	offset strip fins - <u>OSF1</u>	não
O'Brien e Sparrow [58]	corrugated - <u>Corr</u>	não
Liou e Hwang [48]	ribs of semicircular ridge - <u>Rib1</u>	sim
Liou e Hwang [48]	ribs of triangular ridge - <u>Rib2</u>	sim
Liou e Hwang [48]	ribs of square ridge - <u>Rib3</u>	sim
Dubrovsky e Vasiliev [18]	offset strip fins - <u>OSF2</u>	sim
Joshi e Webb [38]	offset strip fins - <u>OSF3</u>	sim
Bergles [7]	offset strip fins - <u>OSF4</u>	não

Brockmeier et al. [13]	plain fins forming rectangular cross sections - <u>PFRs</u>	não
Brockmeier et al. [13]	plain fins forming triangular cross sections - <u>PFTs</u>	não
Brockmeier et al. [13]	offset strip fins - <u>OSF5</u>	não
Brockmeier et al. [13]	louvered fins - <u>Louv</u>	não
Brockmeier et al. [13]	longitudinal vortex generators - <u>LVG</u>	não

Conforme a tabela 3.3, passemos a apresentar as superfícies chamando-as pelo tipo, homônimo e autor(es).

Sempre que nos referirmos aos parâmetros, tal qual são apresentados pelos autores nos respectivos artigos, i.e., no original, estes levarão o subscrito g. Isso ajuda a entender principalmente quando alguma superfície necessitar de redução à mesma base. Somente as correlações finais aparecerão sem subscrito algum.

Ao final deste item (3.2.2), apresentamos três tabelas, 3.8, 3.9 e 3.10, a primeira traz um resumo da aplicabilidade das superfícies escolhidas nos critérios, ou seja, quais superfícies

podem ser aplicadas a cada um dos quatro critérios; na segunda apresentamos um resumo dos parâmetros geométricos de cada superfície; e finalmente, na terceira, um resumo das correlações finais em termos de  $f$ ,  $j$  e  $Nu$  para todas as superfícies inclusive das faixas de validade em  $Re$  para cada uma.



### 3.2.2.1 - Pin Fin (Pin), Olson [59]

A figura 3.4 mostra um desenho desta superfície, bem como alguns valores de seus parâmetros geométricos.

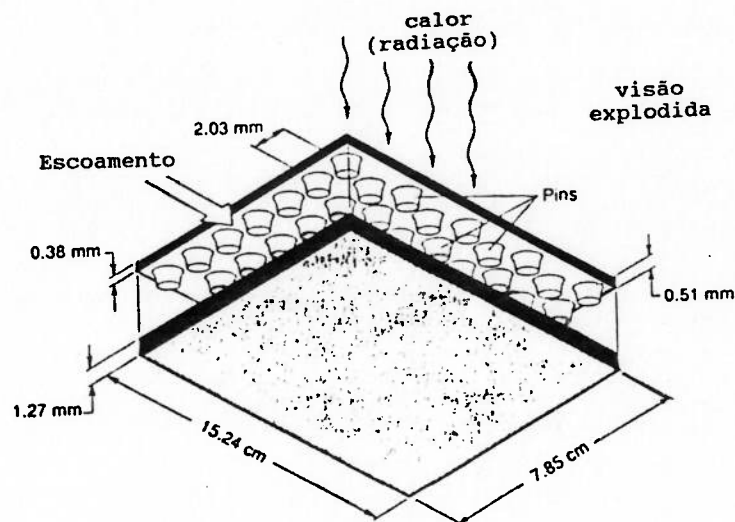


Figura 3.4 Superfície Pin

As correlações indicadas pelo autor para esta superfície, são:

- para o fator de atrito

$$f_s = 0,8561 \cdot Re_s^{-0,216} \quad (3.82)$$

- para o número de Nusselt

$$Nu_s = 0,0198 \cdot Re_s^{0,928} \cdot \left( \frac{T_p}{T_f} \right)^{-0,55} \quad (3.83)$$

Sempre que for necessário, utilizaremos  $T_p = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  e

$T_f = 60$  °C. Para substituir esses valores de temperatura na eq. (3.83), temos que transformá-los para a escala absoluta, Kelvin, logo,  $T_p = 373$  K e  $T_f = 333$  K. Substituindo-os na eq. (3.83), chegamos a seguinte correlação para  $Nu_s$ :

$$Nu_s = 0,0186 \cdot Re_s^{0,928} \quad (3.84)$$

Para estas correlações, a faixa de validade em  $Re_s$  é:

$$450 \leq Re_s \leq 12000$$

Olson [59], não usou a definição de Kays e London [42] para o diâmetro hidráulico, preferindo trabalhar com outro comprimento característico que, como no item sobre redução das correlações à mesma base, chamaremos aqui de  $D_s$ . Ele definiu  $D_s$  como sendo  $4 \cdot V_0 / A_p$ . Onde  $V_0$  é o que chamou de volume aberto, ou seja, o volume de espaço vazio que resta entre as duas placas preenchidas com os pinos cônicos.  $A_p$  é a área da parede exposta ao fluido, ou área "molhada", como ele chamou. No seu artigo, Olson [59] mostra os valores destes parâmetros, que apresentaremos no decorrer deste texto. Quanto ao valor de  $D_s$ , este é de 0,715 mm.

Para podermos efetuar a redução à mesma base, precisamos calcular  $D_h$  de acordo com a eq. (3.73). Para tanto, antes precisamos saber os valores de  $A_c$ ,  $L$  e  $A$ . A figura 3.5 mostra uma célula desta superfície, vista de vários ângulos. Quando chamamos este elemento de célula, estamos querendo dizer que este contém todas as informações sobre a superfície (observada do ponto de vista global), sendo que qualquer aumento nesta célula, em termos quantitativos, é simplificável por pura

simetria.

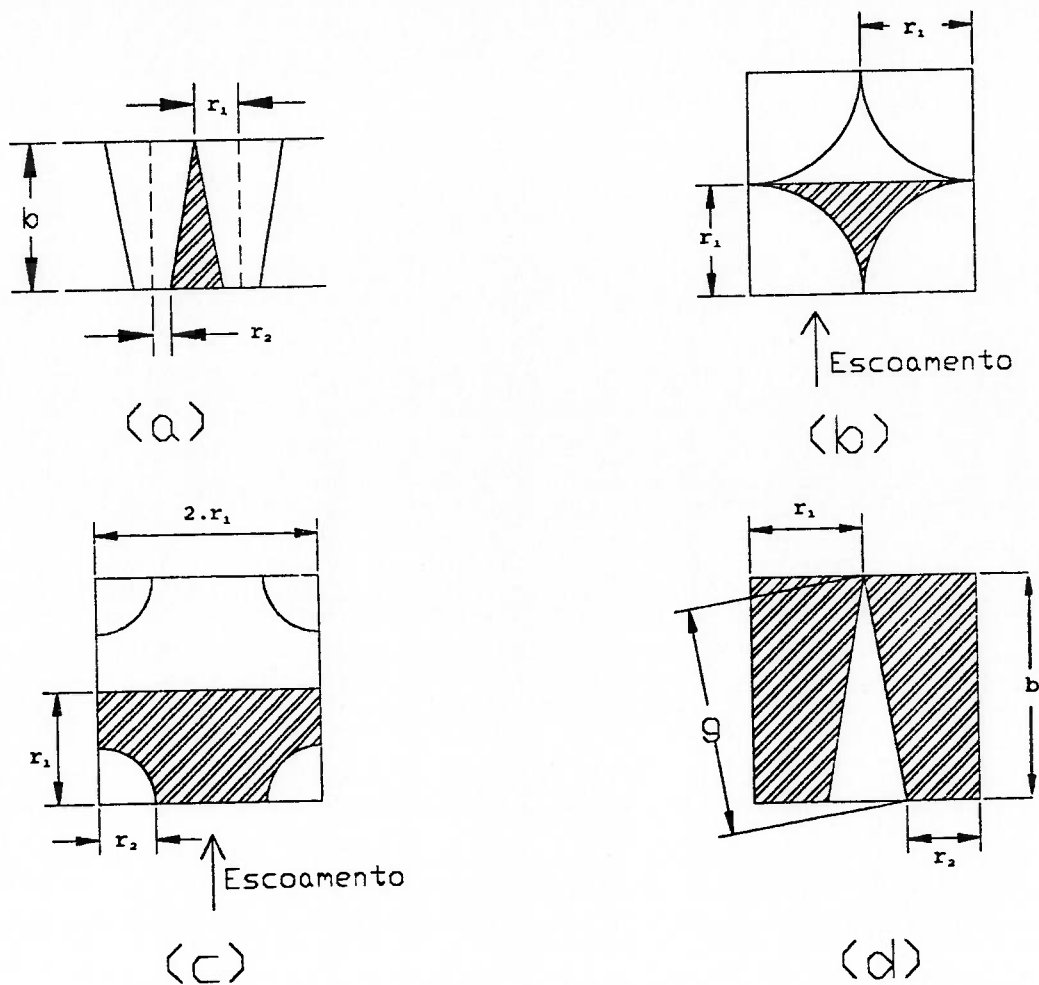


Figura 3.5 Célula da superfície Pin. (a) vista frontal, que permite o cálculo de  $A_c$ ; (b) vista do topo da superfície, onde temos a base maior do pino cônico, nos permitindo calcular uma das três parcelas de  $A$ ; (c) vista do fundo da superfície, onde temos a base menor do pino cônico, que permite o cálculo da segunda parcela de  $A$ ; e (d) vista frontal do pino cônico, que nos permite calcular a terceira e última parcela de  $A$ , referente à área lateral do pino.

De acordo com a figura 3.5a,  $A_c$  está marcada nesta figura pela área hachurada e será dada por:

$$A_c = \frac{(2 \cdot r_1 - 2 \cdot r_2) \cdot b}{2} = b \cdot (r_1 - r_2) \quad (3.85)$$

Quando calculamos a área total de transferência de

calor,  $A$ , esta está diretamente ligada ao comprimento  $L$  escolhido. Nas figuras 3.5b a 3.5d,  $L$  foi escolhido com a dimensão do raio da base maior do pino cônico. A área  $A$  será dada pela soma de cada uma destas parcelas, que estão hachuradas nas mesmas:

$$A = \left( r_1 \cdot 2 \cdot r_1 - \frac{\pi \cdot r_1^2}{2} \right) + \left( r_1 \cdot 2 \cdot r_1 - \frac{\pi \cdot r_2^2}{2} \right) + \frac{\pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot g}{2} \quad (3.86)$$

Os valores dos parâmetros envolvidos nas equações acima são:

- $r_1$  = raio da base maior do pino cônico = 1,015 mm;
- $r_2$  = raio da base menor do pino cônico = 0,51 mm;
- $b$  = altura do pino = 0,51 mm;
- $L$  = comprimento =  $r_1$  = 1,015 mm; e
- $g$  = geratriz do pino cônico = 0,7177 mm.

Substituindo esses valores nas eqs. (3.85) e (3.86) e seus resultados na eq. (3.73), obtemos como resultado final:

$$D_h = 0,2538 \text{ mm}$$

Com os valores de  $D_s$  e  $D_h$ , utilizamos a eq. (3.73) e encontramos a seguinte relação entre  $Re$  e  $Re_s$ :

$$Re_s = 2,817 \cdot Re$$

Usando então esta relação, a nova faixa de validade em  $Re$  será:

$$160 \leq Re \leq 4260$$

Podemos agora encontrar a correlação final para  $f$ . Utilizando a eq. (3.78), com  $m = 0,8561$  e  $n = -0,216$ , dados pela eq. (3.82), a forma final de  $f$  será:

$$f = 0,243.Re^{-0,216} \quad (3.87)$$

Fazendo semelhante procedimento com a eq. (3.79), com p e q dados pela eq. (3.84) respectivamente por 0,0186 e 0,928, a forma final da correlação para Nu será:

$$Nu = 0,0173.Re^{0,928} \quad (3.88)$$

É bom também que já encontremos a correlação final para j, pois os critérios # 1, 3 e 4 a utilizam. Isto se faz primeiramente calculando  $j_s$  em função de  $Nu_s$ , através da eq. (3.21). Para usarmos a eq. (3.21) antes precisamos saber o valor de Pr. Para  $T_f = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , Kays e London [42], indicam  $Pr = 0,707$ .

Substituindo o valor de Pr, mais a eq. (3.84) na eq. (3.21), teremos:

$$j_s = 0,02088.Re_s^{-0,072} \quad (3.89)$$

A forma final de j é calculada através da eq. (3.81), onde, de acordo com a eq. (3.88),  $x = 0,02088$  e  $y = -0,072$ .

Substituindo todos esses valores na eq. (3.81):

$$j = 0,01938.Re^{-0,072} \quad (3.90)$$

As eqs. (3.87), (3.88) e (3.90) são as correlações finais de f, Nu e j, respectivamente, após realizada a redução

à mesma base.

Ainda falta especificarmos alguns parâmetros geométricos necessários para as futuras aplicações nos CAD's.

Esses parâmetros são:  $\beta$ ,  $\psi$ ,  $A_{fin}/A$  e  $\sigma$ .

Quanto a  $\beta$ , razão entre a área total de transferência de calor,  $A$ , e o volume do trocador,  $V$ , verificamos e encontramos que o que Olson [59] chamou de  $A_p$  é a própria área total de transferência de calor,  $A$ . Esse valor de  $A_p = A$  é de  $215,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ . O volume  $V$  do trocador é o produto da largura, profundidade e altura do elemento representado na figura 3.4. O resultado é  $6,101 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ . Logo, o valor de  $\beta$  será  $3537,0 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

O diâmetro do pino, somente para cálculos da eficiência da aleta<sup>1</sup>,  $\eta_f$ , é simplificado como se fosse um pino circular, e não cônico como é na realidade. Deste modo, simplificamos o diâmetro do pino como sendo a média aritmética entre os diâmetros maior e menor. Dado que o diâmetro da base maior é de 2,03 mm e o da menor 1,02 mm, para cálculos de  $\eta_f$ ,  $\psi = 1,525 \text{ mm}$ .

A relação entre  $A_{fin}/A$  é feita da seguinte maneira. Dado que já conhecemos a área total de transferência de calor,  $A$ , com base nos dados da figura 3.4, calculamos o número de aletas daquele elemento e a área superficial de uma aleta, chamando o número de aletas de  $N$ , teremos:

$$\frac{A_{fin}}{A} = \frac{A_{1-fin} \cdot N}{A} = \frac{\pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot g \cdot N}{A_p} \quad (3.91)$$

---

<sup>1</sup>cfr. o parâmetro  $m$  da equação (3.10b), necessário para o cálculo da eficiência da aleta,  $\eta_f$ .

Na eq. (3.91),  $A_{1-fin}$  é a área de uma aleta, os valores de  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $g$  e  $A_p$  já foram fornecidos anteriormente. O valor de  $N$  é 2900 aletas. Portanto, o valor final de  $A_{fin}/A$  será 0,4625.

Finalmente, para  $\sigma$ , que é a relação entre  $A_c$  e  $A_f$ , só precisamos calcular  $A_f$  para a célula representada na figura 3.5a. Nesta encontramos que:

$$A_f = 2 \cdot r_1 \cdot b \quad (3.92)$$

Os valores de  $r_1$  e  $b$  já foram fornecidos, e os resultados finais são:  $A_f = 1,035 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  e  $\sigma = 0,249$ .

### 3.2.2.2 - Corrugated and Perforated (C&P), Fujii et al. [26]

Esta superfície é mostrada na figura 3.6 abaixo

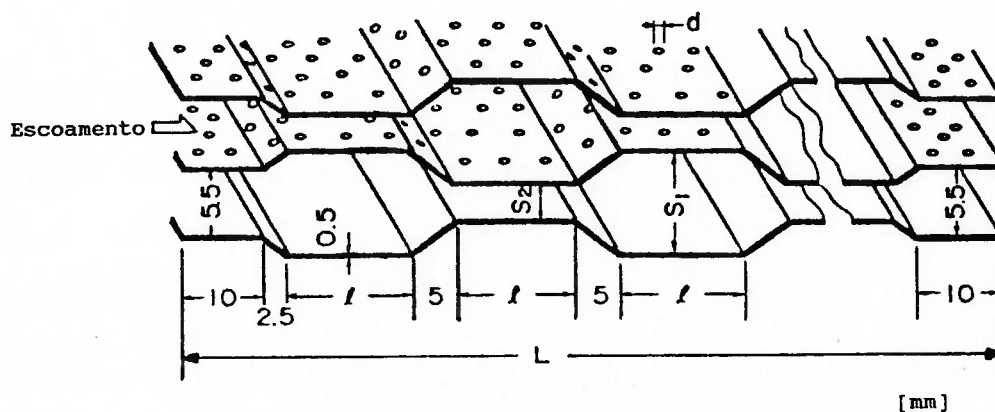


Figura 3.6 Superfície C&P

Trata-se de uma superfície de contração e expansão sucessivas, além de apresentar porosidade, o que nos levou a chamá-la de uma superfície Corrugada e Perfurada (C&P). Os

parâmetros geométricos apresentados nesta figura são:  $d$ , diâmetro da perfuração;  $S_1$ , altura maior (da parte larga);  $S_2$ , altura menor (da parte curta);  $l$ , comprimento da parte plana; e  $L$ , comprimento total da superfície.

Na verdade, os autores desta superfície optaram por pesquisar mais de uma configuração para ela. Ora sendo apenas duas placas planas paralelas, ora duas placas planas paralelas com perfurações, ou configurações como a da figura 3.6, variando a densidade de perfurações, i.e., a porosidade. A tabela 3.4 traz os valores dos parâmetros da figura 3.6 para as várias configurações adotadas pelos autores, bem como dois novos parâmetros:  $\beta$ , porosidade e  $\alpha$ , relação entre  $S_2/S_1$ . A seguir, a figura 3.7 nos mostra algumas destas superfícies<sup>2</sup>.

As correlações propostas pelos autores são:

- para o número de Nusselt

$$Nu_s = 1,04 \cdot Re_s^{0,55} \cdot (1 - \alpha^2)^{2,4} \cdot \beta^{0,08} \cdot \left(\frac{D_s}{l}\right)^{0,21} \quad (3.93)$$

- para o fator de atrito

$$f_s = 0,20 \cdot Re_s^{-0,34} \cdot \alpha^{-1,23} \cdot \beta^{-0,6} \cdot \left(\frac{D_s}{l}\right)^{0,69} \quad (3.94)$$

- as faixas de validade são:

---

<sup>2</sup>Os nomes adotados para as várias configurações, P-1, P-2, ..., NP-1, NP-2, está de acordo com Fujii et al. [26].



$$0,16 \leq \alpha \leq 0,45$$

$$0,086 \leq \beta \leq 0,296$$

$$250 \leq Re_s \leq 3000$$

Tabela 3.4 Superfícies testadas por Fujii et al. [26]<sup>3</sup>

Sup.	S <sub>1</sub> [mm]	S <sub>2</sub> [mm]	l [mm]	L [mm]	d [mm]	β	α
P-1	5,5	5,5	-	100,0			1,00
P-2			15,0	100,0			
P-3	8,6	2,4		52,3			0,28
P-4			7,5	92,4		0,145	
P-5	8,3	2,7		132,4	2,0		0,33
P-6	7,6	3,4			2,0		0,45
P-7			15,0	100,0			
P-8	9,5	1,5	15,0	100,0		0,296	0,16
P-9						0,086	
P-10	8,9	2,1	20,0	111,1		0,145	0,24
P-11	8,9	2,1	15,0	100,0	4,0	0,145	0,24
NP-1	5,5	5,5	-	100,0	-	-	1,00
NP-2	8,6	2,4	15,0	100,0	-	-	0,28

- as incertezas são de ± 15% para Nu<sub>s</sub> e ± 20% para f<sub>s</sub>.

<sup>3</sup>Esta tabela é pura reprodução da tabela 1 em Fujii et al. [26], sendo que os espaços vazios correspondem a valores não fornecidos pelos autores.

Esta superfície necessita de redução à mesma base, pois seu comprimento característico,  $D_g$ , é definido como sendo simplesmente a soma de  $S_1$  e  $S_2$ , o que difere portando da definição de  $D_h$ , na eq. (3.73). Só que, antes disso, necessitamos escolher entre as várias configurações mostradas na tabela 3.4 e figura 3.7, com qual delas vamos trabalhar. O interessante seria escolher a melhor dentre todas. O Apêndice B traz o método utilizado para a escolha da melhor.

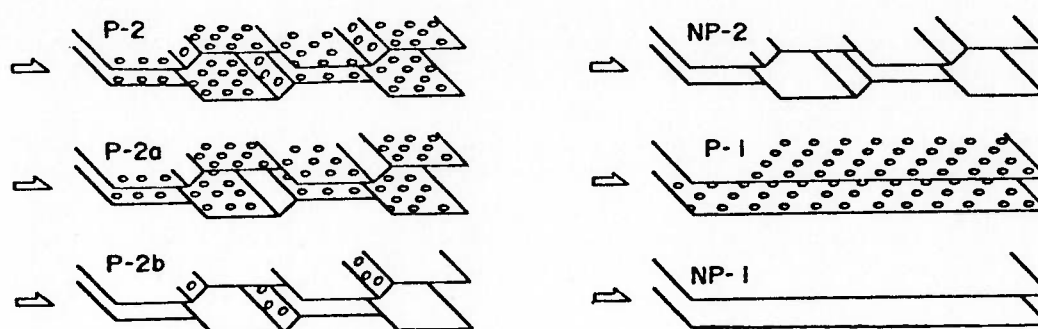


Figura 3.7 Diagramas esquemáticos de algumas superfícies da tab.3.4

De acordo com o item B.1 deste apêndice, a melhor superfície seria aquela que apresentasse os seguintes valores:

$$\alpha = 0,45$$

$$\beta = 0,296$$

$$D_g/l = 0,55$$

Se procurarmos na tabela 3.4 qual superfície corresponde a esta combinação de parâmetros, não vamos encontrar nenhuma! Mesmo assim escolhemos trabalhar com esta superfície hipotética, dado que sua construção é factível e poderia muito bem ser outra variação entre as apresentadas por Fujii et al. [26], i.e., nada a impede de existir, e funcionar de acordo com as correlações levantadas por estes autores.

Substituindo os valores de  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $D_g/l$  nas eqs. (3.93) e (3.94) teremos as seguintes correlações, somente em função de  $Re_g$ :

- para  $Nu_g$

$$Nu_g = 0,483 \cdot Re_g^{0,55} \quad (3.95)$$

- para  $f_g$

$$f_g = 0,734 \cdot Re_g^{-0,34} \quad (3.96)$$

Agora podemos executar a redução à mesma base para esta superfície escolhida.

De acordo com os dados calculados no Apêndice, item B.1, podemos deduzir os demais e montar esta superfície.

Em todos os casos da tabela 3.4, a soma de  $S_1$  e  $S_2$  é 11 mm, que é ao mesmo tempo o valor de  $D_g$ . Se  $D_g/l = 0,55$  e  $D_g$  vale 11 mm, então  $l = 20$  mm.

$\alpha = 0,45$ ; como  $\alpha = S_2/S_1$  e  $S_1 + S_2 = 11$  mm, podemos encontrar que  $S_1 = 7,6$  mm e  $S_2 = 3,4$  mm. Já podemos ver que esta superfície se aproxima da P-6 da tabela 3.4.

De acordo com a figura 3.6, introduzindo o valor de  $l = 20$  mm, chegamos ao valor de  $L = 120$  m, pois escolhemos trabalhar com uma superfície que apresente duas seções medindo  $S_1$  e duas  $S_2$ .

A mínima área livre de passagem para esta superfície será na seção de  $S_2$ . Dado que a largura de todas as superfícies

testadas pelos autores é de 120 mm,  $A_c$  será o valor do produto entre  $S_2$  e 120 mm, ou seja,  $A_c = 408 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ .

Desta vez, para o cálculo de  $A$ , não vamos fazer para uma célula, mas sim para toda a superfície. Na figura 3.6,  $A$  será dado pelo produto de 120 mm (largura) vezes 2 (superfície superior e inferior) vezes a soma dos comprimentos de cada seção menos a área de porosidade. A figura 3.8 ajuda-nos a entender melhor este cálculo.

Na figura 3.8, por motivos de facilidade de desenho, não incluímos a porosidade, mas a área total de transferência de calor será:  $A = A' \cdot (1 - \beta)$ , onde  $A'$  é a área total sem a porosidade, i.e., para a mesma superfície, só que lisa.

De acordo com a figura 3.8,  $A'$  será:

$$A' = 120 \cdot 2 \cdot (2 \cdot 10 + 4 \cdot 20 + 2 \cdot 2,71 + 3 \cdot 5,42)$$

$$A' = 29.203,2 \text{ mm}^2 = 29,2032 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Portanto,

$$A = 29,2032 \times 10^{-3} \cdot (1 - 0,296)$$

$$A = 20,559 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Como  $L = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$ , teremos  $D_h = 9,53 \text{ mm}$ .

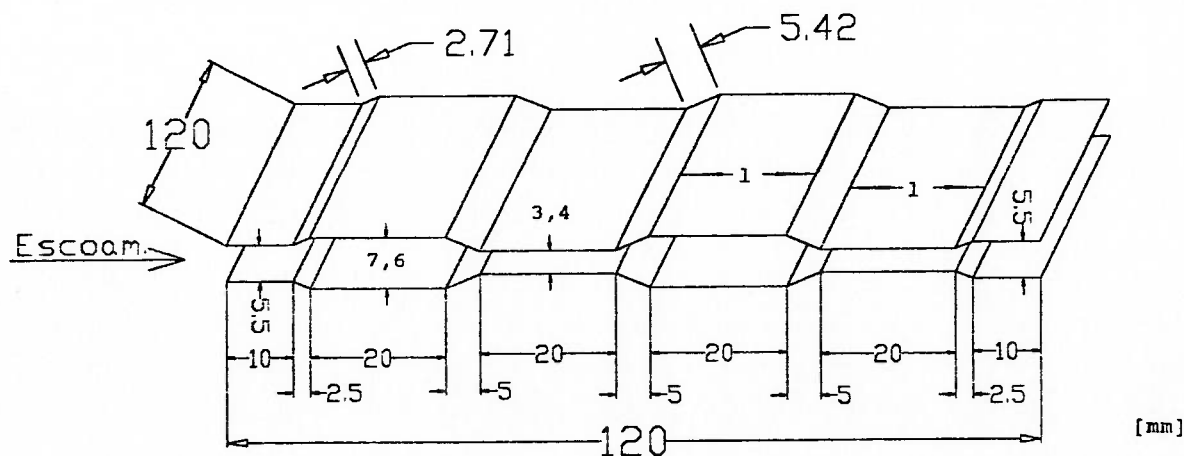


Figura 3.8 Parâmetros para o cálculo de  $D_h$

O procedimento agora é o mesmo que fizemos para a superfície Pin, ou seja, calcular a relação  $D_e/D_h$  e com isso a de  $Re_g/Re$ . E a partir daí achar as correlações finais para  $f$ ,  $Nu$  e  $j$ .

Os resultados são:

- para  $Nu$

$$Nu = 0,453 \cdot Re^{0,55} \quad (3.97)$$

- para  $j$

$$j = 0,508 \cdot Re^{-0,45} \quad (3.98)$$

- para  $f$

$$f = 0,606 \cdot Re^{-0,34} \quad (3.99)$$

- faixa de validade em  $Re$

$$215 \leq Re \leq 2600$$

Quanto aos parâmetros geométricos, só precisamos encontrar  $\sigma$ , pois os demais,  $\beta$  (razão entre  $A$  e  $V$ ),  $A_{fin}/A$  e  $\delta$  (espessura da aleta), dizem respeito a superfícies aletadas, que não é o caso desta superfície. Destas considerações, já podemos prever que esta superfície não poderá ser aplicada ao critério # 1. Isto será discutido posteriormente, quando falarmos quais superfícies são aplicáveis a cada critério.

Sabendo que  $\sigma = A_c/A_f$ , como já temos calculada  $A_c$ ,

resta-nos calcular  $A_f$ . Pela figura 3.8, a área frontal será o resultado do produto entre a largura (120 mm) e a altura na entrada na superfície (5,5 mm), ou seja,  $A_f = 660 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ . Logo  $\sigma = 0,618$ .

### 3.2.2.3 - Offset Strip Fin (OSF1), Tinaut et al. [75]

Esta superfície, bem como as demais do tipo *offset strip fin* (OSF1, OSF3, OSF4, e OSF5) serão representadas pela figura 3.9<sup>4</sup>.

Tinaut et al. [75], usaram a definição de Kays e London [42] para o cálculo de  $D_h$ . Logo, esta superfície não necessita de redução à mesma base, ou seja,  $f_s = f$ ,  $j_s = j$  e  $Nu_s = Nu$ . As correlações são:

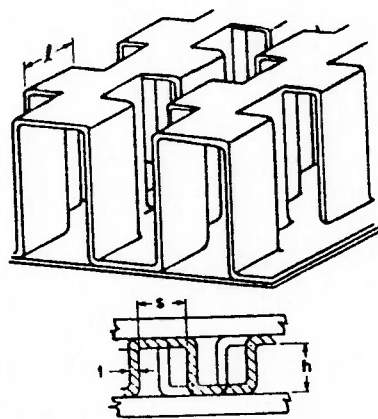


Figura 3.9 Superfícies do tipo *offset strip fin*

- para  $Nu$

<sup>4</sup>A superfície OSF2 é um tipo especial de *offset* e quando for apresentada, terá uma figura mostrando sua forma, que difere das demais.

$$Nu = 0,0841.Re^{0,647} \quad (3.100)$$

- para  $j$

$$j = 0,0944.Re^{-0,353} \quad (3.101)$$

- para  $f$

$$f = 8.Re^{-0,3} \quad (3.102)$$

- faixa de validade em  $Re$

$$Re \leq 1000$$

A faixa de validade é baixa porque esta correlação foi desenvolvida para escoamento de óleo, mas como a correlação é dada em termos adimensionais, nada impede que seja aplicável a outros fluidos desde que na mesma faixa de validade em  $Re$ .

Quanto aos parâmetros geométricos desta superfície, os autores só fornecem o seguinte:

- $h + t = 1,95$  mm (vide fig. 3.9);
- $D_h = 0,93$  mm; e
- $A = 0,012$  m<sup>2</sup>.

Mas sem nos fornecer o parâmetro  $t$ , mostrado na figura 3.9, é impossível calcularmos os demais parâmetros,  $\beta$ ,  $A_{fin}/A$ , etc.

Sabemos que  $h + t = b$ , i.e., distância entre as placas que compõem esta superfície. A superfície 1/10 - 19.35 de Kays e London [42], apresenta  $b = 1,91$  mm e  $D_h = 1,4$  mm, e é a que

mais se aproxima desta superfície que estamos considerando (OSF1). Esta superfície de Kays e London tem espessura de aleta,  $\delta = 0,102$  mm.  $t$  é a espessura da aleta de OSF1, se admitirmos então que a superfície OSF1 tenha  $t = 0,1$  mm, não estaremos nos distanciando muito da realidade. Adotaremos portanto,  $t = 0,1$  mm.

Aplicando a definição de  $D_h$  da eq. (3.73) à figura 3.9 teremos<sup>5</sup>:

$$D_h = 4 \cdot \frac{A_c \cdot L}{A} = \frac{4 \cdot s \cdot h \cdot l}{2 \cdot l \cdot (s+h)} = 2 \cdot \frac{s \cdot h}{s+h} \quad (3.103)$$

Como conhecemos os valores de  $D_h$ ,  $h + t$  e  $t$ , podemos calcular, pela eq. (3.103) o valor de  $s$ . O resultado é  $s = 0,621$  mm. Agora podemos calcular os demais parâmetros.

Para a mesma célula que calculamos a expressão para  $D_h$ ,  $\beta$  será expresso por:

$$\beta = \frac{A}{V} = \frac{2 \cdot l \cdot (s+h)}{l \cdot s \cdot h} \quad (3.104)$$

Substituindo os valores de  $s$  e  $h$  na eq. (3.104) chegamos a  $\beta = 4302 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

Seguindo o mesmo procedimento, a expressão para  $A_{fin}/A$  será:

---

<sup>5</sup>Para a eq. (3.102)  $D_h$  é calculado para uma célula do formato de uma única passagem na figura 3.9.



$$\frac{A_{fin}}{A} = \frac{l \cdot (s + 2 \cdot h)}{2 \cdot l \cdot (s + h)} \quad (3.105)$$

Substituindo os valores de  $s$  e  $h$  na eq. (3.105) chegamos a  $A_{fin}/A = 0,874$ .

Finalmente, a expressão para  $\sigma$  será:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_f} = \frac{s \cdot h}{(s + 2 \cdot t) \cdot (h + t)} \quad (3.106)$$

Novamente, substituindo os valores de  $s$ ,  $h$  e  $t$ , teremos  $\sigma = 0,718$ .

#### 3.2.2.4 - Corrugated (Corr), O'Brien e Sparrow [58]

Um diagrama esquemático desta superfície é mostrado na figura 3.10

Esta superfície não necessita de redução à mesma base

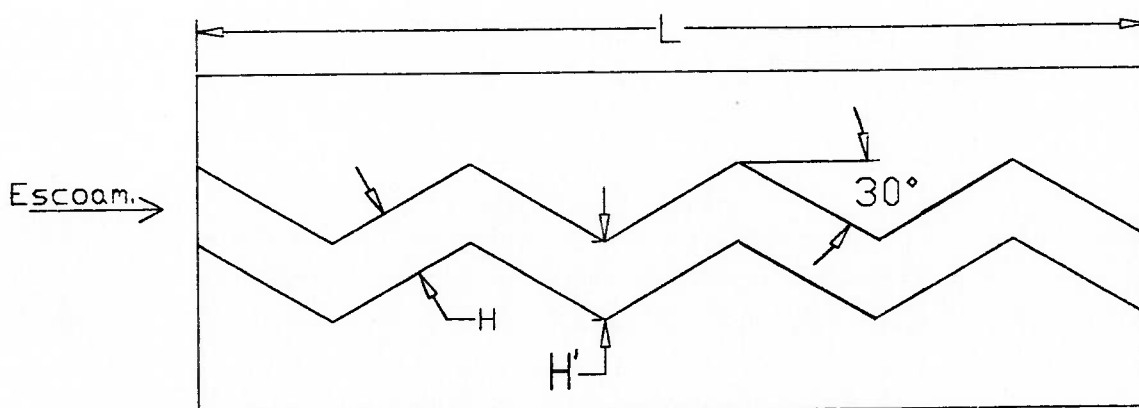


Figura 3.10 Superfície Corr

por adotar a definição clássica de diâmetro hidráulico ( $D_h = 4 \cdot \text{área da seção transversal} / \text{perímetro molhado}$ ), o que é compatível com a definição de Kays e London [42]<sup>6</sup>. Portanto, teremos  $f_s = f$ ,  $Nu_s = Nu$  e  $j_s = j$ . Estas correlações são:

- para  $Nu$

$$Nu = 0,364 \cdot Re^{0,614} \quad (3.107)$$

- para  $j$

$$j = 0,409 \cdot Re^{-0,386} \quad (3.108)$$

No caso de  $f$  os autores não apresentam uma correlação, apenas tabelaram valores de  $f$  em função de  $Re$ . Estes dados estão na tabela 3.5.

A faixa de validade em  $Re$  para as correlações de  $Nu$  e  $j$  é:

$$1500 \leq Re \leq 25000$$

Tabela 3.5 Fator de atrito para a superfície Corr

Re	2160	3760	5880	10790	16230	20870	25060
f	0,586	0,572	0,557	0,565	0,566	0,576	0,577

Fica claro portanto, que quando utilizarmos esta superfície, para podermos realizar as comparações só poderemos

<sup>6</sup>Ver item: Redução das correlações à mesma base.

utilizar as correlações de  $j$  e  $Nu$  nos valores de  $Re$  da tabela 3.5, para os quais possuímos valores de  $f$ .

Quanto aos parâmetros geométricos, necessários para a aplicação dos critérios, esta superfície não pode ser aplicada ao critério # 1. Isto reduz nossos cálculos, de maneira que só precisamos achar os valores de  $D_h$  e  $\sigma$ .

Na figura 3.10,  $H = 0,508$  cm,  $H' = 0,587$  cm, e  $L = 20,32$  cm. A largura desta superfície é 5,08 cm.

Deste modo  $D_h = (4 \cdot 5,08 \cdot 0,508) / (5,08 + 0,508) \Rightarrow D_h = 1,847$  cm (usando a definição clássica).  $\sigma = (5,08 \cdot H) / (5,08 \cdot H') \Rightarrow \sigma = 0,865$ .

### 3.2.2.5 - Ribs of semicircular ridge (Rib1), Ribs of triangular ridge (Rib2) e Ribs of square ridge (Rib3), Liou e Hwang [48]

A figura 3.11 mostra um desenho da superfície Rib3 (3.11a) e um corte transversal em cada um dos ribs (Rib1 - 3.11b, Rib2 - 3.11c, e Rib3 - 3.11d).

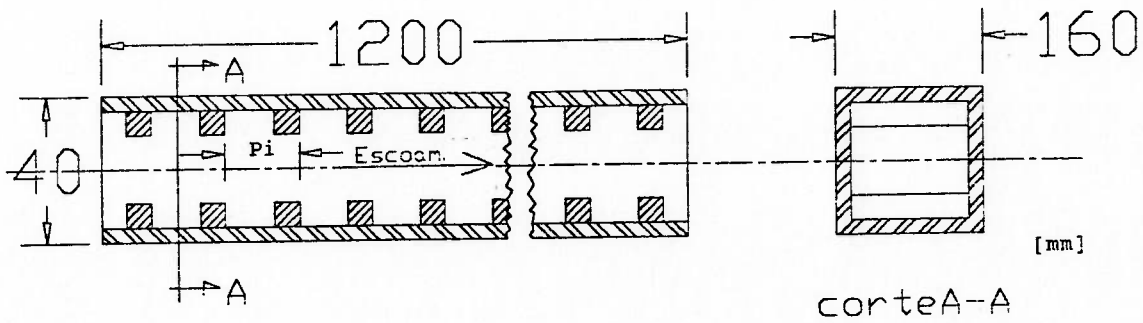
As superfícies Rib1 e Rib2, apresentam os mesmos arranjos e parâmetros que a superfície Rib3 mostrada na figura 3.11a.

As correlações apresentadas pelos autores são:

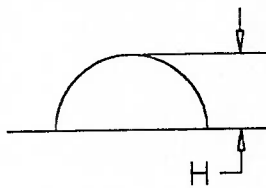
#### a) Rib1

- para  $Nu_s$

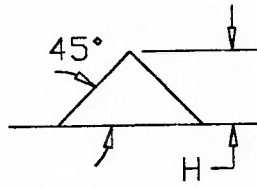
$$\frac{Nu_s}{Nu_{DB}} = 6,786 \cdot Re_s^{-0,108} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,121} \quad (3.109)$$



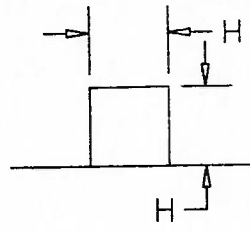
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.11 Superfícies do tipo rib. (a) superfície Rib3; (b) seção transversal da Rib1; (c) seção transversal da Rib2; (d) seção transversal da Rib3.

- para  $f_s$

$$f_s = 0,581 \cdot Re_s^{-0,133} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,601} \quad (3.110)$$

b) Rib2

- para  $Nu_s$

$$\frac{Nu_s}{Nu_{DB}} = 8,381 \cdot Re_s^{-0,125} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,121} \quad (3.111)$$

- para  $f_s$

$$f_s = 0,590 \cdot Re_s^{-0,119} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,579} \quad (3.112)$$

**c) Rib3**

- para  $Nu_s$

$$\frac{Nu_s}{Nu_{DB}} = 11,752 \cdot Re_s^{-0,137} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,121} \quad (3.113)$$

- para  $f_s$

$$f_s = 0,684 \cdot Re_s^{-0,109} \cdot \left(\frac{P_i}{H}\right)^{-0,606} \quad (3.114)$$

- a faixa de validade em  $Re_s$ , para as três superfícies

é:

$$7800 \leq Re_s \leq 50000$$

- as incertezas para as correlações acima são de  $\pm 2,5\%$ ,  $\pm 3\%$  e  $\pm 4\%$  para as superfícies Rib1, Rib2 e Rib3, respectivamente.

Nas eqs. (3.109), (3.111) e (3.113),  $Nu_{DB}$  é a correlação de Dittus-Boelter para dutos lisos, ou seja:

$$Nu_{DB} = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad (3.115)$$

A eq. (3.115) levará  $Re_s$  no lugar de  $Re$  quando substituída em qualquer uma das eqs. (3.109), (3.111) ou (3.113):

Estas superfícies necessitam de redução à mesma base, pois o comprimento característico adotado pelos autores foi o diâmetro hidráulico para o mesmo duto que o da figura 3.11a, mas liso, ou seja, sem considerar a presença dos *ribs*. Usaram para tanto a definição clássica de diâmetro hidráulico e o resultado, de acordo com os valores da figura 3.11a foi:  $D_s = 65 \text{ mm}$ .

Vamos calcular agora o  $D_h$  para cada um dos três tipos de *ribs*.

De acordo com a eq. (3.73), dentre os três parâmetros envolvidos,  $A_c$ ,  $L$  e  $A$ , o único que irá variar entre as três superfícies será  $A$ .

Sendo assim, primeiro calculemos  $A_c$  e fixemos  $L$  para as três superfícies.

Vamos escolher  $L$  como sendo o comprimento total da superfície mostrada na figura 3.11a. Deste modo,  $L = 1.200,0 \text{ mm}$ .

$A_c$ , de acordo com a figura 3.11a será:

$$A_c = (40 - 2.H).w$$

As dimensões,  $H$  e  $w$ , dadas pelos autores são:  $H = 5,2 \text{ mm}$  e  $w = 160 \text{ mm}$  ( $w$  é a largura do duto).

Portanto  $A_c = 4.736,0 \text{ mm}^2$ .

Para calcularmos  $A$ , precisamos antes saber qual o valor

do passo entre os *ribs* ( $P_i$ ). Este passo, os autores variaram de 41,6 mm a 104 mm, logo, como na superfície C&P, obtiveram várias configurações para cada tipo de *rib*. O Apêndice B, item B.2, mostra como foi escolhida a melhor dentre todas as alternativas possíveis. Neste Apêndice, encontrou-se que a melhor superfície é aquela que apresenta  $P_i = 104$  mm, ou  $P_i/H = 20$  ( $H$  é fixo em 5,2 mm), para as três superfícies (Rib1, Rib2 e Rib3).

Com esse valor de  $P_i$  e com o valor de  $L$ , podemos encontrar que o número de *ribs*, nas três superfícies. Esse valor é 12 *ribs* em cada face (superior e inferior), totalizando então 24 *ribs* por superfície.

A figura 3.12 ajuda a entender os cálculos de  $A$ .

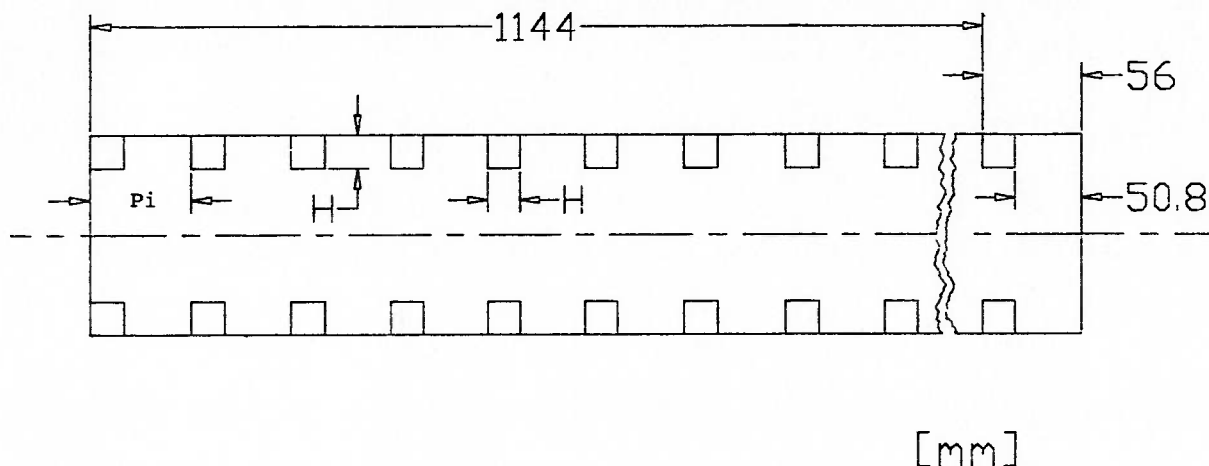


Figura 3.12 Diagrama esquemático para o cálculo de  $A$ .  
Representa a superfície Rib3

As expressões para  $A$  em cada um dos três caso são dadas a seguir:

- para a superfície Rib1

$$A = 2 \cdot \{(P_i - H) \cdot w \cdot 11 + w \cdot [(L - 11 \cdot P_i) - H]\} + 2 \cdot w \cdot \pi \cdot H \cdot 12$$

Logo,  $A = 426.763,32 \text{ mm}^2$ .

- para a superfície Rib2

$$A = 2 \cdot \{(P_i - H) \cdot w \cdot 11 + w \cdot [(L - 11 \cdot P_i) - H]\} + 2 \cdot w \cdot (H / \text{sen}45^\circ) \cdot 2 \cdot 12$$

$$\text{Logo, } A = 420.510,03 \text{ mm}^2.$$

- para a superfície Rib3

$$A = 2 \cdot \{(P_i - H) \cdot w \cdot 11 + w \cdot [(L - 11 \cdot P_i) - H]\} + 2 \cdot w \cdot H \cdot 3 \cdot 12$$

$$\text{Logo, } A = 423.936,0 \text{ mm}^2.$$

A seguir, de acordo com o procedimento do item (3.2.1), Redução das correlações à mesma base, apresentamos os resultados de  $D_h$ , a relação entre  $Re$  e  $Re_s$ , e a nova faixa de validade em  $Re$ , para cada uma das três superfícies:

- Rib1;

$$D_h = 53,271 \text{ mm};$$

$$Re_s = 1,220 \cdot Re;$$

$$6390 \leq Re \leq 40980.$$

- Rib2;

$$D_h = 54,060 \text{ mm};$$

$$Re_s = 1,202 \cdot Re;$$

$$6490 \leq Re \leq 41580.$$

- Rib3;

$$D_h = 53,623 \text{ mm};$$

$$Re_s = 1,212 \cdot Re;$$

$$6435 \leq Re \leq 41250.$$

Podemos agora chegar às correlações finais para as três superfícies, substituindo todas as relações obtidas, ou seja, entre  $Re$  e  $Re_s$ , o valor de  $P_i/H = 20$ , e os respectivos valores de  $D_h$ . As correlações finais serão:

a) Rib1

- para  $Nu$



$$Nu = 0,089 \cdot Re^{0,692} \quad (3.116)$$

- para  $j$

$$j = 0,101 \cdot Re^{-0,308} \quad (3.117)$$

- para  $f$

$$f = 0,077 \cdot Re^{-0,133} \quad (3.118)$$

#### b) Rib2

- para  $Nu$

$$Nu = 0,110 \cdot Re^{0,675} \quad (3.119)$$

- para  $j$

$$j = 0,123 \cdot Re^{-0,325} \quad (3.120)$$

- para  $f$

$$f = 0,085 \cdot Re^{-0,119} \quad (3.121)$$

#### c) Rib3

- para  $Nu$

$$Nu = 0,154.Re^{0,663} \quad (3.122)$$

- para  $j$

$$j = 0,172.Re^{-0,337} \quad (3.123)$$

- para  $f$

$$f = 0,090.Re^{-0,109} \quad (3.124)$$

Resta agora, apenas calcularmos o valor de  $\sigma$ , que será o mesmo para as três superfícies, pois as três possuem idênticas  $A_c$  e  $A_f$ . Como  $A_c$  já foi calculada anteriormente, resta somente calcularmos  $A_f$ .

Pela figura 3.11, temos que a largura do duto,  $w$ , é 160 mm, e sua altura, 40 mm, logo  $A_f = 160.40 = 6.400,0 \text{ mm}^2$ . Portanto  $\sigma = 4.736,0/6.400,0 \Rightarrow \sigma = 0,740$ .

### 3.2.2.6 - Offset Strip Fin (OSF2), Dubrovsky e Vasiliev [18]

Um esboço desta superfície é mostrado na figura 3.13 a seguir.

Os autores desta superfície testaram 11 tipos de configurações. A tabela 3.6 traz os valores dos parâmetros geométricos para cada configuração, de acordo com a figura 3.13.

Para todas as superfícies testadas, a espessura das

aletas,  $\delta$  (ver figura 3.13), é constante e vale 0,6 mm.

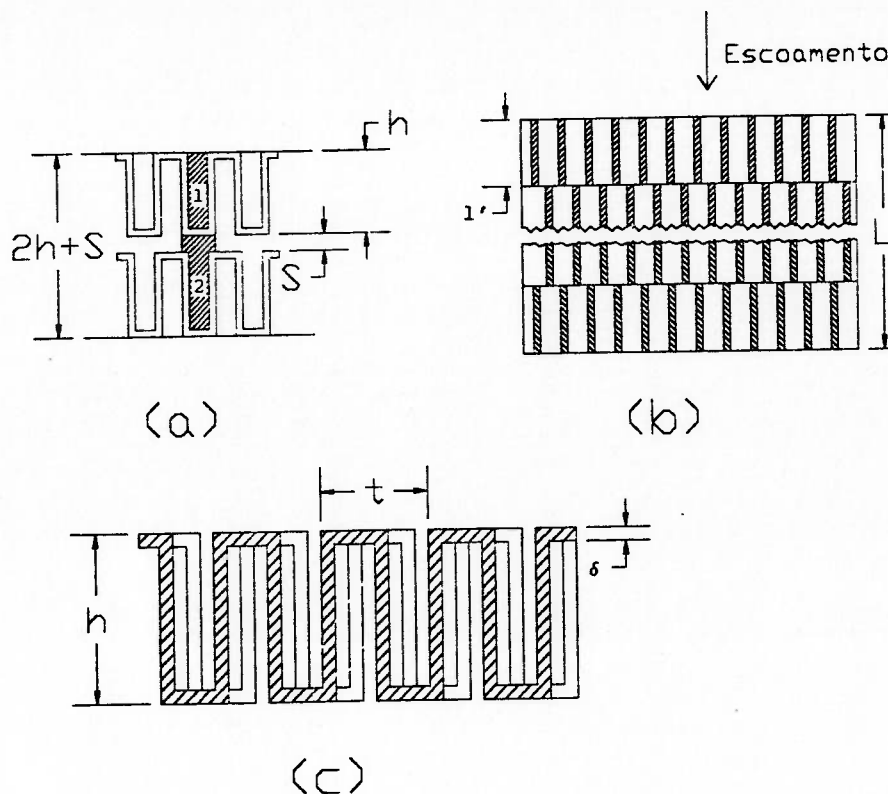


Figura 3.13 Superfície OSF2. (a) Vista frontal; (b) Vista superficial; e (c) Vista frontal, (a), cortada ao meio.

As correlações gerais, para qualquer uma das configurações da tabela 3.6 é:

- para  $Nu_s$

a) para  $Re_s \leq Re_{lim, Nu}^7$ ,

$$Nu_s = 0,000437 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-2,6} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,15} \cdot Re_s^{2,2} \cdot (\delta/D_s)^{0,55} \cdot (l'/D_s)^{-0,02} \quad (3.125)$$

com uma incerteza de  $\pm 7\%$  no valor de  $Nu_s$ .

<sup>7</sup>O  $Re_{lim}$  prediz a transição do regime laminar para o turbulento, segundo Dubrovsky e Vasiliev [18].

b) para  $Re_s \geq Re_{lim, Nu'}$

$$Nu_s = 0,00723 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-1,6} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,9} \cdot Re_s^{1,2} \cdot (\delta/D_s)^{0,34} \cdot (l'/D_s)^{0,15} \quad (3.126)$$

com uma incerteza de  $\pm 10\%$  no valor de  $Nu_s$ .

Tabela 3.6 Superfícies do tipo OSF2 e os respectivos Parâmetros geométricos

Sup.	h [mm]	t [mm]	$D_s$ [mm]	S [mm]	$l'$ [mm]	L [mm]
1	31,1	5,00	7,72	1,8	5,00	150,0
2	31,1	5,00	7,72	1,8	7,50	150,0
3	31,1	5,00	7,72	1,8	10,00	150,0
4	31,1	5,00	7,72	1,8	15,00	150,0
5	31,1	5,0	7,72	1,8	21,40	150,0
6	31,1	5,00	7,72	1,8	25,00	150,0
7	21,6	3,60	5,27	1,2	6,90	151,8
8	26,6	4,35	6,58	1,5	8,50	144,5
9	26,6	4,35	6,58	1,5	8,50	144,5
10	36,6	5,80	9,12	2,1	11,75	141,6
11	41,6	6,50	10,35	2,4	13,50	148,0

A correlação para se calcular o  $Re_{lim,Nu}$  a ser usado nas eqs. (3.125) e (3.126) é:

$$Re_{lim,Nu} = 3960 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,42} \quad (3.127)$$

- para  $f_s$

a) para  $Re_s \leq Re_{lim,f'}$

$$f_s = 1,05 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-1,05} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,217} \cdot Re_s^{-0,277} \cdot (\delta/D_s)^{-0,285} \cdot (l'/D_s)^{0,064} \quad (3.128)$$

com uma incerteza de  $\pm 10\%$  no valor de  $f_s$ .

b) para  $Re_s \geq Re_{lim,f'}$

$$f_s = 0,131 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-0,44} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,234} \cdot Re_s^{-0,0042} \cdot (\delta/D_s)^{-1,25} \cdot (l'/D_s)^{0,39} \quad (3.129)$$

com uma incerteza de  $\pm 12\%$  no valor de  $f_s$ .

A correlação para se calcular o  $Re_{lim,f}$  a ser usado nas eqs. (3.127) e (3.128) é:

$$Re_{lim,f} = 448 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-0,653} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,09} \quad (3.130)$$

Como fizemos com as superfícies C&P, Rib1, Rib2 e Rib3, aqui também deve-se escolher, dentre as 11 configurações apresentadas na tabela 3.6, qual a melhor. Este procedimento encontra-se no Apêndice B, item B.3. De acordo com os cálculos lá realizados, obteve-se como melhor opção a configuração 11 da tabela 3.6.

Esta superfície também necessita de redução à mesma base, dado que os autores optaram por um comprimento característico,  $D_s$ , definido como sendo a média aritmética entre os diâmetros hidráulicos das áreas 1 e 2 hachuradas na figura 3.13a. De acordo com a definição de  $D_h$ , dada pela eq. (3.73), a expressão correta seria:

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[ \left( \frac{t}{2} - \delta \right) \cdot (h - \delta) + \left( \frac{t}{2} - \delta \right) \cdot (h - \delta + S) \right] \cdot l'}{4 \cdot (h - \delta) \cdot l' + 3 \cdot \left( \frac{t}{2} - \delta \right) \cdot l' + \left( \frac{t}{2} + \delta \right) \cdot l'} \quad (3.131)$$

Substituindo os valores dados na tabela 3.6, obtemos  $D_h = 5,089 \text{ mm}$ .

$D_s$  para esta superfície, de acordo com a tabela 3.6 é 10,35 mm, logo, seguindo os procedimentos de redução à mesma base, teremos:

$$Re_s = 2,034 \cdot Re$$

$$245 \leq Re \leq 4915$$

Agora, com os valores de  $D_s$ ,  $D_h$ , e dos parâmetros geométricos desta superfície, i.e.,  $L$ ,  $l'$ ,  $\delta$ ,  $t$ ,  $h$  e  $S$ , podemos chegar às correlações finais para  $Nu$ ,  $j$  e  $f$  em função de  $Re$ . Mas antes, precisamos conhecer o  $Re_{lim}$ , para as correlações acima.

Substituído os valores de  $l'$ ,  $\delta$  e  $D_s$  nas eqs. (3.127) e (3.130), conseguimos calcular os valores de  $Re_s$  de transição, a partir da relação entre  $Re_s$  e  $Re$  chegamos ao valor do  $Re$  de transição para ser aplicado então nas correlações finais que estarão em função de  $Re$ . Os valores calculados são:

$$Re_{s,lim,Nu} = 2169,7 \rightarrow Re_{lim,Nu} = 1067$$

$$Re_{s,lim,f} = 2944,5 \rightarrow Re_{lim,f} = 1448$$

Note que a transição ocorre em valores diferentes para  $Nu$  e  $f$ , isto no levará a três faixas de aplicação das correlações finais nos critérios: 1ª) para  $245 \leq Re \leq 1067$ , tanto  $Nu$  como  $f$  terão suas correlações para a faixa laminar; 2ª) para  $1067 \leq Re \leq 1448$ ,  $Nu$  terá sua correlação para a faixa turbulenta, enquanto  $f$  continuará com a correlação para a faixa laminar; e 3ª) para  $1448 \leq Re \leq 4915$ , tanto  $Nu$  como  $f$  terão suas correlações para a faixa turbulenta. As correlações para  $j$ , calculadas em função das de  $Nu$ , obedecerão as mesmas faixas que  $Nu$ .

As correlações finais, para  $Nu$ ,  $j$  e  $f$  e suas faixas de validade em  $Re$  são apresentadas a seguir:

- para  $Nu$  e  $j$

a) Com  $245 \leq Re \leq 1067$ :

$$Nu = 0,469 \cdot Re^{0,457} \quad (3.132)$$

$$j = 0,526 \cdot Re^{-0,543} \quad (3.133)$$

b) Com  $1067 \leq Re \leq 4915$ :

$$Nu = 0,374 \cdot Re^{0,474} \quad (3.134)$$

$$j = 0,420 \cdot Re^{-0,526} \quad (3.135)$$

- para  $f$

a) Com  $245 \leq Re \leq 1448$ :

$$f = 6,181 \cdot Re^{-0,634} \quad (3.136)$$

b) Com  $1448 \leq Re \leq 4915$ :

$$f = 0,189 \cdot Re^{-0,163} \quad (3.137)$$

Agora precisamos calcular os parâmetros geométricos  $\beta$ ,  $A_{fin}/A$  e  $\sigma$ . Para tanto utilizaremos a figura 3.13a como meio para ilustrar os procedimentos.

Sendo  $\beta$  a relação entre  $A$  e  $V$ , pela figura 3.13a, chegamos à seguinte expressão (em função da célula hachurada):

$$\beta = \frac{4 \cdot (h - \delta) \cdot l' + 3 \cdot \left(\frac{t}{2} - \delta\right) \cdot l' + \left(\frac{t}{2} + \delta\right) \cdot l'}{(2 \cdot h + S) \cdot \left(\frac{t}{2} + \delta\right) \cdot l'} \quad (3.138)$$

Substituindo os valores de  $h$ ,  $t$ ,  $\delta$ ,  $l'$  e  $S$  obtemos:

$$\beta = 533,4 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Para o cálculo de  $A_{fin}/A$ , precisamos somente achar a expressão para  $A_{fin}$ , pois  $A$  já está dada no numerador da eq.



(3.138), fazendo isto teremos:

$$A_{fin} = 4 \cdot (h - \delta) \cdot l' + 2 \cdot \left(\frac{t}{2} - \delta\right) \cdot l' + \left(\frac{t}{2} + \delta\right) \cdot l' \quad (3.139)$$

Substituindo os parâmetros envolvidos obtemos:

$$A_{fin}/A = 0,985$$

Finalmente, sendo  $\sigma$  a relação entre  $A_c/A_f$ , sua expressão é mostrada abaixo, em função da área hachurada na figura 3.13a:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \left(\frac{t}{2} - \delta\right) \cdot (h - \delta) + \left(\frac{t}{2} + \delta\right) \cdot S}{\left(\frac{t}{2} + \delta\right) \cdot (2 \cdot h + S)} \quad (3.140)$$

Substituindo os parâmetros envolvidos obtemos:

$$\sigma = 0,687$$

### 3.2.2.7 - Offset Strip Fin (OSF3), Joshi e Webb [38]

Esta superfície está representada na figura 3.9.

Tal como Dubrovsky e Vasiliev [18], os autores desta superfície também apresentam suas correlações nas faixas laminar e turbulenta. Os resultados obtidos foram:

- para  $f_s$

a) Para  $Re_s \leq Re_{lim,f}$ :

$$f_s = 8,12 \cdot Re_s^{-0,74} \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{-0,41} \cdot \left(\frac{s}{h}\right)^{-0,02} \quad (3.141)$$

com uma incerteza de  $\pm 8,7\%$  no valor de  $f_s$ .

b) Para  $Re_s \geq Re_{lim,f}$ :

$$f_s = 1,12 \cdot Re_s^{-0,36} \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{-0,65} \cdot \left(\frac{t}{D_s}\right)^{0,17} \quad (3.142)$$

com uma incerteza de  $\pm 13,1\%$  no valor de  $f_s$ .

- para  $j_s$

a) Para  $Re_s \leq Re_{lim,j}$ :

$$j_s = 0,53 \cdot Re_s^{-0,50} \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{-0,15} \cdot \left(\frac{s}{h}\right)^{-0,14} \quad (3.143)$$

com uma incerteza de  $\pm 8,6\%$  no valor de  $j_s$ .

b) Para  $Re_s \geq Re_{lim,j}$ :

$$j_s = 0,21 \cdot Re_s^{-0,40} \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{-0,24} \cdot \left(\frac{t}{D_s}\right)^{0,02} \quad (3.144)$$

com uma incerteza de  $\pm 8,1\%$  no valor de  $j_s$ .

Os valores de  $Re_{lim}$  para  $j_s$  e  $f_s$  serão apresentados posteriormente na descrição desta superfície.

Essas correlações acima abrangem 21 superfícies do tipo *offset strip fin*. Dentre estas 21, 18 são de Kays e London [42]. Optamos por escolher entre essas 18 qual seria a melhor, tal como fizemos para outras superfícies descritas anteriormente<sup>8</sup>. O procedimento desta escolha encontra-se no Apêndice B, item B.4. A tabela 3.7 apresenta estas 18 superfícies.

Pelo procedimento adotado no item B.4 do Apêndice B, a superfície que obteve os melhores resultados foi aquela que é designada por Kays e London [42] pelo nome 1/2-11.94(D), e aparece destacada na tabela 3.7.

Embora tenham trabalhado com superfícies propostas por Kays e London [42], os autores utilizaram outro procedimento para o cálculo do diâmetro hidráulico e não o proposto por Kays e London [42] e definido na eq. (3.73). Neste procedimento incluíram o efeito da espessura da aleta, o que Kays e London [42] não fazem nos seus cálculos de  $D_h$ . É por esse motivo que estamos designando o diâmetro hidráulico das superfícies e suas correlações acima por  $D_s$ , como vínhamos fazendo. Para se ter uma idéia da diferença que isto provoca - e que é pequena -, vamos calcular o diâmetro hidráulico para uma célula (da dimensão de somente uma passagem) da figura 3.9 pelos procedimentos de Joshi e Webb [38] e Kays e London [42]. As equações são mostradas a seguir:

---

<sup>8</sup>Não incluímos nesta análise as outras 3 superfícies restantes por encontrarem-se em documentos de difícil acesso.

Tabela 3.7 Superfícies tipo OSF de Kays e London [42]

Superfície segundo [42]	$D_s$ [mm]	s/h	t/l	t/s
1/10-27.03	1,225	0,134	0,040	0,121
1/9-22.68	1,562	0,135	0,036	0,100
3/32-12.22	3,124	0,161	0,043	0,051
1/9-25.01	1,334	0,184	0,036	0,111
1/8-15.61	2,230	0,244	0,032	0,067
1/7-15.75(D)	1,961	0,410	0,028	0,067
1/6-12.18(D)	2,537	0,461	0,023	0,051
1/8-16.00(D)	1,681	0,477	0,048	0,106
1/8-19.82(D)	1,422	0,487	0,032	0,086
1/8-19.86	1,402	0,489	0,032	0,081
1/8-20.06(D)	1,400	0,492	0,032	0,081
1/9-24.12	1,087	0,528	0,036	0,107
1/8-16.12(T)	1,552	0,593	0,048	0,107
1/8-16.12(D)	1,549	0,597	0,048	0,107
1/4-15.4(D)	1,631	0,628	0,024	0,102
1/10-19.35	1,295	0,670	0,040	0,084
1/2-11.94(D)	2,121	0,712	0,012	0,077
1/10-19.74	1,176	1,000	0,020	0,041

- Segundo Joshi e Webb [38]:

$$D_s = 4 \cdot \frac{A_c \cdot L}{A} = \frac{4 \cdot (s - t) \cdot h \cdot l}{2 \cdot s \cdot l + 2 \cdot h \cdot l + t \cdot h} \quad (3.145)$$

- Segundo Kays e London [42]:

$$D_h = 4 \cdot \frac{A_c \cdot L}{A} = \frac{4 \cdot s \cdot h \cdot l}{2 \cdot s \cdot l + 2 \cdot h \cdot l} \quad (3.146)$$

Podemos observar que o que muda de uma definição para outra é o fato de que Joshi e Webb [38] consideram a influência da borda de ataque da aleta, ou espessura desta, a jusante da passagem (célula) para a qual são feitos os cálculos.

É claro que o procedimento de Joshi e Webb [38] é mais coerente, afinal a verdadeira área mínima de escoamento livre,  $A_c$ , é a que eles propõem. Por outro lado, seria incoerente da nossa parte aceitarmos esta definição, visto que utilizamos o procedimento de Kays e London [42] para o cálculo de  $D_h$  das superfícies anteriores, e mesmo que isso gere uma pequena diferença - como veremos a seguir - precisamos ter todas as superfícies à mesma base para efetuarmos as comparações.

Por todos esses motivos, decidimos realizar a redução à mesma base para a superfície OSF3, representada aqui pela superfície 1/2-11.94(D) de Kays e London [42].

Nesta superfície não precisamos calcular o  $D_h$ , pois este é fornecido em Kays e London [42]. Seu valor é:  $D_h = 2,266$  mm. Com o valor de  $D_g$  dado na tabela 3.7, i.e., 2,121 mm (note

a pequena diferença a qual nos referíamos), podemos achar a relação entre  $Re$  e  $Re_s$ , de acordo com o procedimento que estamos adotando. Esta relação é:

$$Re_s = 0,936.Re$$

A faixa de validade em  $Re$  (não em  $Re_s$ ) para esta superfície, segundo Kays e London [42] é:

$$300 \leq Re \leq 9000$$

Os valores de  $Re_{lim}$  para  $j_s$  e  $f_s$ , segundo Joshi e Webb [38], são iguais e valem 1100. Só que este valor refere-se a  $Re_s$ . Aplicando então a relação entre  $Re$  e  $Re_s$ , o valor da transição do regime laminar para o turbulento em  $Re$  será:

$$Re_{lim,j} = Re_{lim,f} = 1175$$

Teremos então duas faixas de aplicação das correlações: 1ª) com  $300 \leq Re \leq 1175$ , onde  $f$  e  $j$  serão dados por correlações para a faixa laminar; e 2ª)  $1175 \leq Re \leq 9000$ , onde  $f$  e  $j$  serão dados por correlações para a faixa turbulenta.

Para chegarmos às correlações finais de  $j$ ,  $Nu$  e  $f$ , antes precisamos saber o valor dos parâmetros  $l/D_s$  e  $t/D_s$  para substituir nas correlações de  $j_s$  e  $f_s$  e obtermos correlações somente em função de  $Re_s$ , daí proceder com a redução à mesma base. Os valores dos outros parâmetros,  $D_s$ , e  $s/h$  já estão dados na tabela 3.7.

Os valores de  $t$  (espessura da aleta) e  $l$  (comprimento de uma passagem) são dados em Kays e London [42] e valem respectivamente 0,152 mm e 12,7 mm. Com o valor de  $D_s$ , achamos as relações procuradas e fazemos a redução das correlações à mesma base. Os resultados finais são:

- para  $j$  e  $Nu$

a) Com  $300 \leq Re \leq 1175$ :

$$j = 0,439 \cdot Re^{-0,5} \quad (1.147)$$

$$Nu = 0,391 \cdot Re^{0,5} \quad (3.148)$$

b) Com  $1175 \leq Re \leq 9000$ :

$$j = 0,133 \cdot Re^{-0,4} \quad (3.149)$$

$$Nu = 0,119 \cdot Re^{0,6} \quad (3.150)$$

- para  $f$

a) Com  $300 \leq Re \leq 1175$ :

$$f = 4,402 \cdot Re^{-0,74} \quad (3.151)$$

b) Com  $1175 \leq Re \leq 9000$ :

$$f = 0,245 \cdot Re^{-0,36} \quad (3.152)$$

Kays e London [42] fornecem, para esta superfície, os valores dos parâmetros geométricos necessários para a aplicação nos CAD's, exceto  $\sigma$ . Esses parâmetros são:

$$B = 1512 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$A_{fin}/A = 0,796$$

$$b = 6,02 \text{ mm}$$

Quanto a  $\sigma$ , podemos calculá-lo pela eq. (3.106). Antes disso precisamos saber os valores de  $s$  e  $h$ .

Com o valor de  $t = 0,152$  mm, entramos na tabela 3.7 e encontramos  $s = 1,974$  mm e  $h = 2,773$ , substituindo esses valores na eq. (3.106), obtemos:

$$\sigma = 0,822$$

### 3.2.2.8 - Offset Strip Fin (OSF4), Bergles [7]

Para esta superfície também vale o desenho representado na figura 3.9.

O que Bergles [7] fez foi pegar uma superfície do tipo *offset strip fin* de Kays e London [42] e desenvolver uma correlação para ela. A superfície que escolheu em Kays e London [42] foi a que estes autores designam por 1/8-15.61.

Embora Bergles não cite nada sobre as incertezas que estas correlações têm, diz que conseguiu grande exatidão na forma como são apresentadas a seguir. Também por usar uma superfície de Kays e London [42], sem fazer nenhuma modificação na forma do cálculo de  $D_h$ , essas correlações não necessitam de redução à mesma base. As correlações obtidas foram:

- para  $j$

$$j = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \cdot \alpha^{-0,1541} \cdot \delta^{0,1499} \cdot \gamma^{-0,0678} \cdot \lambda \quad (3.153a)$$

com,



$$\lambda = (1 + 5,269 \times 10^{-5} \cdot Re^{1,34} \cdot \alpha^{0,504} \cdot \delta^{0,456} \cdot \gamma^{-1,055})^{0,1} \quad (3.153b)$$

- para f

$$f = 9,6243 \cdot Re^{-0,7422} \cdot \alpha^{-0,1856} \cdot \delta^{0,3053} \cdot \gamma^{-0,2659} \cdot \xi \quad (3.154a)$$

com,

$$\xi = (1 + 7,669 \times 10^{-8} \cdot Re^{4,429} \cdot \alpha^{0,92} \cdot \delta^{3,767} \cdot \gamma^{0,236})^{0,1} \quad (3.154b)$$

A faixa de validade em Re para as correlações acima é:

$$300 \leq Re \leq 7000$$

Os parâmetros  $\alpha$ ,  $\delta$  e  $\gamma$ , envolvidos nas correlações acima, são função dos parâmetros geométricos envolvidos na figura 3.9. Suas expressões em termos destes parâmetros são:

$$\alpha = s/h$$

$$\delta = t/l$$

$$\gamma = t/s$$

Em Kays e London [42] encontramos os seguintes valores de s, h, t e l para esta superfície: s = 1,522 mm, h = 6,24 mm, t = 0,102 mm e l = 3,175 mm.

Substituindo esses valores nas eqs. (3.153a) a (3.154b), a forma final das correlações será:

- para j

$$j = 0,58 \cdot Re^{-0,5403} \cdot (1 + 93,285 \times 10^{-6} \cdot Re^{1,34})^{0,1} \quad (3.155)$$

- para Nu

$$Nu = 0,52 \cdot Re^{0,4597} \cdot (1 + 93,285 \times 10^{-6} \cdot Re^{1,34})^{0,1} \quad (3.156)$$

- para f

$$f = 8,98 \cdot Re^{-0,7422} \cdot (1 + 2,5882 \times 10^{-14} \cdot Re^{4,429})^{0,1} \quad (3.157)$$

Quanto aos parâmetros geométricos, Kays e London [42], para esta superfície, fornecem:

$$\beta = 1548 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$A_{\text{fin}}/A = 0,923$$

$$b = 6,35 \text{ mm}$$

Finalmente,  $\sigma$  é calculado pela eq. (3.106), com os valores de  $s$ ,  $h$  e  $t$  dados acima. O resultado final é:

$$\sigma = 0,868$$

**3.2.2.9 - Plain Fins Forming Rectangular Cross Sections (PFrs), Plain Fins Forming Triangular Cross Sections (PFts), Offset Strip Fin (OSF5), Louvered Fin (Louv), Longitudinal Vortex Generators (LVG), Brockmeier et al. [13]**

Este artigo de Brockmeier et al. [13], analisa essas

cinco superfícies e as aplica ao critério # 4 desta metodologia (critério de Webb [80]).

Dentre as cinco, as quatro primeiras foram levantadas de Kays e London [42] e a quinta desenvolvida pelos autores.

Kays e London [42] não apresentam correlações para nenhuma das superfícies que contém, mas somente gráficos de  $j$  e  $f$  em função de  $Re$ . Foram Brockmeier et al. [13] que reuniram esses dados e os correlacionaram em funções de  $j = f(Re)$  e  $f = g(Re)$ . Em Kays e London [42] essas superfícies são designadas por:

- PFRs = superfície 11.11 = canal de placas planas paralelas com aletas formando seções transversais retangulares;
- PFTs = superfície 11.94T = canal de placas planas com aletas formando seções transversais triangulares;
- OSF5 = superfície 3/32-12.22 = *offset strip fins*;
- Louv = superfície 3/16-11.1 = *louvered fins*, com canal de seção triangular.

A quinta, LVG, trata-se de uma superfície com geradores de vórtices longitudinais, onde as correlações foram obtidas numericamente. Considerando-se as propriedades do fluido constantes, com simulação do escoamento somente na faixa laminar, diferencia portanto das outras quatro, baseadas em levantamentos experimentais.

A figura 3.14 mostra um desenho de cada uma dessas cinco superfícies.

Todas as correlações foram levantadas baseadas totalmente nos dados de Kays e London [42], não necessitando portanto de redução à mesma base. As correlações obtidas pelos

autores na sua forma final e os respectivos parâmetros geométricos (fornecidos por Kays e London [42]<sup>9</sup> para as quatro primeiras e por Brockmeier et al. [13] para a quinta, LVG) são:

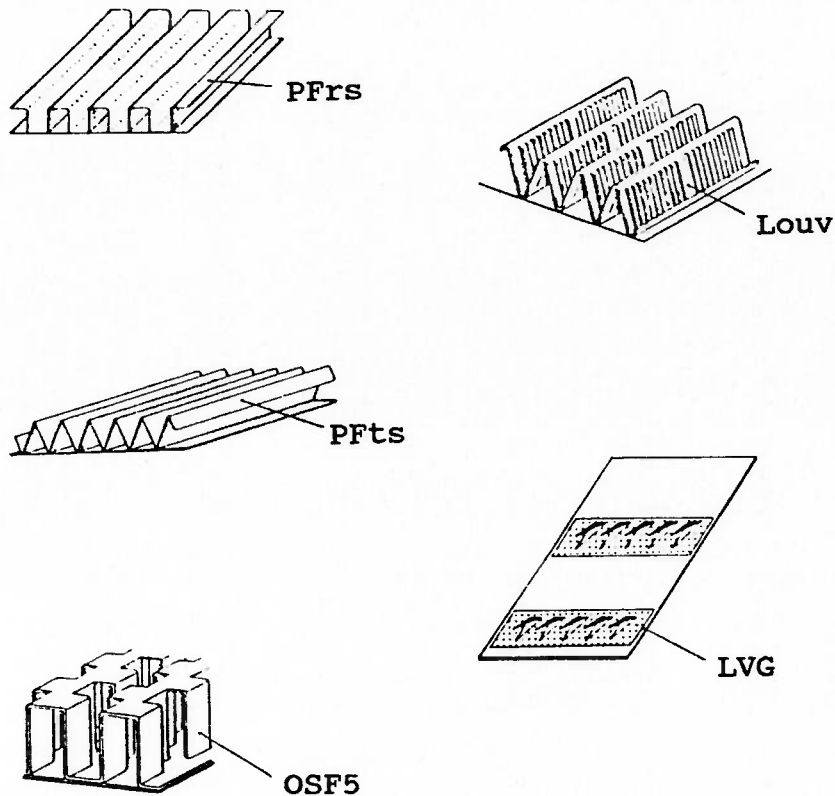


Figura 3.14 Superfícies PFrs, PFTs, OSF5, Louv e LVG

**a) Superfície PFrs:**

$$j = 1,422 \cdot Re^{-0,791} \quad (3.158)$$

$$Nu = 1,267 \cdot Re^{0,209} \quad (3.159)$$

$$f = 7,183 \cdot Re^{-0,85} \quad (3.160)$$

<sup>9</sup>Os valores de  $\sigma$  não são fornecidos em Kays e London [42]; foram calculados com os procedimentos já descritos através dos parâmetros geométricos de cada superfície.

- faixa de validade em Re:  $500 \leq Re \leq 10000$ ;
- parâmetros geométricos:  $\beta = 1024 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;  $A_{fin}/A = 0,854$ ;  $D_h = 3,518 \text{ mm}$ ;  $\delta = 0,203 \text{ mm}$ ;  $\sigma = 0,837$ ; e  $b = 12,19 \text{ mm}$ .

**b) Superfície PFTs:**

$$j = 0,72 \cdot Re^{-0,716} \quad (3.161)$$

$$Nu = 0,641 \cdot Re^{0,284} \quad (3.162)$$

$$f = 5,022 \cdot Re^{-0,793} \quad (3.163)$$

- faixa de validade em Re:  $300 \leq Re \leq 10000$ ;
- parâmetros geométricos:  $\beta = 1289 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;  $A_{fin}/A = 0,769$ ;  $D_h = 2,87 \text{ mm}$ ;  $\delta = 0,152 \text{ mm}$ ;  $\sigma = 0,909$ ; e  $b = 6,325 \text{ mm}$ .

**c) Superfície OSF5:**

$$j = 0,23 \cdot Re^{-0,387} \quad (3.164)$$

$$Nu = 0,205 \cdot Re^{0,613} \quad (3.165)$$

$$f = 5,002 \cdot Re^{-0,588} \quad (3.166)$$

- faixa de validade em Re:  $500 \leq Re \leq 10000$ ;
- parâmetros geométricos:  $\beta = 1115 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;  $A_{fin}/A = 0,862$ ;  $D_h = 3,41 \text{ mm}$ ;  $\delta = 0,102 \text{ mm}$ ;  $\sigma = 0,907$ ; e  $b = 12,3 \text{ mm}$ .

## d) Superfície Louv:

$$j = 0,15 \cdot Re^{-0,351} \quad (3.167)$$

$$Nu = 0,134 \cdot Re^{0,649} \quad (3.168)$$

$$f = 1,333 \cdot Re^{-0,432} \quad (3.169)$$

- faixa de validade em Re:  $500 \leq Re \leq 7000$ ;

- parâmetros geométricos:  $B = 1204 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;  $A_{fin}/A = 0,756$ ;  $D_h = 3,084 \text{ mm}$ ;  $\delta = 0,152 \text{ mm}$ ;  $\sigma = 0,9$ ; e  $b = 6,35 \text{ mm}$ .

## e) Superfície LVG:

$$j = 0,634 \cdot Re^{-0,484} \quad (3.170)$$

$$Nu = 0,565 \cdot Re^{0,516} \quad (3.171)$$

$$f = 0,906 \cdot Re^{-0,323} \quad (3.172)$$

- faixa de validade em Re:  $500 \leq Re \leq 3000$ ;

-parâmetros geométricos<sup>10</sup>:  $D_h = 3,52 \text{ mm}$ ; e  $\sigma = 0,5$ .

As incertezas de cada correlação, nos valores de  $j$  e  $f$ , é de  $\pm 6\%$  para as superfícies PFRs, PFTs, OSF5 e Louv, e de  $\pm 2\%$  para a superfície LVG, segundo Brockmeier et al. [13]<sup>11</sup>.

<sup>10</sup>Para esta superfície não são necessários os demais parâmetros geométricos, pois ela não pode ser aplicada ao critério # 1.

<sup>11</sup>Embora a maioria dos autores das superfícies selecionadas não tenham citado, os procedimentos mais conhecidos e usados para a análise de incertezas são os de Kline e McClintock [44] e Moffat [52].

### 3.2.2.10 - Resumo

Apresentamos a seguir três tabelas que resumem a aplicabilidade das 15 superfícies selecionadas nos CAD's.

A primeira, tabela 3.8, indica, dentre as 15 superfícies, quais podem ser aplicadas a cada CAD, de acordo com as seguintes restrições:

- no critério # 1 só podem ser aplicadas superfícies aletadas; e

- no critério # 2 só podem ser aplicadas superfícies que foram montadas para funcionar com temperatura na parede constante. A coluna de nome H ou T indica a condição em que foi realizado os experimentos para cada superfície. Sendo H para fluxo de calor constante e T para temperatura na parede constante.

A tabela 3.9 trás um resumo dos parâmetros geométricos necessários para a aplicação nos CAD's. Há que ter em conta que os parâmetros  $\delta$ , espessura da aleta,  $\beta$ , relação entre A e V,  $A_{fin}/A$  e b, altura das aletas ou espaço entre as placas, só dizem respeito ao critério # 1 e o parâmetro L, comprimento da superfície, somente ao critério # 2.

Finalmente, a tabela 3.10 resume todas as correlações finais de cada superfície, em termos de Nu, j e f. Nesta tabela, somente a superfície OSF4 não consta por apresentar suas correlações finais de forma diferente da apresentada por esta tabela. Suas correlações para f, j e Nu são dadas pelas eqs. (3.157), (3.155) e (3.156) respectivamente.

Tabela 3.8 Superfícies e sua aplicabilidade aos CAD's

Superf.	H ou T	# 1	# 2	# 3	# 4
Pin	≈ H	X		X	X
C&P	Método Transiente			X	*
OSF1	≈ T	X	X	X	X
Corr	T		X	X	+
Rib1	H			X	X
Rib2	H			X	X
Rib3	H			X	X
OSF2	<i>Cross Flow</i> <i>Heat Exch.</i>	X		X	X
OSF3	T	X	X	X	X
OSF4	T	X	X	X	X
PFrs	T	X	X	X	Ref.
PFts	T	X	X	X	X
OSF5	T	X	X	X	X
Louv	T	X	X	X	X
LVG	T		X	X	X

\* Não pode ser aplicada a este critério, pois os valores de  $Re$  obtidos em função de  $Re_0$  ficam fora da sua faixa de validade // + O fato de  $f$  ser tabelado para esta superfície impossibilita a sua aplicação neste critério.



Tabela 3.9 Parâmetros geométricos das superfícies

Sup.	$D_h$ [mm]	$\delta$ [mm]	$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	$A_{fin}/A$	$\sigma$	$b$ [mm]	$L^+$ [mm]
Pin	0,2538	*	3537	0,4625	0,249	0,51	152
C&P	9,530				0,618		120
OSF1	0,930	0,100	4302	0,874	0,718	1,95	44
Corr	18,470				0,865		203
Rib1	53,271				0,740		1200
Rib2	54,060				0,740		1200
Rib3	53,623				0,740		1200
OSF2	5,089	0,600	533,4	0,985	0,687	85,6	148
OSF3	2,266	0,152	1512	0,796	0,822	6,02	500
OSF4	2,380	0,102	1548	0,923	0,868	6,35	500
PFRs	3,518	0,203	1024	0,854	0,837	12,19	500
PFTs	2,870	0,152	1289	0,769	0,909	6,325	500
OSF5	3,410	0,102	1115	0,862	0,907	12,30	500
Louv	3,084	0,152	1204	0,756	0,900	6,35	500
LVG	3,520				0,500		500

\* neste caso é o diâmetro do pino,  $\psi$ , que vale 1,525 mm.

+ para as superfícies OSF3, OSF4, PFRs, PFTs, OSF5, Louv e LVG, os autores não forneceram o valor de L. Adotamos, em conformidade com superfícies semelhantes em Kays e London [41],  $L = 500$  mm.

Tabela 3.10 Correlações finais para as superfícies

OBS:  $f = a.Re^b$  ;  $j = c.Re^d$  ;  $Nu = m.Re^n$  ;  $Re_{min} \leq Re \leq Re_{max}$

Sup.	a	b	c	d	m	n	$Re_{min}$	$Re_{max}$
Pin	0,243	-0,216	0,0194	-0,072	0,0173	0,928	160	4260
C&P	0,606	-0,340	0,508	-0,450	0,453	0,550	215	2600
OSF1	8,000	-0,300	0,0944	-0,353	0,0841	0,647	-	1000
Corr	*	*	0,409	-0,386	0,364	0,614	1500	25000
Rib1	0,077	-0,133	0,101	-0,308	0,089	0,692	6390	40980
Rib2	0,085	-0,119	0,123	-0,325	0,110	0,675	6490	41580
Rib3	0,090	-0,109	0,172	-0,337	0,154	0,663	6435	41250
OSF2	6,181	-0,634	0,526	-0,543	0,469	0,457	245	1067
OSF2	6,181	-0,634	0,420	-0,526	0,374	0,474	1067	1448
OSF2	0,189	-0,163	0,420	-0,526	0,374	0,474	1448	4915
OSF3	4,402	-0,740	0,439	-0,500	0,391	0,500	300	1175
OSF3	0,245	-0,360	0,133	-0,400	0,119	0,600	1175	9000
PFRs	7,183	-0,850	1,422	-0,791	1,267	0,209	500	10000
PFTs	5,022	-0,793	0,720	-0,716	0,641	0,284	300	10000
OSF5	5,002	-0,588	0,230	-0,387	0,205	0,613	500	10000
Louv	1,333	-0,432	0,150	-0,351	0,134	0,649	500	7000
LVG	0,906	-0,323	0,634	-0,484	0,565	0,516	500	3000

\* f tabelado: ver tabela 3.5.

## Capítulo 4 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Os resultados apresentados neste capítulo obedecerão à seguinte estrutura:

- os resultados obtidos para cada critério serão comentados separadamente e somente no capítulo seguinte, **Considerações Finais**, serão feitos comentários gerais sobre os resultados;

- os resultados serão apresentados em formato gráfico e após cada um destes, apresentar-se-á uma figura esboçando a classificação obtida pelas superfícies, sendo que cada uma das superfícies será representada por um desenho seguido do nome conforme a tabela 3.3;

- para uma leitura mais rápida dos resultados adotou-se a mesma legenda para cada superfície em todos os resultados.

Os dados necessários para a aplicação dos critérios são:

- o fluido de trabalho será o ar com as propriedades avaliadas a 333 K, desta maneira teremos, segundo Kays e London [42]:

$$\rho = 1,06 \text{ kg/m}^3;$$

$$\mu = 20,02 \times 10^{-6} \text{ Pa.s};$$

$$c_p = 1007,0 \text{ J/kg.K};$$

$$k = 28,51 \times 10^{-3} \text{ W/m.K};$$

$$\text{Pr} = 0,707;$$

- todas as superfícies são utilizadas como se fossem de alumínio com  $k_m = 204 \text{ W/m.K}$ ;

- o critério # 2 exige valores para a temperatura na

parede,  $T_p$ , e temperatura na entrada,  $T_1$ , adotou-se então os valores de 373 K e 298 K, respectivamente.

#### 4.1 - Critério # 1

Quando aplicamos o critério # 1 às superfícies de intensificação de transferência de calor, estamos avaliando - segundo a metodologia deste critério - a influência das aletas que compõem estas superfícies na transferência de calor e na perda de pressão. Ao propor os novos  $j_n$  e  $f_n$ , baseados na área da placa base,  $A_p$ , os autores deste critério, Soland et al. [70], incluem a eficiência da transferência de calor por condução nas aletas - veja eqs. (3.8) e (3.23) - em  $j_n$ , e colocam o efeito das formas geométricas, dados pelos parâmetros geométricos  $\beta$  e  $r_h$  - veja eq. (3.22) - em  $f_n$  de modo a avaliarem no mesmo a perda de pressão.

Isto é feito para se ter, de uma maneira mais rápida, a análise de desempenho destas superfícies, porque se somente traçássemos curvas de  $j \times f$  - dados pelas correlações das superfícies - estaríamos avaliando apenas o compromisso entre a transferência de calor e a perda de pressão para cada nível de  $Re$ , ao passo que, quando utilizamos  $j_n$  e  $f_n$  estamos levando em conta, além do compromisso acima citado, a eficiência da superfície e a influência que o tipo de construção geométrica destas aletas impõem à perda de pressão. Resumindo, o leque de compromissos se expande, levando em consideração um maior número de parâmetros.

A grande limitação deste critério é que nele só podem ser aplicadas as superfícies aletadas. Levando esta característica às 15 superfícies selecionadas neste trabalho, a ele só podem ser aplicadas as superfícies Pin, OSF1, OSF2, OSF3, OSF4, OSF5, PFrS, PFTs e Louv.

O resultado da aplicação destas nove superfícies é mostrado na figura 4.1.

Observando este gráfico, podemos estabelecer 3 níveis de desempenho: o primeiro ocupado pela superfície Pin; o segundo pelas superfícies OSF1, OSF3, OSF4, OSF5 e Louv, que cosntituem um nível intermediário de desempenho e é mostrado com maior destaque na figura 4.2; o terceiro nível, ocupado pelas superfícies PFrS, PFTs e OSF2, é o de pior desempenho.

A superfície Pin faz parte de um tipo particular de trocador de calor compacto, projetado com ligas especiais e de tamanho pequeno. Pelos resultados nota-se claramente que seu autor, Olson [59], esteve mais interessado em obter uma superfície muito eficaz na transferência de calor e não tanto no controle da perda de pressão.

Das superfícies do nível intermediário, a OSF1 é a que alcança maiores taxas de  $j_n/V$  e  $f_n/V$ . Como a superfície Pin, esta é também uma superfície bem compacta (a altura de separação entre as placas é de 0,51 mm para a Pin e de 1,91 mm para a OSF1). É lógico que superfícies mais compactas alcancem maiores níveis de transferência de calor, pois possuem maior área de troca de calor por unidade de volume ( $\beta$ ) e conseqüentemente maior eficiência nesta transferência, embora sob pena de altos valores de perda de pressão.

Estas características geométricas de compactação ficam mais reveladas na figura 4.3. Nesta figura temos a hierarquização das superfícies segundo o critério # 1. Apesar dos desenhos não estarem em escala, notamos claramente como o decréscimo de área de troca de calor por volume leva a resultados piores neste critério.

Uma característica interessante diz respeito às superfícies Pfts e Louv. Ambas possuem a mesma configuração geométrica, mas as venezianas - *louvereds* - acrescentadas à superfície Pfts e que constituem a superfície Louv, melhoram sensivelmente a eficiência na transferência de calor sem aumentar muito a perda de pressão - veja figura 4.2. Aqui, o que ocorre é o efeito da quebra da camada limite, que aumenta o coeficiente de película médio. O mesmo tipo de comentário pode ser feito em relação à superfície PFrS e às superfícies OSF1, OSF3, OSF4 e OSF5, que são modificações da superfície PFrS, onde os canais retangulares contínuos passam a ser canais retangulares de pequenas passagens e alternados, promovendo novamente a quebra consecutiva da camada limite. A superfície OSF2 está abaixo da PFrS provavelmente porque é uma superfície de canais muito espaçosos (sua altura é de 85,6 mm, enquanto que a altura das superfícies PFrS e OSF5, maior das OSF excluindo a OSF2, valem 12,2 mm e 12,3 mm respectivamente).

Outra característica a ser assinalada neste critério é a de que não é a faixa de  $Re$ , na qual são válidas as correlações para uma dada superfície, que influencia num melhor ou pior resultado. A superfície Pin, por exemplo, possui uma faixa de validade em  $Re$  de 160 a 4260 e ocupa a melhor posição

nos resultados, enquanto a superfície PFr<sub>s</sub> tem uma faixa de validade em Re de 500 a 10000 e está entre as piores. O que conta mais neste critério são a eficiência da superfície na transferência de calor,  $\eta_0$ , e os parâmetros geométricos  $\beta$  e  $r_h$ . É justamente a razão entre  $\beta$  e  $r_h$  - veja eqs. (3.22) e (3.23) - que estabelece o compromisso entre a transferência de calor e a perda de pressão. Superfícies muito compactas terão  $\beta$  elevado e  $r_h$  pequeno aumentando assim os parâmetros  $j_n/V$  e  $f_n/V$ ; portanto o compromisso entre os dois é governado por esses dois parâmetros geométricos.

Resumindo, os resultados obtidos para estas nove superfícies aplicadas ao critério # 1 indicam que a superfície Pin é a mais eficiente na transferência de calor, mas sob pena de altos valores de perda de pressão. As superfícies OSF3, OSF4, OSF1, Louv e OSF5 dão um bom compromisso entre os parâmetros analisados neste critério, constituindo uma boa escolha quando este for limitante. Finalmente, as superfícies OSF2, PFr<sub>s</sub> e PFr<sub>t</sub>s são ruins segundo este critério.

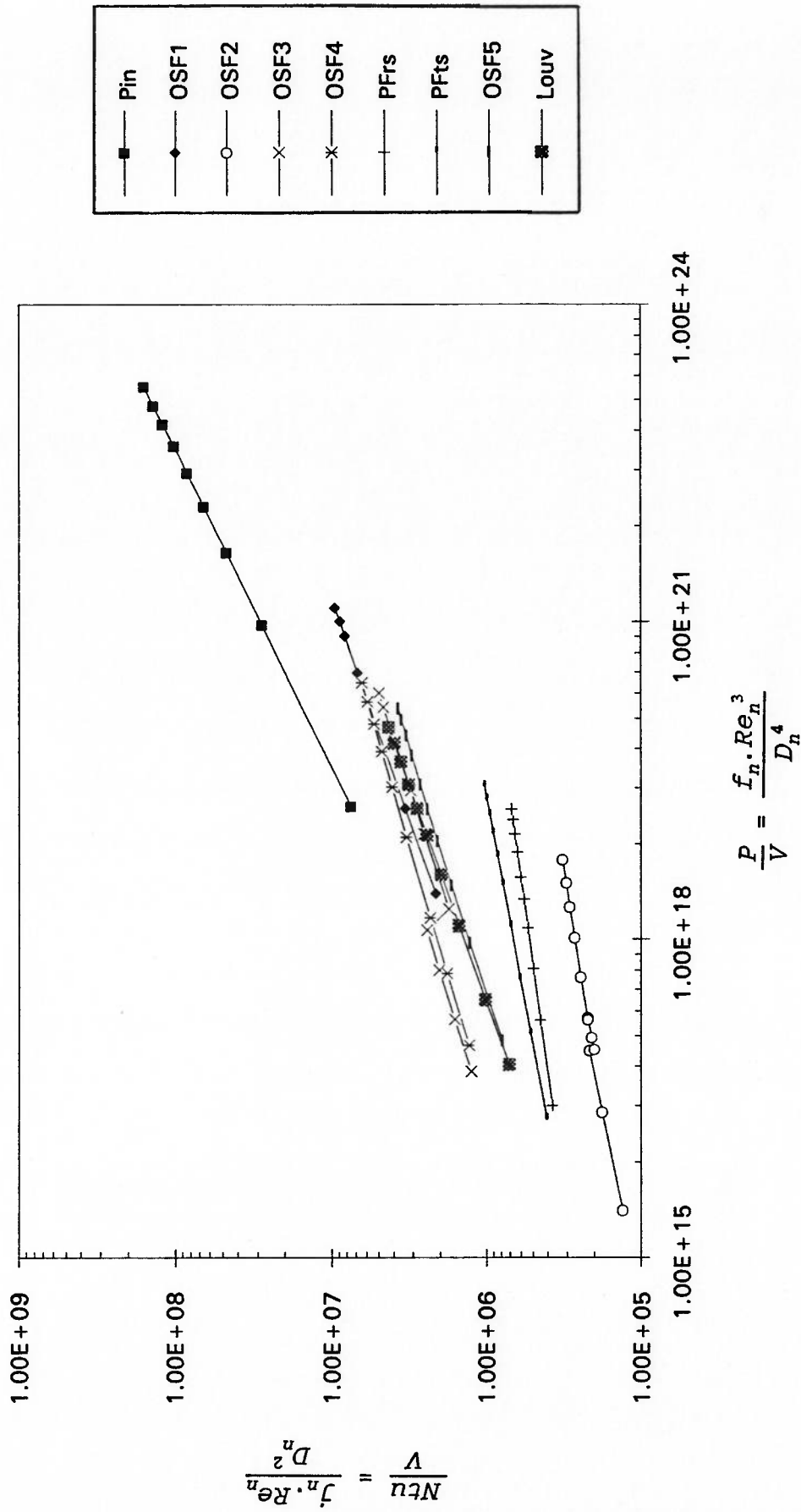


Figura 4.1 Resultados: Critério # 1.



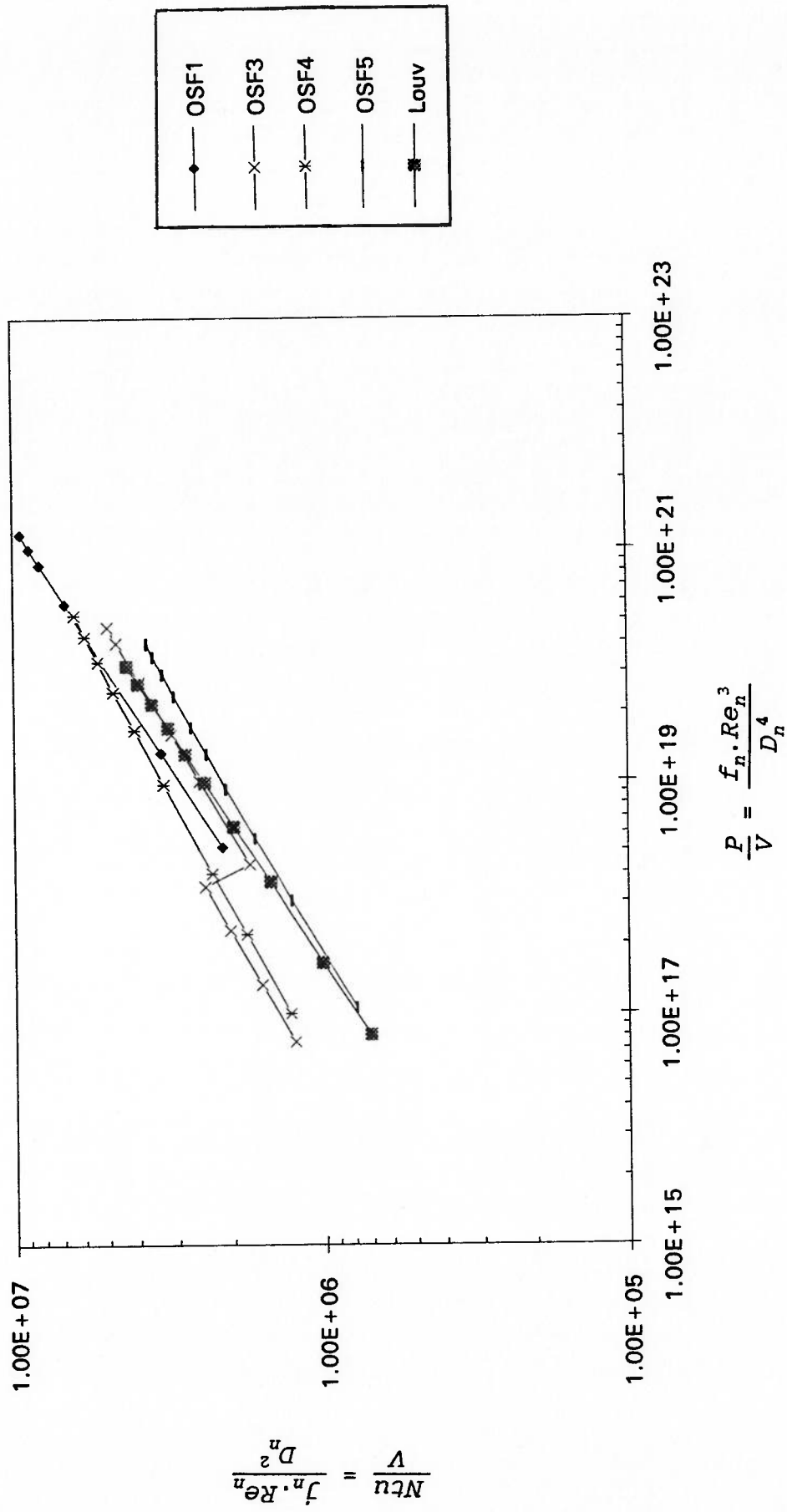


Figura 4.2 Resultados (parciais): Critério #1.

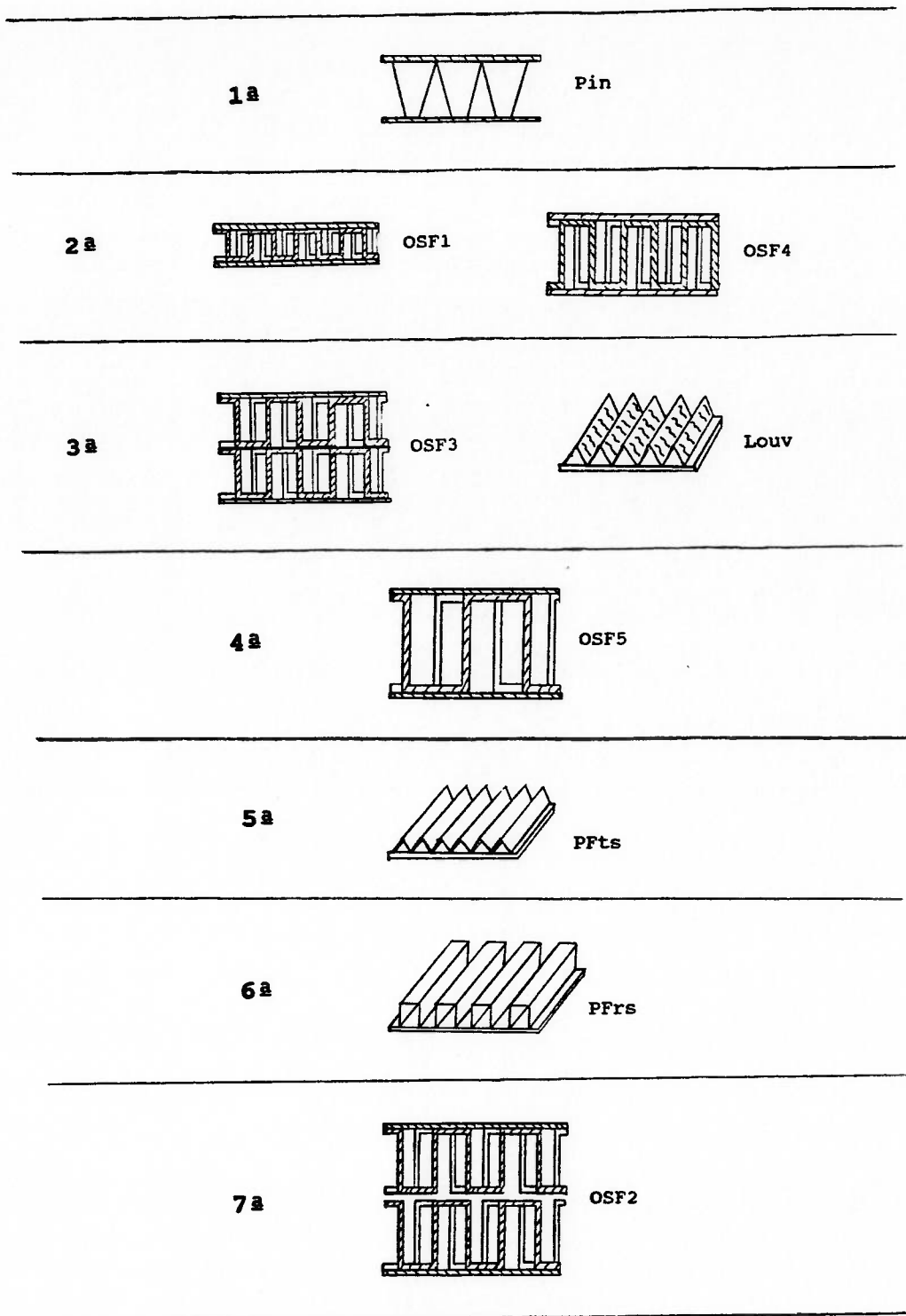


Figura 4.3 Classificação das superfícies segundo o critério # 1.

#### 4.2 - Critério # 2

Este critério nos dá a destruição líquida de exergia, em termos adimensionais, pelo número de Reynolds. Destruir exergia, aumentar a irreversibilidade, diminuir a disponibilidade ou aumentar a geração de entropia são todos conceitos análogos. O critério # 2 é um critério de avaliação de desempenho sob o ponto de vista termodinâmico e que, portanto, pode ser estendido para qualquer um dos conceitos acima citados.

De acordo com o que é estabelecido pelos seus autores, Prasad e Shen [62], este critério avalia o impacto do incremento do número de Reynolds,  $Re$ , na destruição de exergia adimensional,  $\Delta\Psi^*$ . Quando aumentamos  $Re$ , estamos aumentando a predominância dos efeitos cinéticos sobre os viscosos, posto que  $Re$  é exatamente a razão entre os dois em qualquer escoamento. Aumentar os efeitos cinéticos significa incrementar a velocidade do escoamento (desde que os outros parâmetros, como a área transversal, densidade, etc., permaneçam constantes). Este critério, portanto, nos diz se este aumento na velocidade do escoamento influencia no sentido do aumento ou diminuição da destruição de exergia. Aumentará a destruição líquida de exergia quando a velocidade, devido ao seu incremento, influencia mais na geração de atrito que na transferência de calor. Diminuirá esta destruição de exergia quando ocorrer o contrário.

Das 15 superfícies selecionadas, somente nove possuem correlações para a condição de temperatura constante na parede, ou seja, pela tabela 3.8: OSF1, Corr, OSF3, OSF4, PFrs, PFTs, OSF5, Louv e LVG. Esta é uma limitação deste critério: condição

de temperatura constante na parede, o que na verdade não é necessariamente obrigatório. Poder-se-ia desenvolver o mesmo critério para qualquer tipo de condição, dado que os efeitos termodinâmicos são gerais e permitem uma visão global. O fato dos autores terem escolhido esta limitação somente pode ser entendido como uma simplificação do problema.

A aplicação destas nove superfícies ao critério # 2 é ilustrada na figura 4.4.

Os resultados mostram três tipos de comportamento. Aumento da destruição de exergia com o incremento de  $Re$  para as superfícies OSF1, OSF4, OSF3, OSF5, Louv e LVG; diminuição da destruição de exergia com o incremento de  $Re$  para as superfícies PFrs e PFTs; e diminuição seguida de um aumento da destruição de exergia com o incremento de  $Re$  para a superfície Corr, que apresenta o chamado ponto ótimo para  $Re$  em torno de 12000.

A eq. (3.38) é a que nos dá  $\Delta\Psi^*$  em função de  $Re$ . Esta equação poderia ser reescrita como:

$$\Delta\Psi^* = \Delta\Psi_{TC}^* + \Delta\Psi_{At}^*$$

Onde  $\Delta\Psi_{TC}^*$  é a destruição de exergia adimensional devido à transferência de calor e  $\Delta\Psi_{At}^*$  é a destruição de exergia adimensional devido ao atrito. Em relação a eq. (3.38),  $\Delta\Psi_{TC}^*$  e  $\Delta\Psi_{At}^*$  valem:

$$\Delta\Psi^*_{TC} = \tau \cdot (1 - e^{-\gamma \cdot L}) + \ln\left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\gamma \cdot L}}{1 + \tau}\right)$$

$$\Delta\Psi^*_{At} = \frac{f \cdot SBr \cdot Re}{8 \cdot Nu} \cdot \ln\left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\gamma \cdot L}}{(1 + \tau) \cdot e^{-\gamma \cdot L}}\right)$$

Para compreendermos melhor o que acontece com cada superfície de acordo com o que é mostrado nos resultados da figura 4.4, é interessante plotarmos  $\Delta\Psi^*_{TC} \times Re$  e  $\Delta\Psi^*_{At} \times Re$ . Isto é mostrado na figura 4.5. Quando aumentamos  $Re$  num dado escoamento se nenhum outro parâmetro além de  $Re$  for alterado, intensificaremos o coeficiente de película,  $h$ , que é diretamente proporcional à velocidade. O aumento de  $h$  implica no incremento do fluxo de calor. Trocar mais calor, na mesma diferença de temperatura - lebrems que  $\tau$  está fixado neste caso - significa destruir menos exergia. É justamente isto o que se nota na figura 4.5a, onde para todas as superfícies a destruição de exergia devido à transferência de calor diminui com o incremento de  $Re$ , ora sensivelmente como para as superfícies Corr, PFr's e PFt's, ora suavemente, para as superfícies restantes. Por outro lado, o aumento em  $Re$  favorece a geração de atrito, para qualquer superfície, e isso é o que mostra a figura 4.5b, onde para algumas este aumento é acentuado, como as superfícies OSF1, OSF4, etc. e para outras é mais suave, como as superfícies PFr's, PFt's e Corr. O gráfico ilustrado da figura 4.4 é o resultado da soma dos dois outros mostrados na figura 4.5.

A figura 4.6 apresenta a classificação das superfícies que foram aplicadas ao critério # 2. Nesta figura incluímos a superfície Corr em primeiro lugar por apresentar um ponto ótimo

menor que qualquer valor de  $\Delta\Psi^*$  para as superfícies PFrs e PFTs. Também podemos observar nesta figura que o aumento do compactamento das superfícies leva a uma maior destruição de exergia líquida, pois gera mais atrito. É interessante notar como este critério condena explicitamente as superfícies que geram muito atrito, a despeito de ao mesmo tempo promoverem ou não uma maior transferência de calor, visto que já ficou provado pelo critério # 1 que superfícies como OSF1 e OSF4 nos dão bons valores para a transferência de calor, o que poderia se esperar que neste critério isso pesasse. Não é o que ocorre. Embora dêem bons valores na transferência de calor, também geram mais atrito e isso é levado mais em conta na destruição líquida de exergia. Segundo este critério as melhores superfícies são Corr, PFrs e PFTs.

As críticas a respeito deste critério, além da condição de temperatura na parede constante, são feitas no Apêndice A.

É interessante também traçar curvas de  $\Delta\Psi^* \times \tau$ , para valores fixos de  $Re$ . Importa que fique claro que este tipo de gráfico não foi mencionado em Prasad e Shen [62], mas está sendo colocado para notar o impacto da diferença de temperatura na destruição de exergia.

Num processo de transferência de calor, quanto menor for a diferença de temperatura, menor será a destruição de exergia, mas para um dado fluxo térmico, uma diferença de temperatura menor necessitará de um trocador de calor maior. Este comportamento fica patente na figura 4.7. Para estes gráficos escolhemos dois valores de  $Re$ , 1000 (fig. 4.7a) e 3000 (fig. 4.7b), para podermos incluir a superfície OSF1 (sua faixa de

validade é  $Re \leq 1000$ ) e 3000 que é o valor máximo de validade em  $Re$  para a superfície LVG. A superfície Corr não aparece em nenhum dos dois gráficos porque os valores do coeficiente de atrito,  $f$ , para esta superfície são tabelados em função de  $Re$ . Teríamos que escolher um valor de  $Re$  para o qual temos outro de  $f$ . Como o primeiro valor de  $Re$  é de 2160 e o segundo de 3760 para esta superfície, no primeiro perderíamos a superfície OSF1 e no segundo as superfícies OSF1 e LVG. Optamos por perder somente a superfície Corr.

Os resultados mostrados na figura 4.7 indicam, como era de se esperar, que a menor destruição de exergia se dá para  $\tau = 0$ , i.e., quando não há troca de calor. Quando  $\tau = 0$ , somente a parcela da geração de atrito contribui para a destruição de exergia. Na figura 4.7a vemos quão grande é esta parcela para a superfície OSF1 se comparada com as demais superfícies.

A principal crítica que poderíamos fazer a este critério está no seguinte fato: em trocadores de calor compactos o que se busca é trocar o máximo de calor possível e gerar o mínimo de atrito possível. O impacto termodinâmico deste compromisso só pode ser avaliado com precisão por uma adimensionalização de  $\Delta\Psi$  com relação à mesma superfície lisa. E isto não fica claro no critério de Prasad e Shen [62]<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup>Para maiores esclarecimentos, vide Apêndice A, Críticas ao Critério # 2.

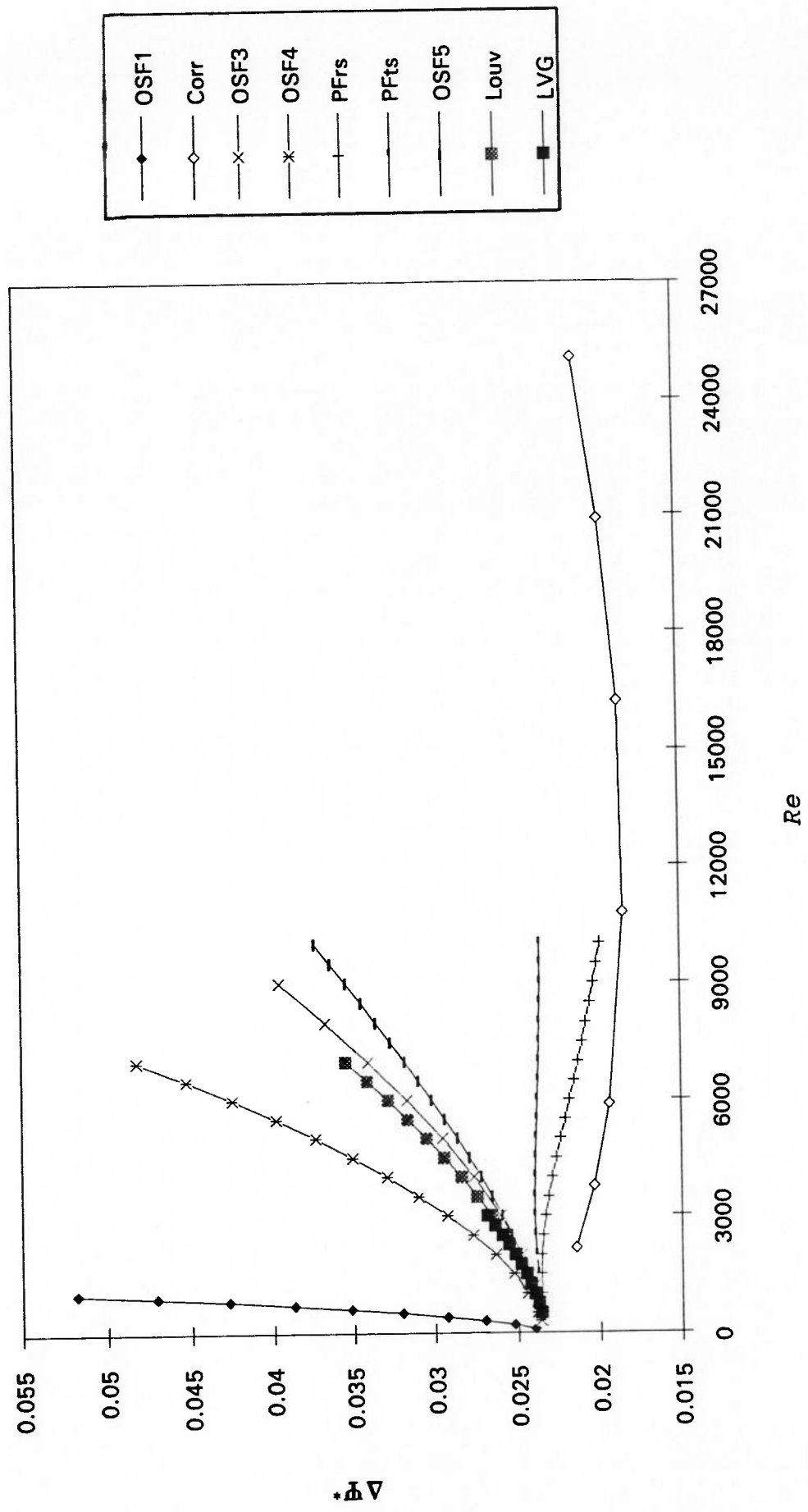
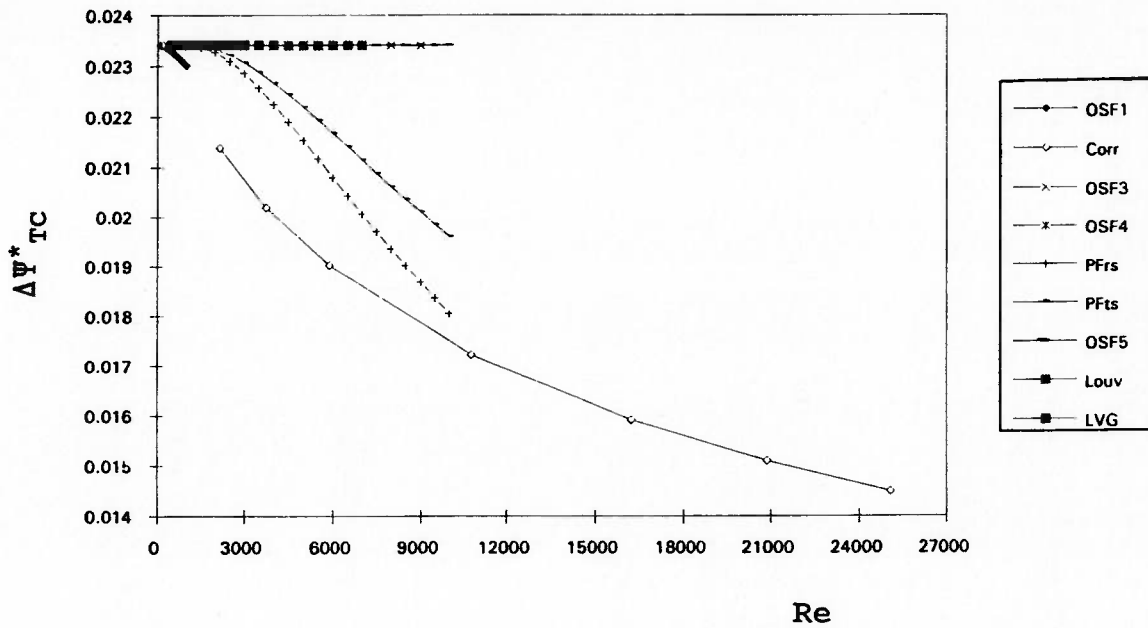
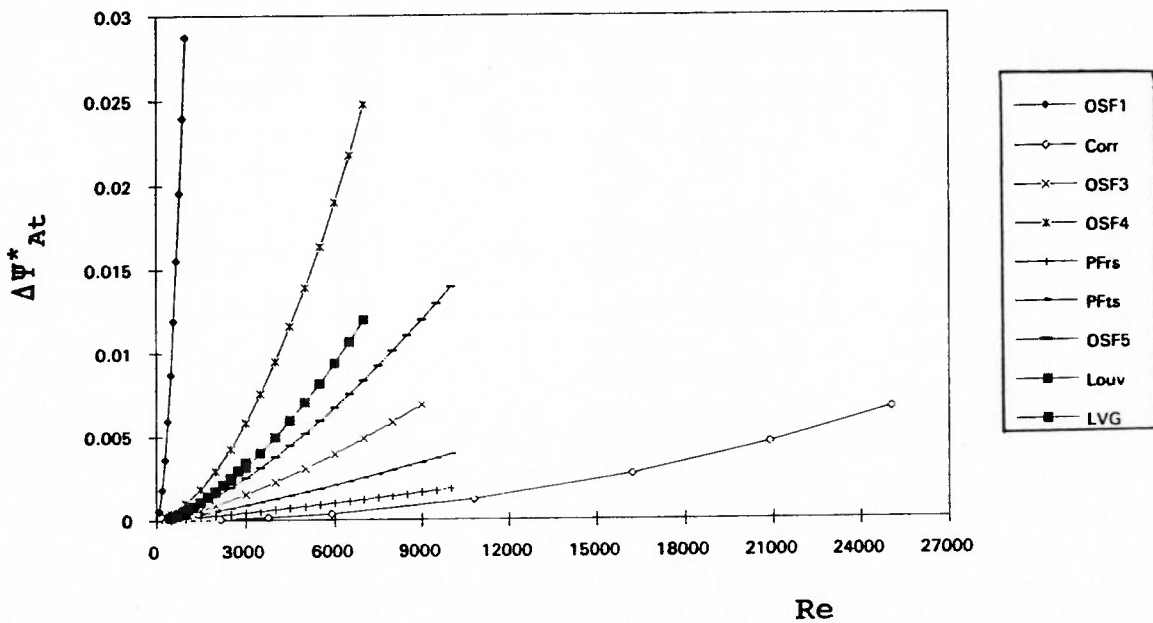


Figura 4.4 Resultados: Critério # 2, com  $\Delta T_1 = 75 K$ .





(a)



(b)

Figura 4.5 Resultados: Critério # 2, com  $\Delta T_1 = 75$  K. (a) Destruição de exergia devido a transferência de calor; (b) Destruição de exergia devido a geração de atrito.

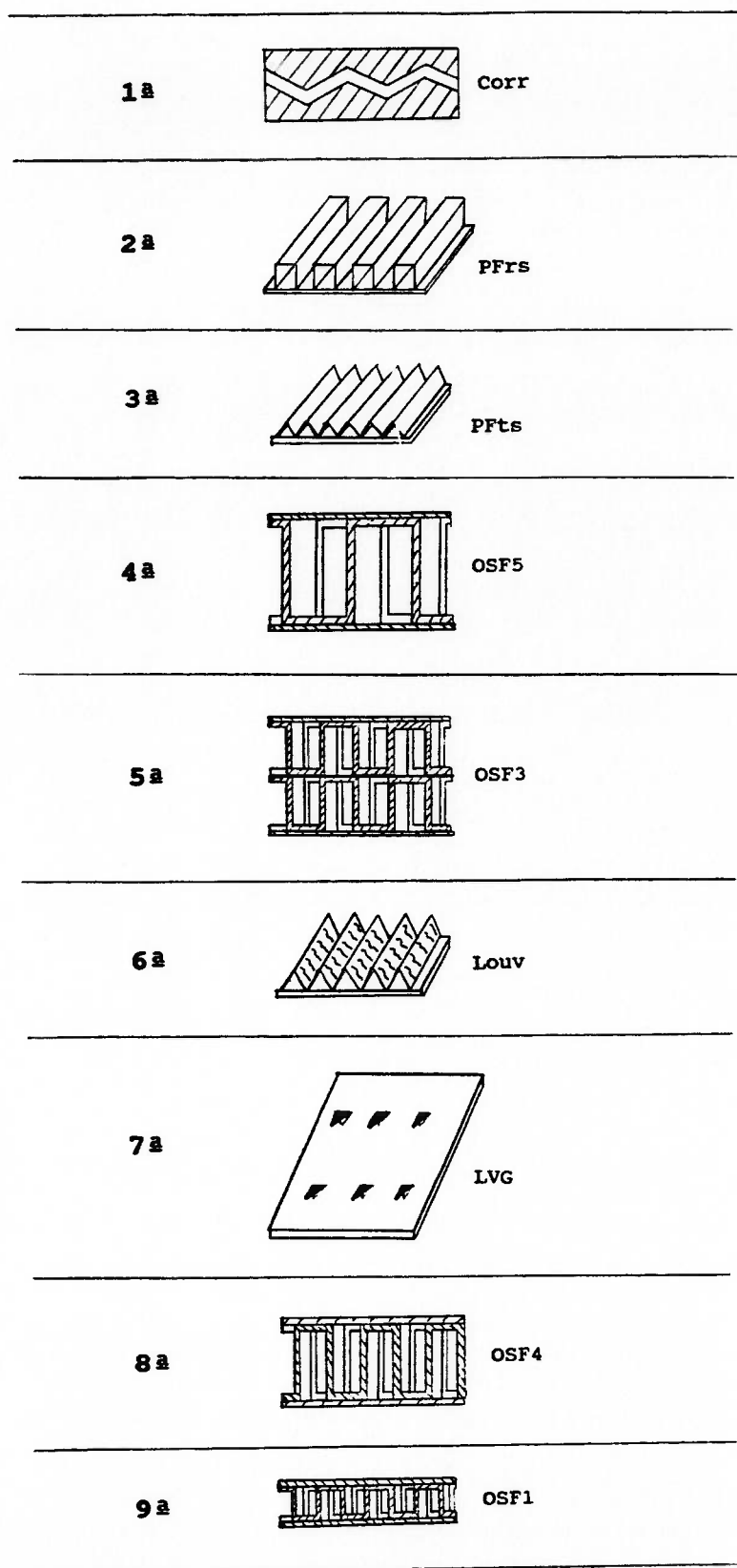
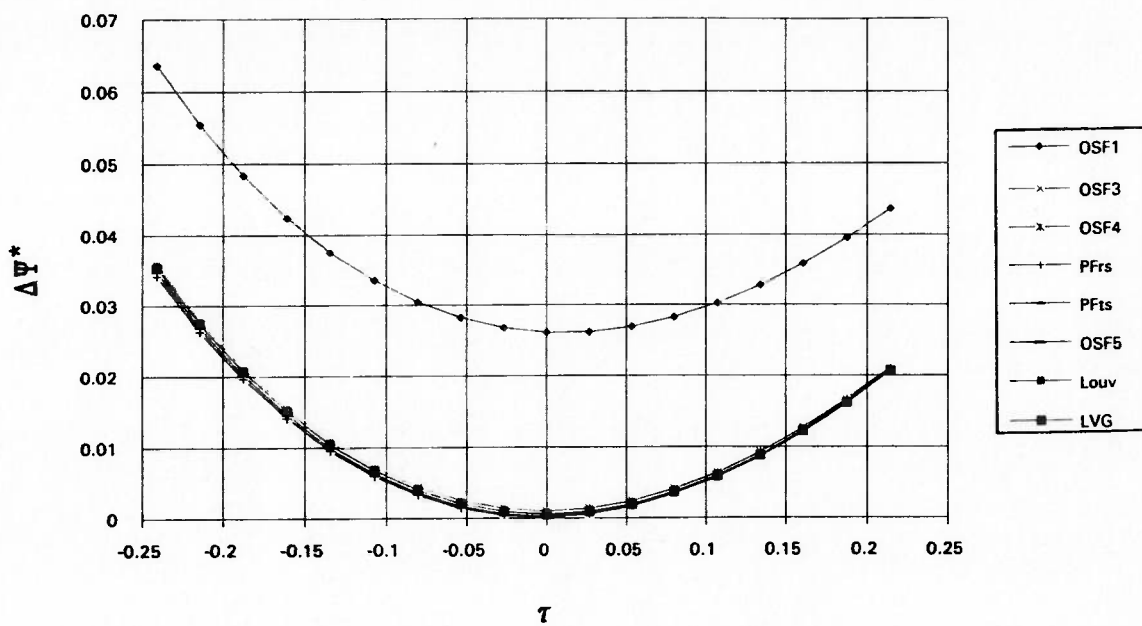
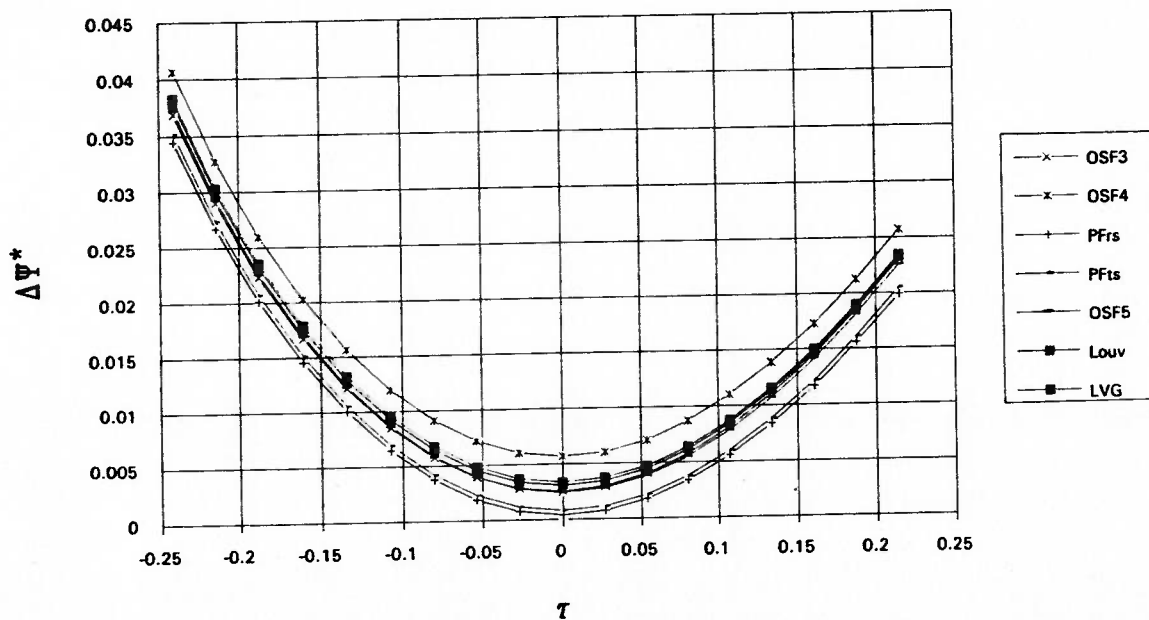


Figura 4.6 Classificação das superfícies segundo o critério # 2.



(a)



(b)

Figura 4.7  $\Delta\Psi^* \times \tau$ . (a)  $Re = 1000$ ; (b)  $Re = 3000$ .

### 4.3 - Critério # 3

Este critério, proposto por Cowell [17], é o mais geral de todos, permitindo a aplicação das 15 superfícies selecionadas. Vamos comentar separadamente cada um dos 4 critérios escolhidos na metodologia que compõem o critério # 3.

No critério # 3-1 compara-se a área frontal,  $A_f$ , com o volume,  $V$ , mantendo fixos o número de unidades de transferência,  $N_{tu}$ , e a potência de bombeamento,  $P$ . Ou seja, fixando um determinado valor para a transferência de calor - dada pelo valor de  $N_{tu}$  - e a perda de pressão - dada pelo valor de  $P$  -, este critério mostra como varia a área frontal com o incremento do volume. Neste critério variou-se somente com a geometria do trocador de calor compacto composto por qualquer uma das 15 superfícies selecionadas.

Os resultados para este critério são mostrados na figura 4.8 e 4.9 (parcial - somente para as superfícies C&P, Rib1, Rib2, Rib3, OSF3, OSF4, PFRs, PFTs, OSF5 e Louv, que na figura 4.8 aparecem muito agrupadas e dificulta a análise). Por estes resultados, notamos que a superfície OSF3 é a que apresenta melhores resultados, pois é interessante que um trocador de calor compacto possua pequena área frontal. Comparada com as outras superfícies, esta é a que permite menores valores de  $A_f$  para os mesmos valores de  $V$ ,  $N_{tu}$  e  $P$ . A classificação das superfícies segundo este critério é ilustrada na figura 4.10. Nesta figura não colocamos as 15 superfícies em ordem decrescente individualmente, mas agrupamos no 2º e 4º lugares mais de uma superfície por apresentarem comportamentos semelhantes segundo

os resultados apontados nas figuras 4.8 e 4.9. As piores superfícies, segundo este critério, são a OSF2, LVG, Corr, Pin e OSF1, sendo OSF1 e Pin aquelas com pior desempenho. Apesar de Pin e OSF1 serem as superfícies mais compactas, não apresentam bons resultados em termos de  $A_f$ . Uma explicação para o fato é que este critério compara  $A_f \times V$ , mantendo fixos  $N_{tu}$  e  $P$ , ou seja, diz que para o mesmo valor de  $V$ , a superfície OSF3 é a que necessitará de menor  $A_f$  para obter-se sempre os mesmos valores de  $N_{tu}$  e  $P$  se comparadas às demais superfícies. As superfícies Pin e OSF1 necessitarão de maior  $A_f$  no mesmo valor de  $V$  para fornecerem os mesmos valores de  $N_{tu}$  e  $P$  que a superfície OSF3 ou qualquer uma das demais superfícies.

A descontinuidade nas curvas das superfícies OSF3 e OSF2 vem do fato de suas correlações serem diferentes para as faixas laminar e turbulenta - cfr. tabela 3.10.

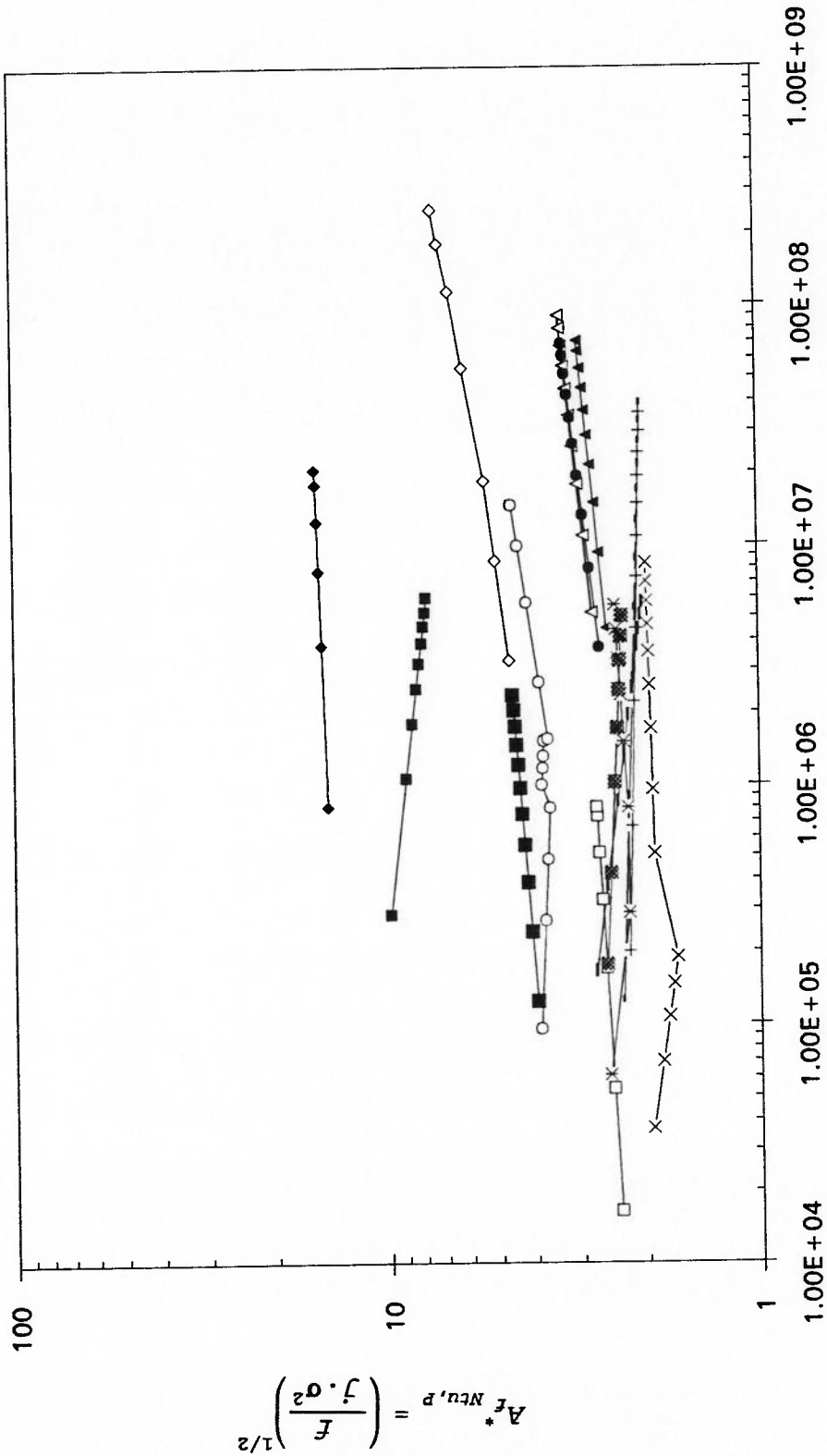
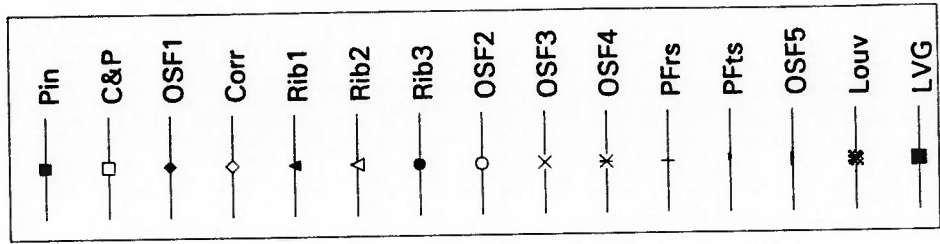
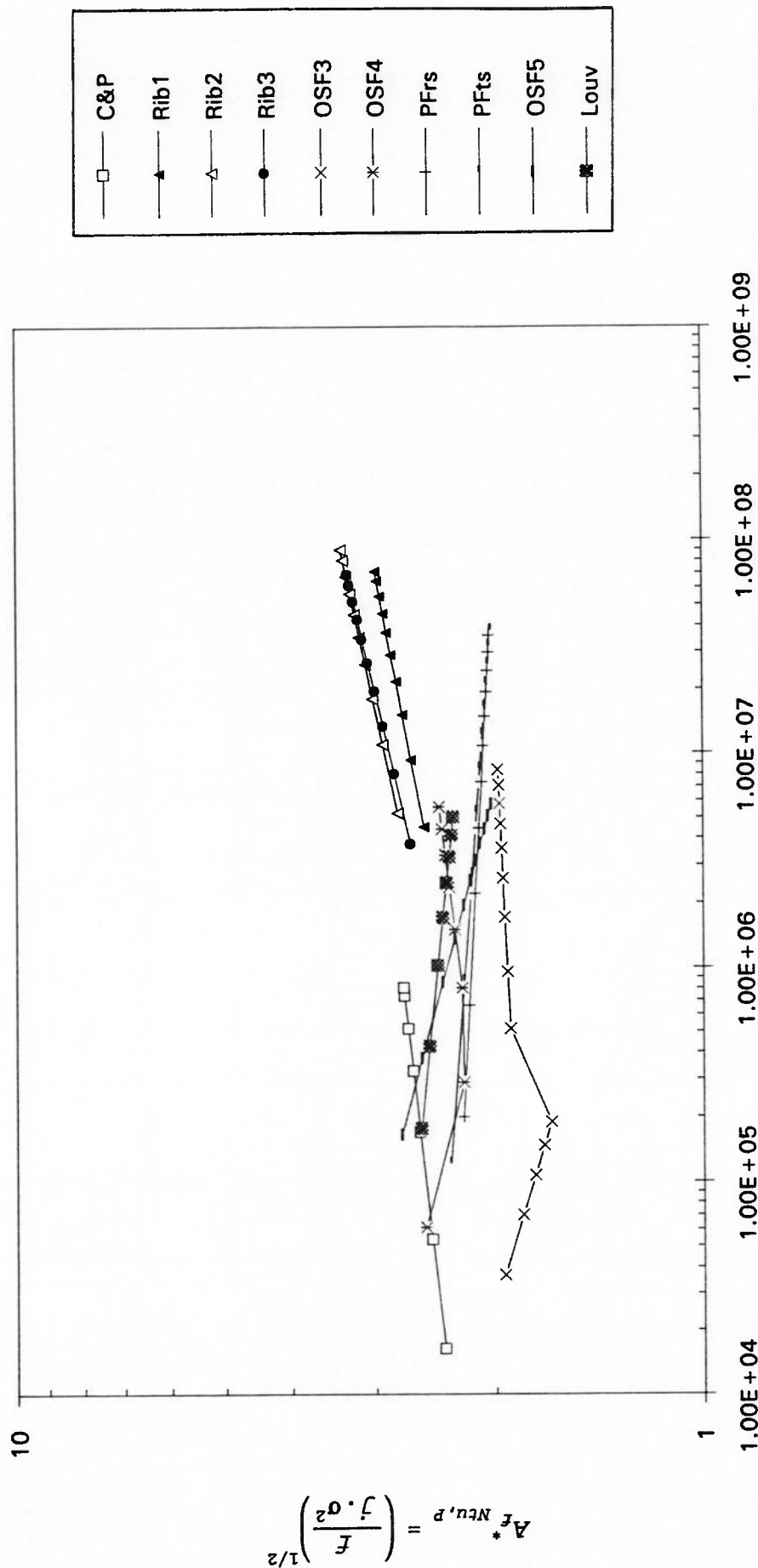


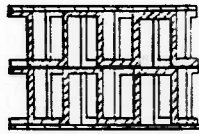
Figura 4.8 Resultados: Critério # 3-1.



$$V^*_{Nu,P} = \frac{f \cdot Re}{\sigma \cdot j^2}$$

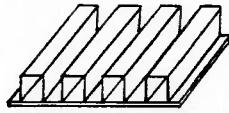
Figura 4.9 Resultados (parciais): Critério # 3-1.

1a



OSF3

2a



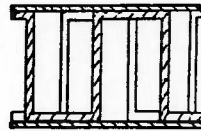
PFRs



PFTs



OSF4

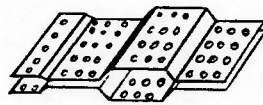


OSF5



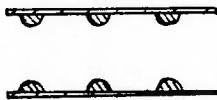
Louv

3a

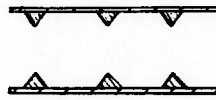


C&P

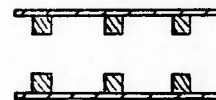
4a



Rib1

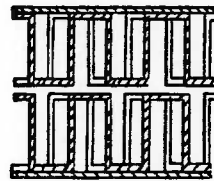


Rib2



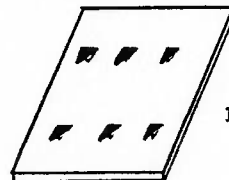
Rib3

5a



OSF2

6a



LVG

7a



Corr

8a



Pin

9a



OSF1

Figura 4.10 Classificação das superfícies segundo o critério # 3-1.



O critério # 3-2 compara  $A_f$  por  $P$ , mantendo fixos  $Ntu$  e o diâmetro hidráulico,  $D_h$ . Portanto, aqui se fixa a transferência de calor num dado valor e a escala em outro, e compara-se  $A_f \times P$ . Os resultados deste critério são apresentados nas figuras 4.11 e 4.12 (parcial, somente para as superfícies Rib1, Rib2, Rib3, OSF3, OSF4, PFrS, PFTS, OSF5 e Louv, porque na figura 4.11 aparecem muito agrupadas e dificultam a análise).

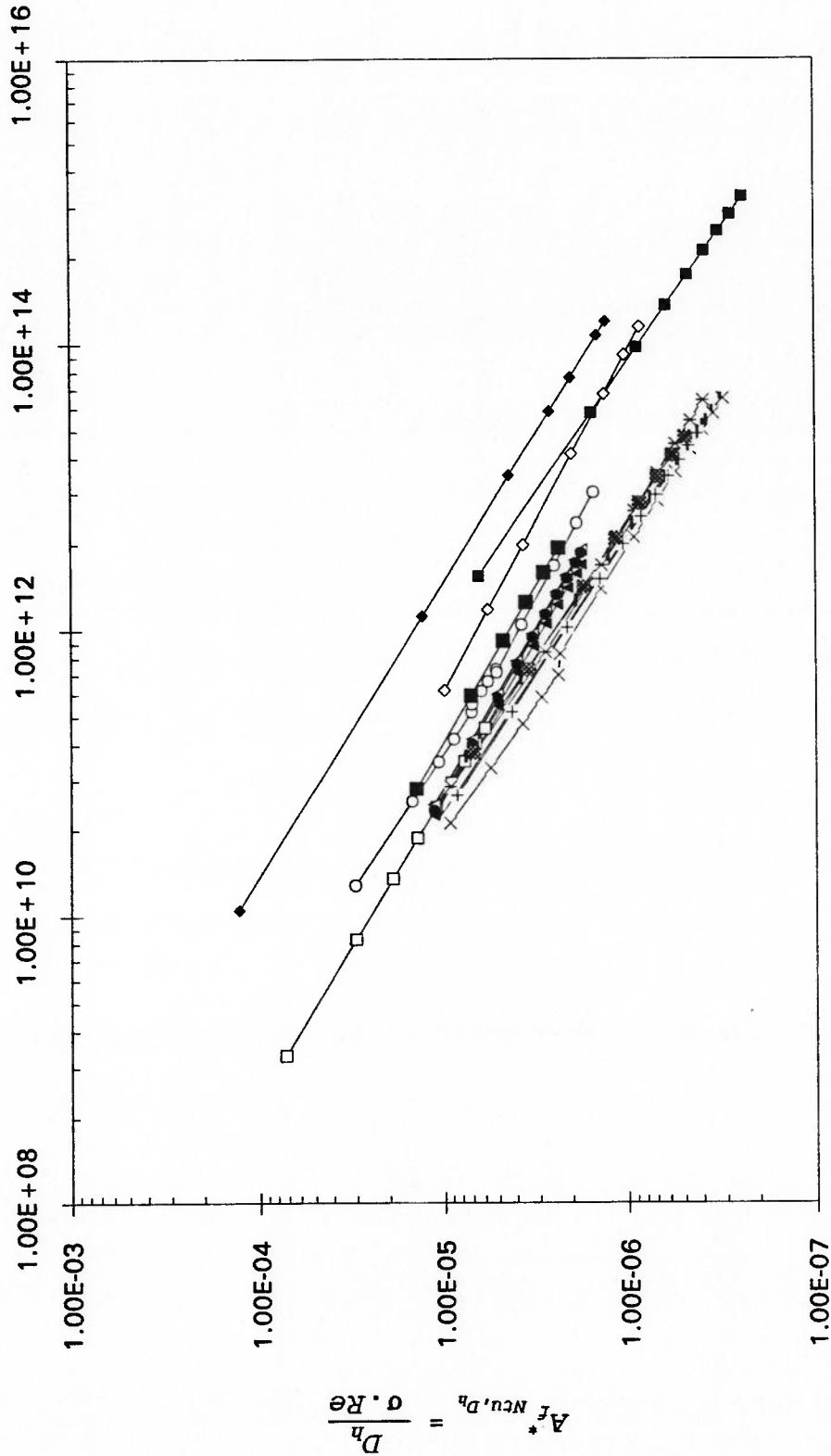
Ao contrário do critério # 3-1, onde as superfícies apresentavam curvas ascendentes ou descendentes, i.e., a área frontal poderia aumentar ou diminuir com o incremento de  $V$ , neste caso  $A_f$  diminui consideravelmente com o incremento de  $P$ , para todas as superfícies.

A classificação das superfícies segundo o critério # 3-2 é apresentada na figura 4.13, onde o 2º e 3º lugares são ocupados por grupos de superfícies. A melhor superfície segundo este critério é a OSF3, e as piores são a OSF2, LVG, Corr, Pin e OSF1. Uma característica interessante deste critério é a de fixar a escala (através do diâmetro hidráulico,  $D_h$ ), pois com isso pode-se comparar várias superfícies de uma maneira mais livre. O  $D_h$  é a combinação de três parâmetros: comprimento,  $L$ ; área mínima de escoamento livre,  $A_c$ ; área total de transferência de calor,  $A$ , ou seja, pode-se comparar superfícies com  $L$ ,  $A_c$  e  $A$  diferentes, mas que possuam o mesmo, ou aproximado,  $D_h$ . Isto é importante para um projetista que queira ter liberdade para variar tais parâmetros em função do tipo e da aplicação de cada superfície. E isto não precisaria ser feito como neste critério, onde escolhemos plotar  $A_f \times P$ , com  $Ntu$  e  $D_h$  fixos. Fixando  $D_h$  e  $Ntu$ , segundo a tabela 3.2, ainda caberiam comparações do tipo:

$A_f \times V$  e  $V \times P$ , confirmando assim a grande gama de combinações possíveis de se realizar com o critério # 3.

O fato de  $A_f$  diminuir com o aumento de  $P$  revela que grandes compactações só são vantajosas para escoamentos a altas velocidades, pois só assim compensaria o aumento na potência de bombeamento.

$$P^*_{Ntu, Dh} = \frac{f \cdot Re^2}{j \cdot Dh^2}$$



■	Pin
□	C&P
◆	OSF1
◇	Corr
▲	Rib1
△	Rib2
●	Rib3
○	OSF2
×	OSF3
*	OSF4
+	PFRs
—	PFTs
—	OSF5
⊠	Louv
■	LVG

Figura 4.11 Resultados: Critério # 3-2.

$$P^*_{Ntu, Dh} = \frac{f \cdot Re^2}{j \cdot D_h^2}$$

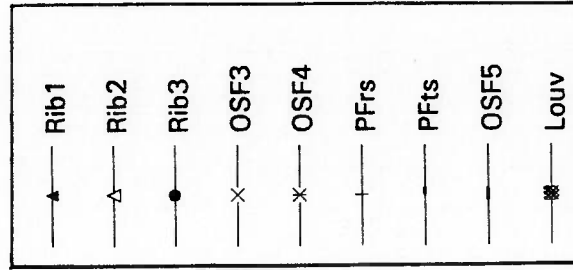
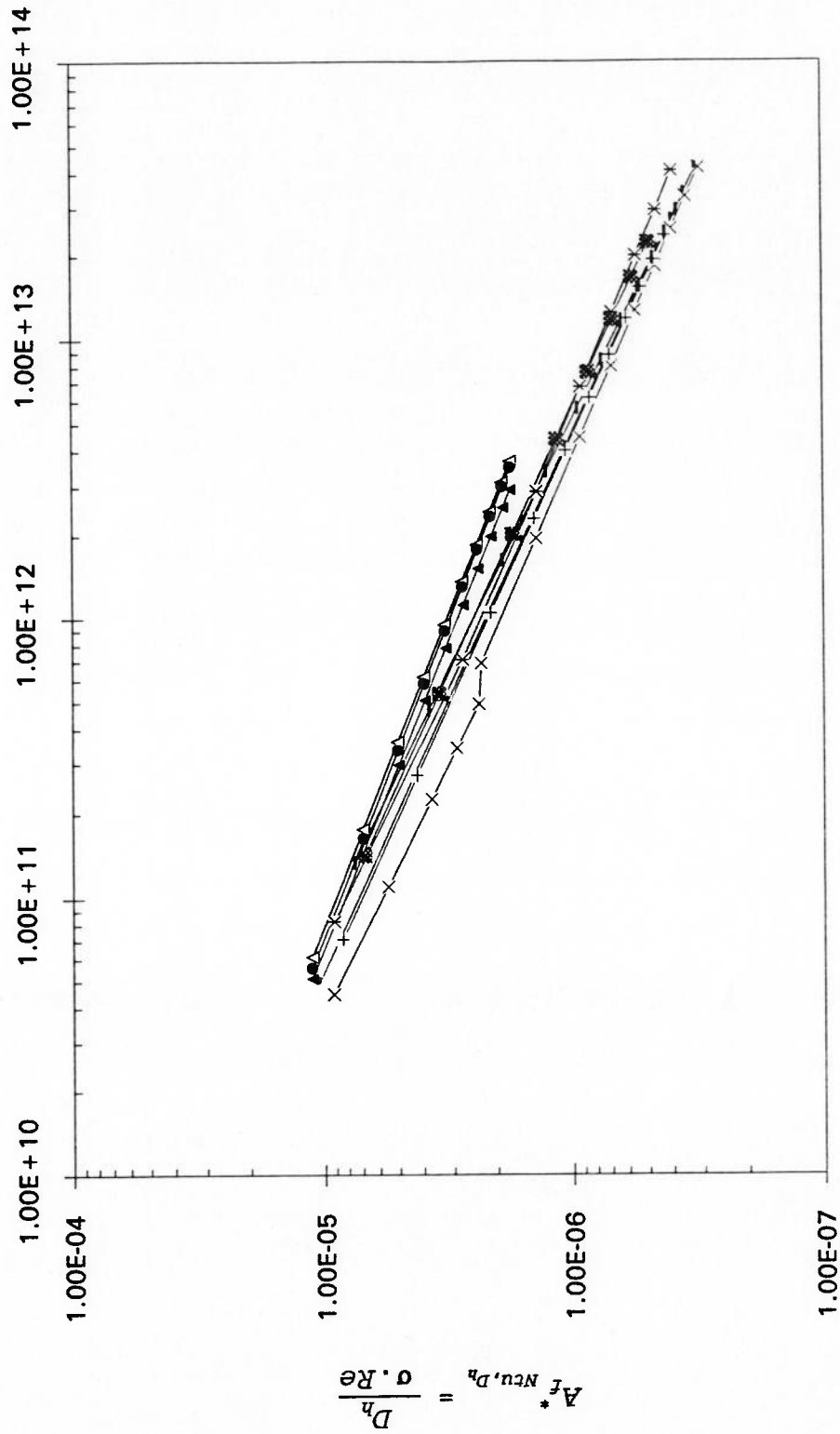


Figura 4.12 Resultados (parciais): Critério # 3-2.

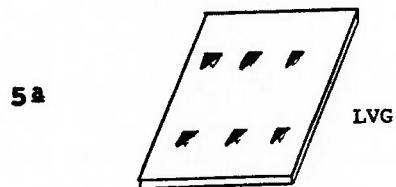
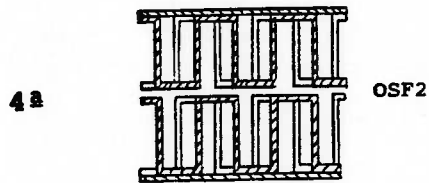
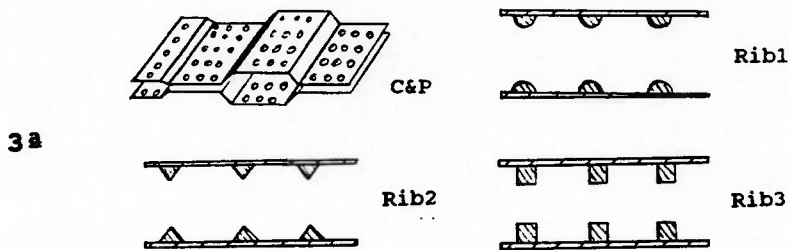
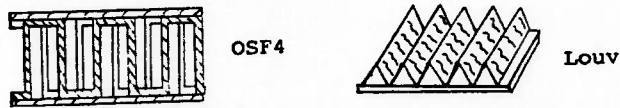
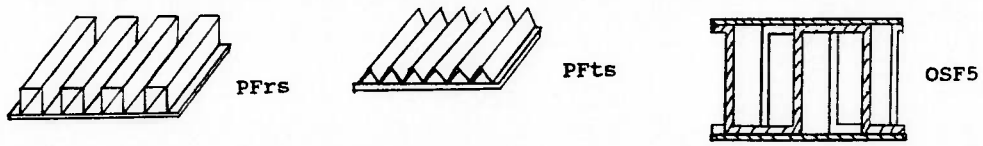
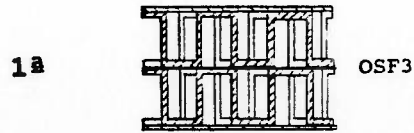


Figura 4.13 Classificação das superfícies segundo os critérios # 3-2, # 3-3 e # 3-4.

O critério # 3-3 compara  $A_f$  com  $Ntu$  mantendo fixos  $P$  e  $V$ . Isto é, mantendo fixos  $P$  e  $V$ , mostra como se comporta  $A_f$  quando incrementa-se a transferência de calor numa superfície. Os resultados das 15 superfícies aplicadas a este critério são apresentados nas figuras 4.14 e 4.15 (parcial, somente para as superfícies OSF3, OSF4, PFrS, PFTS, OSF5 e Louv, pelo mesmo motivo já mencionado nos critérios anteriores).

Todas as superfícies apresentam um crescimento em  $A_f$  com o aumento de  $Ntu$ . A melhor superfície é novamente a OSF3. A classificação das superfícies segundo o critério # 3-3 é a mesma que a do critério # 3-2, valendo portanto a figura 4.13. Quando  $A_f$  aumenta mantendo-se  $V$  fixo, indica que o comprimento da superfície,  $L$ , diminui, já que  $V = A_f \cdot L$ . Mas  $Ntu$  também aumenta, e para  $Ntu$  aumentar, geometricamente falando, a área total de transferência de calor,  $A$ , deveria aumentar, mas se  $L$  diminui e  $A$  deve aumentar, então  $A_f$  obrigatoriamente aumenta para compensar o decréscimo em  $L$ . Na verdade, segundo este critério,  $A_f$  aumenta porque o incremento em  $Ntu$  exige  $A$  maior, pensando, é claro, somente nos parâmetros geométricos envolvidos com  $Ntu$ , pois  $Ntu$  também pode aumentar por outras razões como o incremento da velocidade do escoamento, o aumento do fluxo de calor, etc..

$$Ntu^*_{p,v} = \left( \frac{\sigma \cdot j^2}{f \cdot Re} \right)^{1/2}$$

$$A_{f^*_{p,v}} = \left( \frac{f}{\sigma^3 \cdot Re} \right)^{1/4}$$

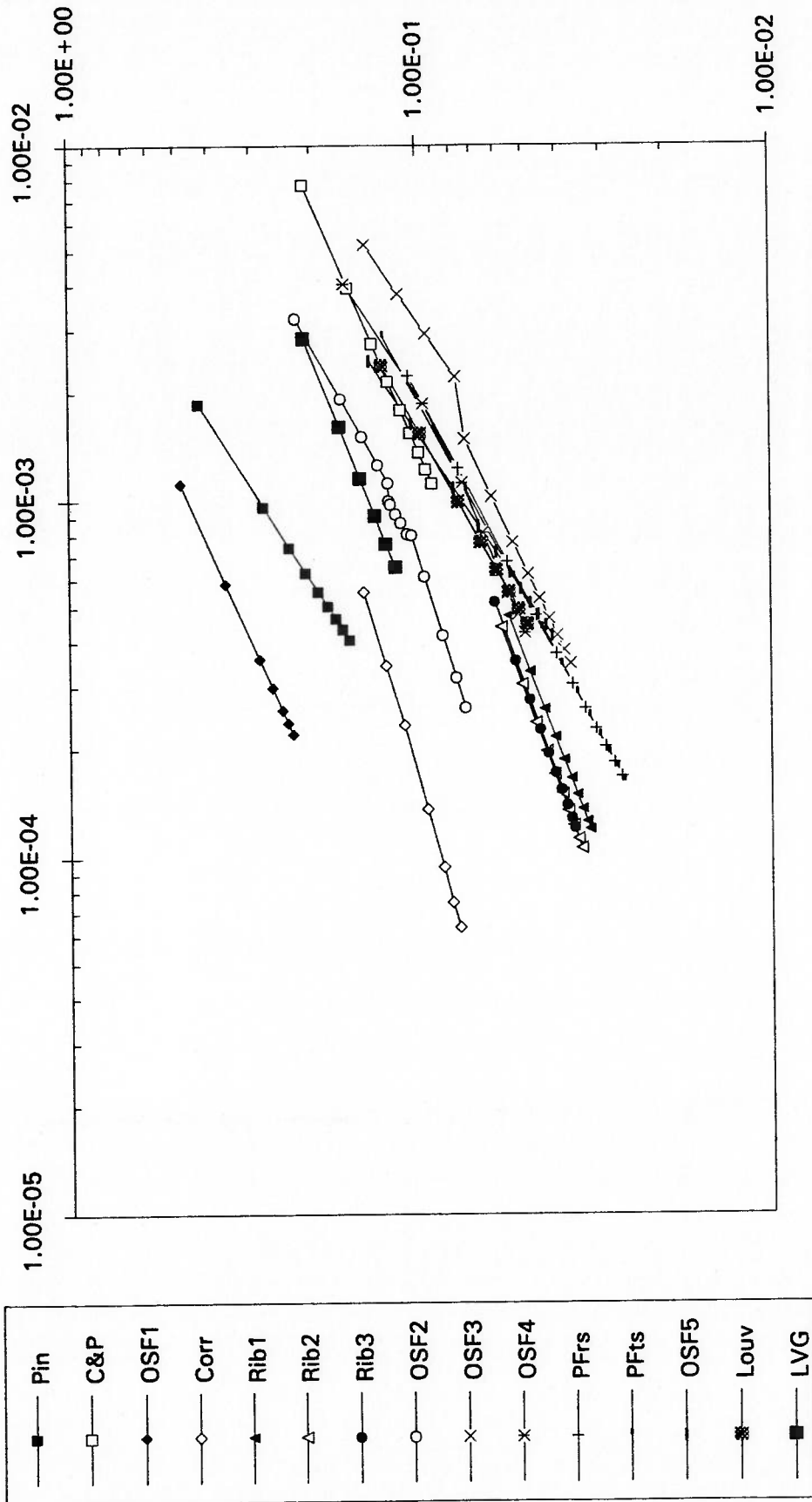


Figura 4.14 Resultados: Critério # 3-3.

$$Ntu^*_{P,V} = \left( \frac{\sigma \cdot J^2}{f \cdot Re} \right)^{1/2}$$

$$A_{f,P,V}^* = \left( \frac{f}{\sigma^3 \cdot Re} \right)^{1/4}$$

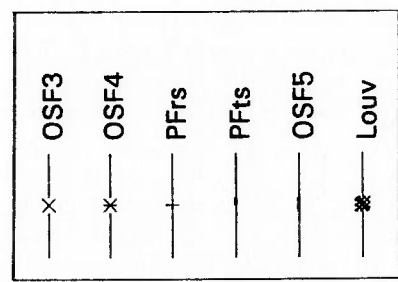
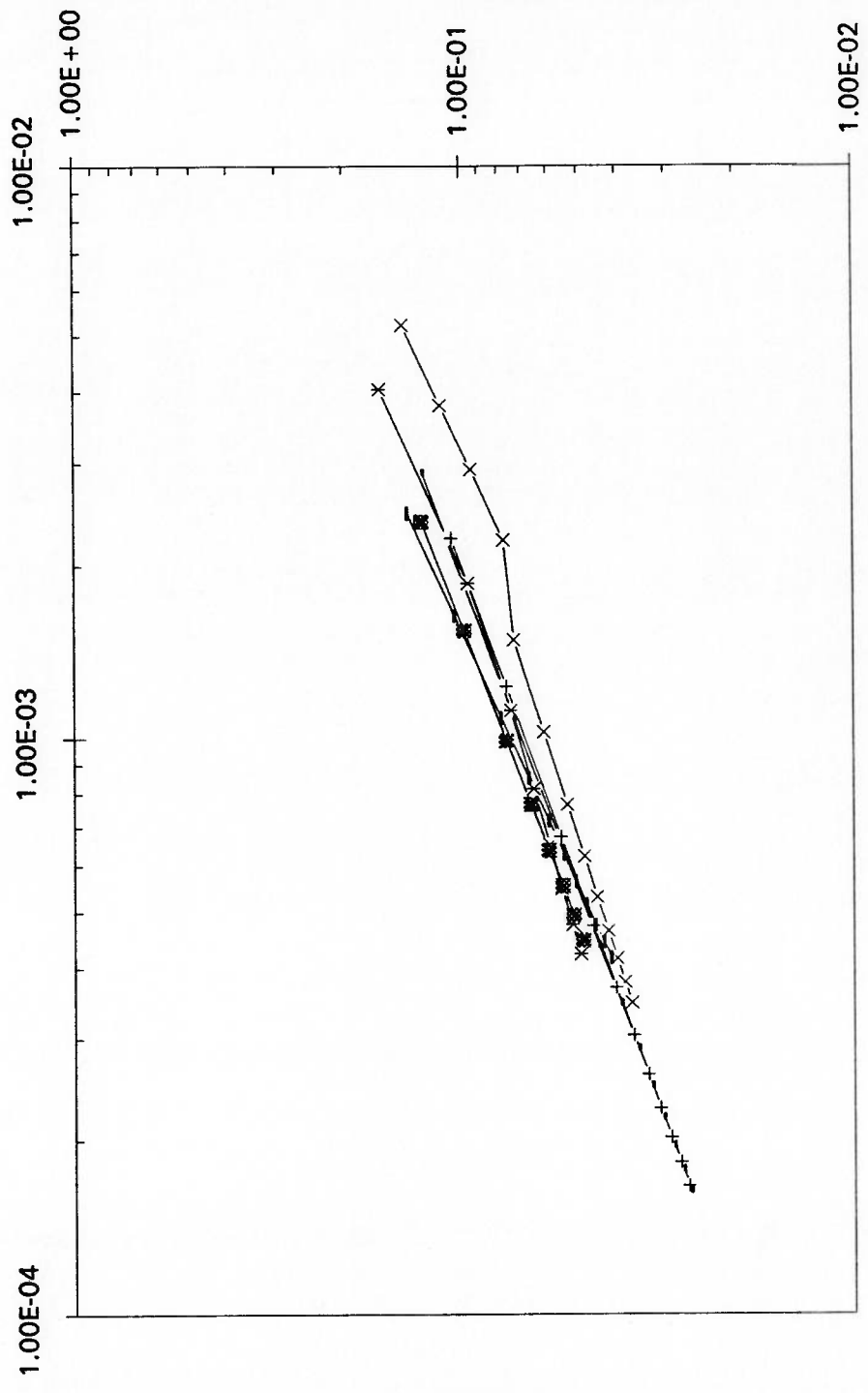


Figura 4.15 Resultados (parciais): Critério # 3-3.



O critério # 3-4 compara P por Ntu mantendo fixos V e  $A_f$ . Este critério é interessante porque fixando V e  $A_f$ , fixamos também L e, portanto, em termos de geometria, não podem haver alterações nas superfícies, ficando livre a comparação entre P e Ntu. Ou seja, Ntu só poderá variar com a variação do fluxo de calor, ou com o coeficiente de película ou com a diferença de temperatura, e P também somente poderá variar com os parâmetros do quais depende que não sejam geométricos.

Os resultados são mostrados nas figuras 4.16 e 4.17 (parcial - somente para as superfícies OSF3, OSF4, PFRs, PFTs, OSF5 e Louv). A melhor superfície continua sendo a OSF3 e a classificação das superfícies segundo este critério é ilustrada na figura 4.13, pois tal como o critério # 3-3, este também, em termos de hierarquização das superfícies, apresenta o mesmo resultado que o critério # 3-2. Aliás, se compararmos bem as figuras 4.10 - classificação das superfícies segundo o critério # 3-1 - e 4.13 - classificação das superfícies segundo os critérios # 3-2, # 3-3 e # 3-4 -, notaremos grande semelhança, pois a ordem das superfícies não foi alterada. A única diferença ocorrida é que o 3º e 4º lugares da figura 4.10 são ocupados respectivamente pelas superfícies C&P e o grupo de Rib's e na figura 4.13 todas essas quatro superfícies ocupam o 3º lugar. Esta igualdade de resultados, em termos de hierarquização, entre os quatro "sub-critérios" do critério # 3 revela, a princípio, pois não testamos todas as outras comparações possíveis dadas na tabela 3.2, que as comparações possíveis do critério # 3 não alteram significativamente a classificação das superfícies - que está ligada com o desempenho de cada uma -, mas somente o

comportamento dos resultados, apresentando ora curvas crescentes (critérios # 3-3 e # 3-4), ora decrescentes (critério # 3-2) ou ora crescentes e decrescentes no mesmo critério (critério # 3-1).

Mais especificamente sobre o critério # 3-4, poderíamos pensar que este critério é semelhante ao critério # 1, onde compara-se  $Ntu/V \times P/V$  e o critério # 3-4 compara  $P \times Ntu$  com  $V$  e  $A_f$  fixos. Sem dúvida, há semelhança entre os dois e o fato das melhores superfícies segundo o critério # 1 serem a Pin e OSF1 e no critério # 3-4 estas mesmas serem as piores somente reforça a semelhança, pois no critério # 1 queremos superfícies que apresentem alta eficiência na transferência de calor, mesmo que alcancem altas potências de bombeamento, e no critério # 3-4 queremos superfícies que apresentem baixa potência de bombeamento com alta transferência de calor. Basta observar com atenção os resultados dos dois critérios para se notar a inversão nos resultados, mas que também não chega a ser completa, pois o critério # 3-4, além de  $V$ , também mantém  $A_f$  fixa.

$$Nu^*_{v,A_f} = \frac{j}{\sigma \cdot Re}$$

$$P^*_{v,A_f} = \frac{f}{\sigma^3 \cdot Re}$$

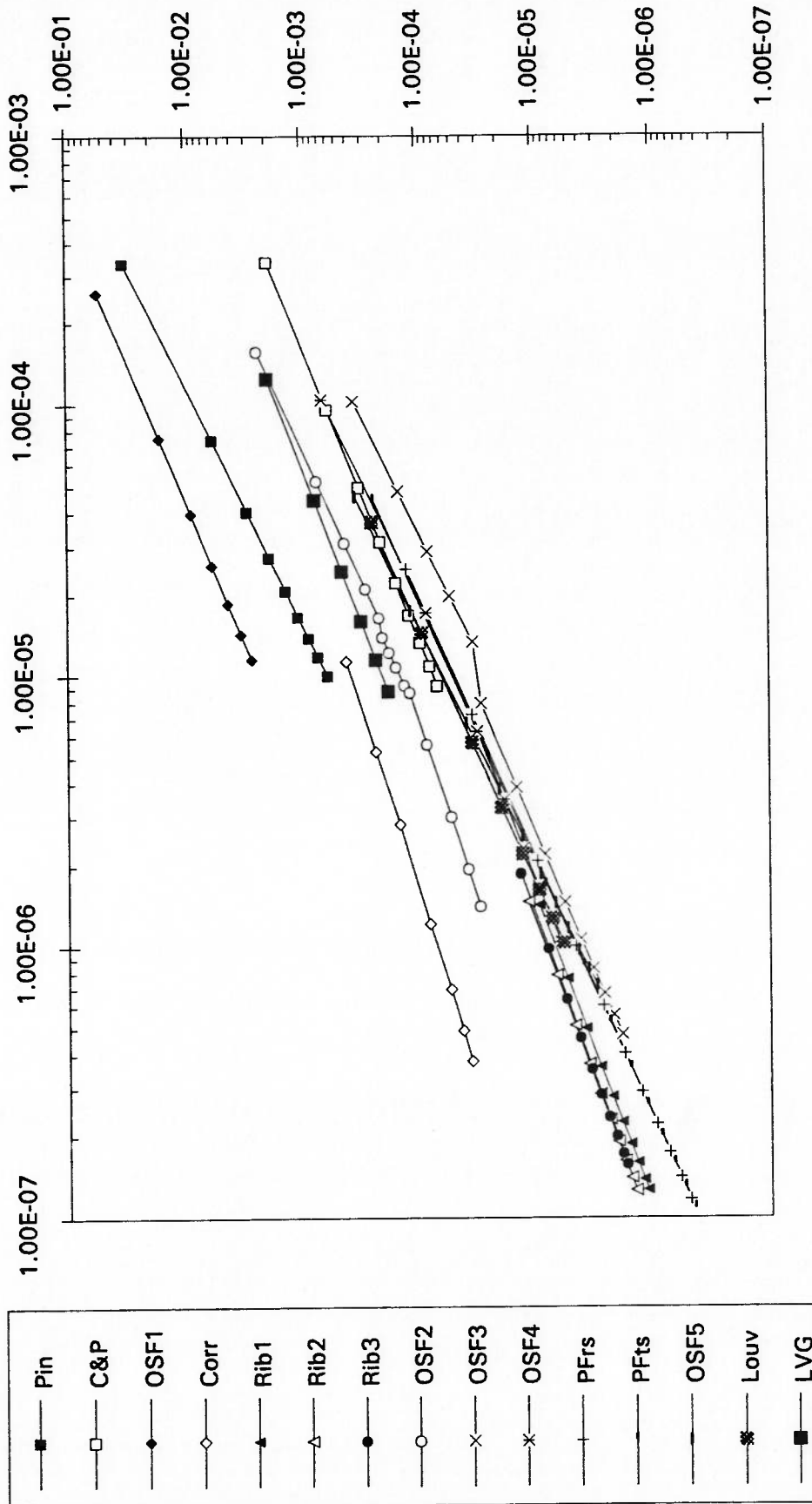


Figura 4.16 Resultados: Critério # 3-4.

$$Ntu^*_{v,A_f} = \frac{j}{\sigma \cdot Re}$$

$$P^*_{v,A_f} = \frac{f}{\sigma^3 \cdot Re}$$

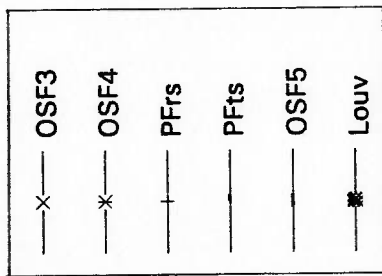
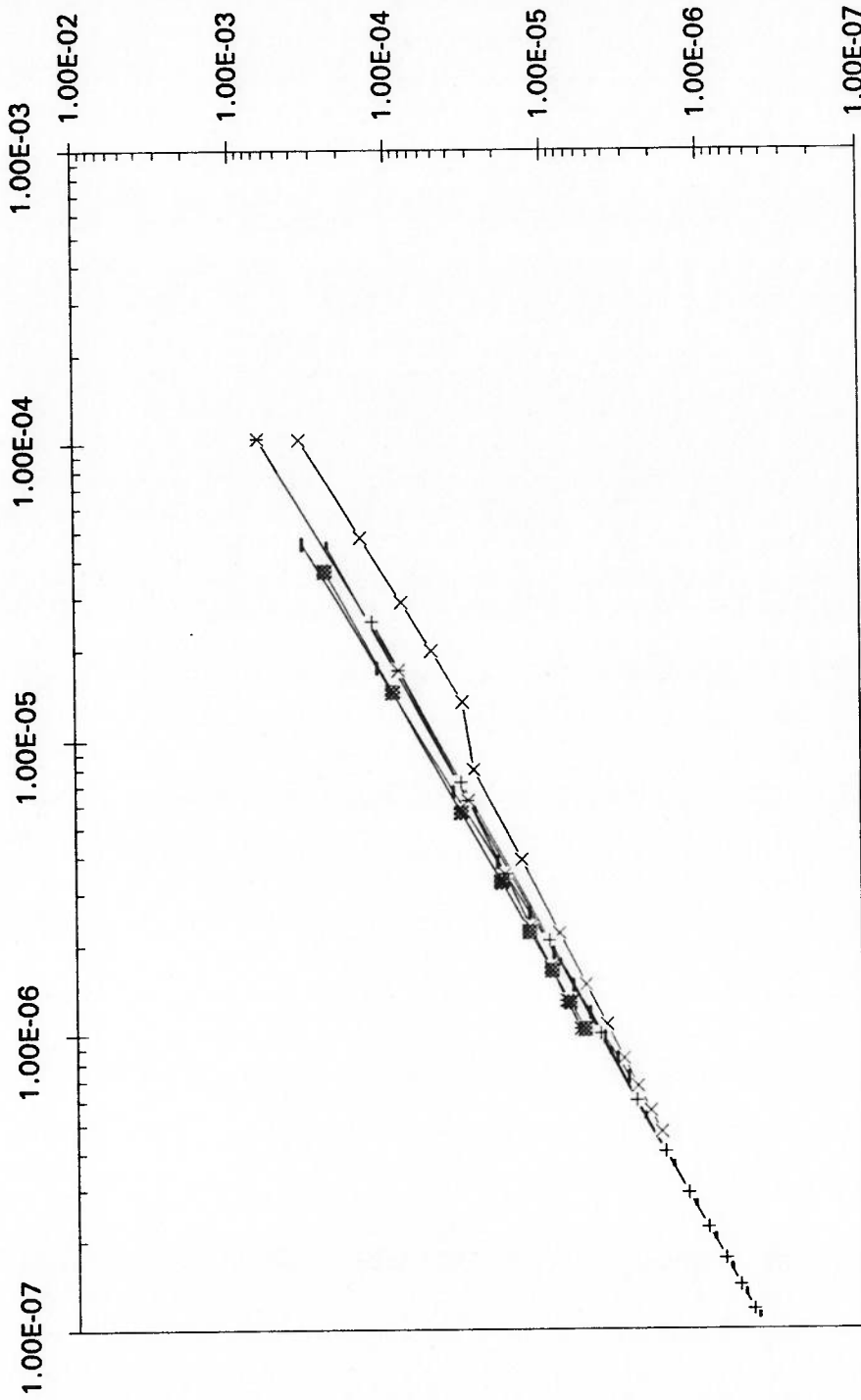


Figura 4.17 Resultados (parciais): Critério # 3-4.

No geral, em relação a todos os resultados do critério # 3, i.e., critérios # 3-1, # 3-2, # 3-3 e # 3-4, podemos apontar as seguintes conclusões e características:

a) a superfície OSF3 se mostrou a melhor das 15 superfícies selecionadas;

b) as superfícies OSF2, LVG, Corr, Pin e OSF1 as piores;

c) as superfícies PFrs, PFTs, OSF5, OSF4, Louv, C&P, Rib1, Rib2 e Rib3 ocupam um nível intermediário de desempenho;

d) o fato de comparações diferentes levarem ao mesmo resultado em termos de classificação das superfícies indica, a princípio, que qualquer comparação entre as possíveis de serem feitas no critério # 3 não altera significativamente a hierarquização das superfícies, mas somente o comportamento dos resultados (apresentando curvas crescentes ou decrescentes) individuais de cada comparação;

e) em todos os resultados do critério # 3, a superfície LVG apresenta como característica a necessidade de uma área frontal grande, se comparada com tantas outras superfícies que não a necessitam. Esta característica já havia sido apontada na revisão bibliográfica<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup>cfr. página 36 deste trabalho.

#### 4.4 - Critério # 4

Este critério, proposto por Webb [80], tem como objetivo comparar as superfícies quanto à área total, ou superficial,  $A$ , de transferência de calor, para indicar qual superfície necessita menor área de transferência de calor para fornecer, em termos quantitativos, o mesmo nível de transferência de calor. Faz isso escolhendo uma superfície como referência e comparando as demais com relação a esta. Também, seguindo o mesmo raciocínio, compara a área de escoamento livre mínima,  $A_c$ , que é semelhante a comparar-se a área frontal,  $A_f$ , posto que  $A_f = A_c/\sigma$ .

A superfície escolhida como referência neste critério, dentre as 15 selecionadas, foi a PFrS. Já vimos no critério # 1 que esta superfície é uma das piores em termos de eficiência na transferência de calor. É de se esperar que qualquer superfície, dentre as 14 restantes, possuam uma eficiência no mínimo igual a esta superfície. Outro fator é que a superfície PFrS é a mais simples de todas em termos geométricos, permitindo que  $A_0$  (área superficial de transferência de calor da superfície de referência) seja facilmente calculável e, portanto, qualquer relação  $A/A_0$  encontrada nos permita chegar ao valor de  $A$  com maior simplicidade e agilidade, sendo esta área  $A$ , a área de qualquer uma das outras superfícies que se esteja comparando com a superfície PFrS.

É importante também que se esclareça que a escolha da superfície de referência é absolutamente livre. Suponhamos que tenhamos escolhido como superfície de referência a melhor dentre

todas as superfícies que se pretende comparar. Nos resultados todas as curvas terão  $A/A_0 > 1$ . Isso imediatamente nos revelaria que a superfície de referência é a melhor dentre todas as superfícies que estão sendo submetidas à comparação. O mesmo raciocínio é válido para as comparações de  $A_c/A_{c0}$ .

Nos resultados temos duas comparações sendo feitas, uma de  $A/A_0$  e outra de  $A_c/A_{c0}$ . Vamos comentá-las separadamente e depois juntas.

Os resultados de  $A/A_0$  são mostrados na figura 4.18. Destes, podemos estabelecer três níveis de desempenho. O primeiro, das melhores superfícies, composto pelas superfícies LVG, Louv, Pin, OSF4, OSF5 e OSF3; o segundo, das piores superfícies, onde aparecem as superfícies Rib1, Rib2, Rib3, OSF1 e PFts, que para alguns valores de  $Re_0$  chegam a apresentar  $A/A_0 > 1$ , o que é indesejável em se tratando da superfície de referência em questão; o terceiro nível, ocupado somente pela superfície OSF2, é um nível intermediário, que embora não apresente valores de  $A/A_0 > 1$ , está destacadamente acima das superfícies que ocupam o primeiro nível.

Dentre as melhores superfícies destacam-se a LVG e a Pin. A primeira, para  $Re_0 = 4000$  apresenta  $A/A_0 = 0,2$ , ou seja, uma redução de 80% na área superficial e a segunda, para  $Re_0 = 10000$ , nos dá  $A/A_0 = 0,1$ , 90% de redução na área superficial. Essas reduções devem ser entendidas com relação a  $A_0$ . 80% de redução na área superficial para a superfície LVG, por exemplo, significa que esta superfície necessita apenas de 20% da área total de transferência de calor da superfície PFrs para fornecer o mesmo nível de transferência de calor. O mesmo deve ser

entendido para qualquer ponto de qualquer curva apresentada na figura 4.18.

A classificação das superfícies, em termos de  $A/A_0$ , é mostrada na figura 4.19. Uma característica relevante nesta figura é que a compactação das superfícies não é determinante neste critério, característica esta que era muito importante nos critérios anteriores. Isso fica patente quando encontramos a superfície OSF1 em 11º lugar, a superfície OSF5 (maior das OSF) em 4º lugar e a OSF3 (segunda mais compacta das OSF) em 6º lugar, atrás portanto da OSF5, e assim sucessivamente. Na verdade, apesar do resultado deste critério ser exposto de forma geométrica,  $A/A_0$ , ele não analisa o desempenho das superfícies somente segundo seus parâmetros geométricos, mas além desses combina a geometria dada em função do diâmetro hidráulico,  $D_h$ , com o compromisso entre a transferência de calor, em função de  $j$ , e a perda de pressão, em função de  $f$  - ver eqs. (3.69) e (3.71). Portanto, os resultados expressam o compromisso de vários parâmetros envolvidos numa superfície de intensificação de transferência de calor.



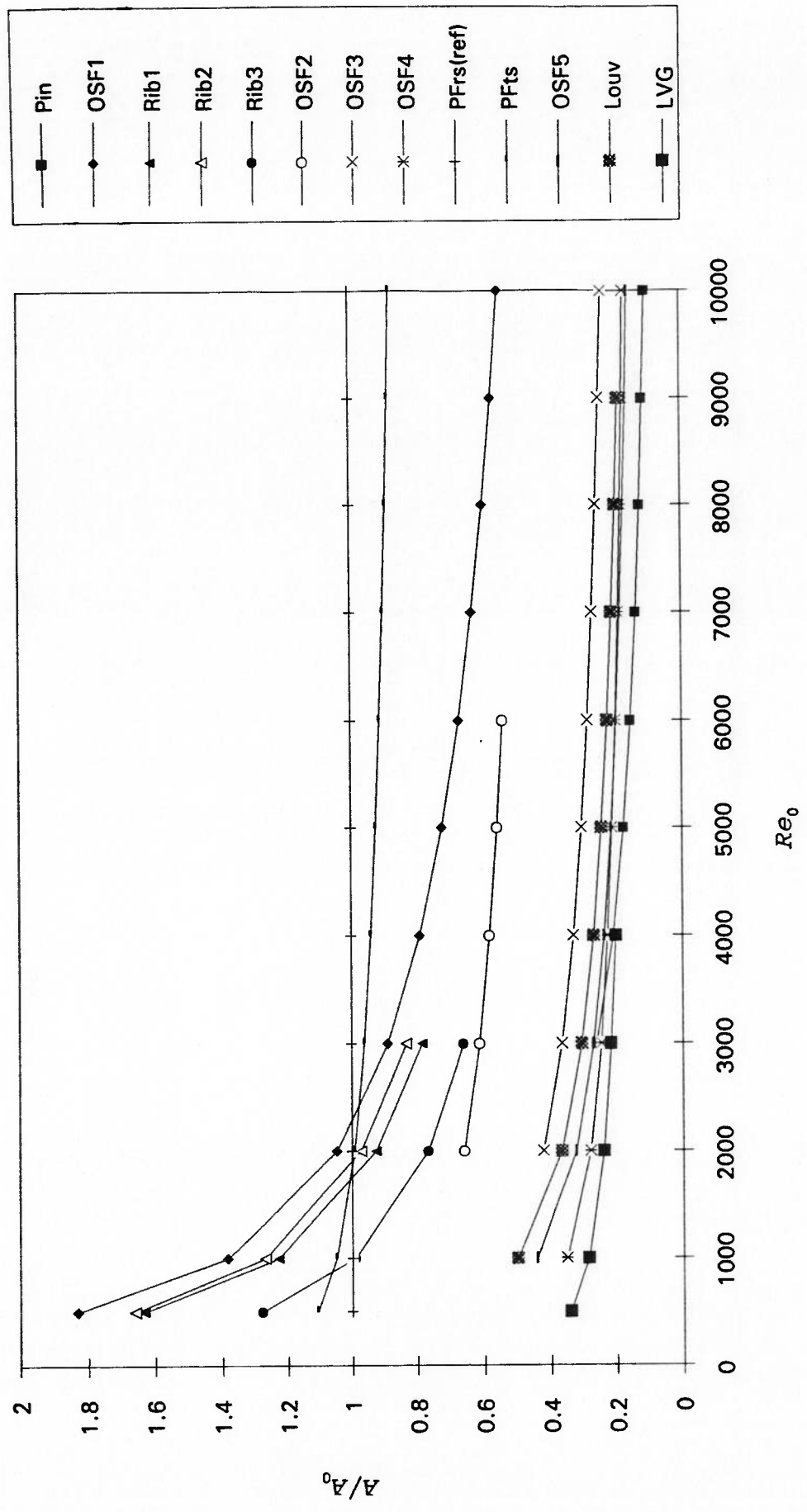


Figura 4.18 Resultados: Critério # 4 para  $A/A_0$ .

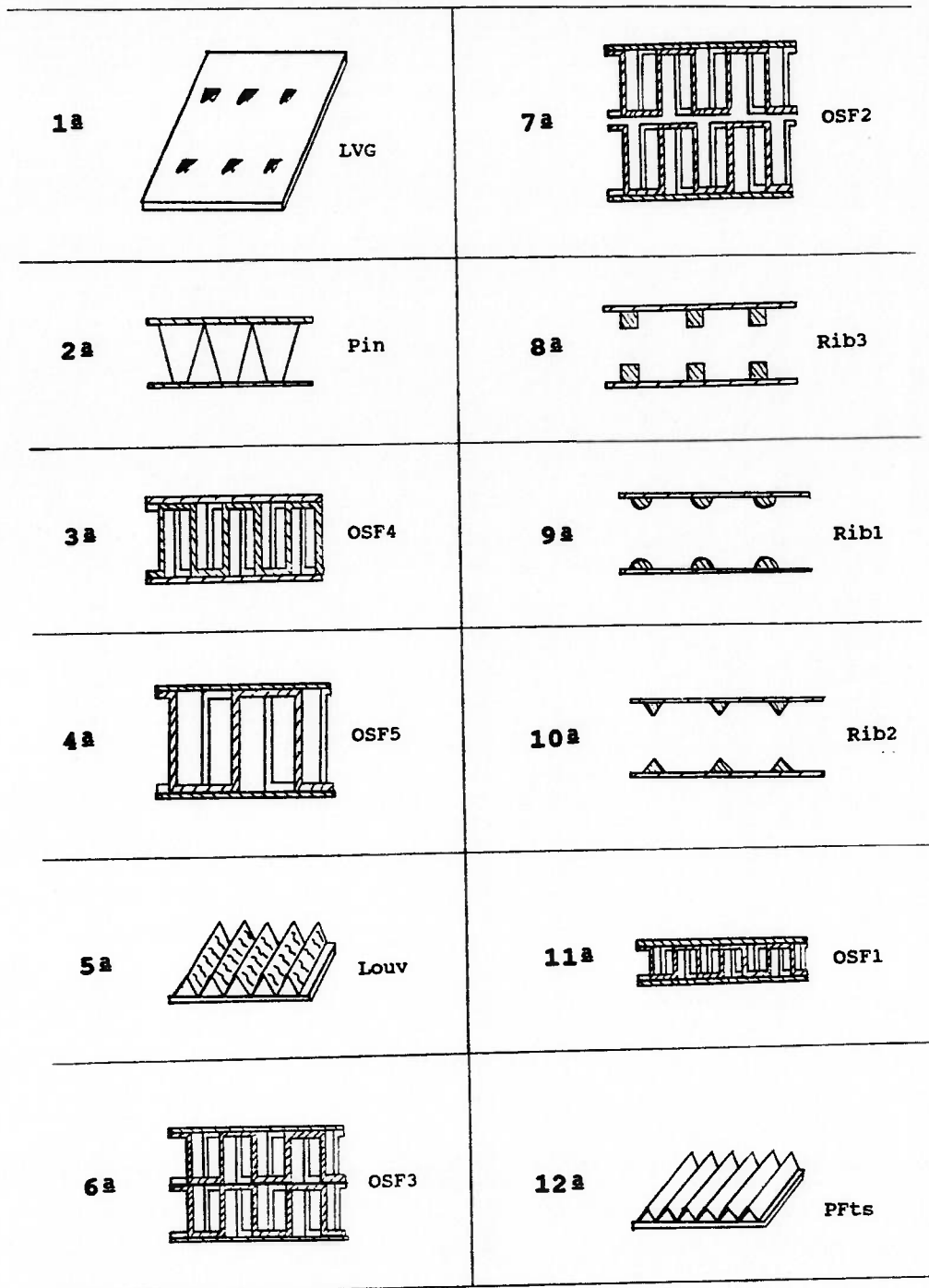


Figura 4.19 Classificação das superfícies segundo o critério # 4 para  $A/A_0$ .

Quanto à comparação feita pelo critério # 4 em termos de  $A_c/A_{c0}$ , os resultados são apresentados nas figuras 4.20 e 4.21 (parcial - não apresenta a superfície OSF1, que por apresentar um comportamento muito destacado das demais superfícies, não nos permite avaliar com exatidão os resultados na figura 4.20).

Chama muito a atenção o comportamento estranho da superfície OSF1 em relação as demais. Pois só ela apresenta  $A_c/A_{c0}$  na faixa de 5,3 a 6,3, aproximadamente, enquanto para as outras superfícies esta relação não ultrapassa de 1,8. A explicação para este comportamento fica mais clara quando comparamos a superfície OSF1 com a Pin, ambas compactas e que apresentam os menores valores de  $D_h$  dentre todas. A tabela 4.1 nos mostra valores de  $Re_0/Re$  e  $A_c/A_{c0}$  para alguns valores de  $Re_0$ , para ambas as superfícies.

Tabela 4.1 Comparação entre as superfícies OSF1 e Pin em termos de  $A_c/A_{c0}$

$Re_0$	OSF1 $D_h/D_{h0} = 0,2644$			Pin $D_h/D_{h0} = 0,0721$		
	Re	$Re_0/Re$	$A_c/A_{c0}$	Re	$Re_0/Re$	$A_c/A_{c0}$
500	24,68	20,26	5,36	23,96	20,87	1,51
2000	91,52	21,85	5,85	102,11	19,59	1,41
5000	217,64	22,97	6,07	266,21	18,78	1,35
7500	319,31	23,49	6,21	406,81	18,44	1,33
10000	419,12	23,86	6,31	549,61	18,19	1,31

Como pode-se observar na tabela 4.1, os valores de  $Re_0/Re$  não diferem muito de uma superfície para outra, mesmo

assim as relações entre  $A_c/A_{c0}$  são bem diferentes. O que acontece é que a relação entre  $D_h/D_{h0}$  é menor para a superfície Pin do que para a OSF1 - veja eq. (3.72) -, ou seja, o  $D_h$  da superfície Pin, sendo bem menor que o da OSF1, leva a resultados mais próximos das demais superfícies. O que este critério está mostrando é que o valor de  $D_h$  para a superfície OSF1 é muito elevado. Esta superfície deveria possuir um  $D_h$  bem menor de o atual para poder apresentar um comportamento semelhante às demais superfícies. Se observarmos a tabela 3.9 veremos que a altura de separação entre as placas,  $b$ , para a superfície OSF1 é de 1,95 mm, enquanto para a Pin é de 0,51 mm. Ou seja, a superfície OSF1 é uma superfície de canais muito estreitos e altos se comparada a Pin. É lógico, portanto, que exigirá uma área mínima de escoamento livre,  $A_c$ , maior. E o próprio fato de  $b$  ser elevado, resulta num valor de  $D_h$  também elevado - veja eq. (3.103).

Com relação às demais superfícies, podemos estabelecer dois tipos de comportamento, o das superfícies que aumentam a relação  $A_c/A_{c0}$  com o incremento de  $Re_0$ , pertencendo a este a OSF2, Rib1, Rib2, Rib3, LVG, OSF3 e OSF4 (embora para  $1000 \leq Re_0 \leq 2000$ , apresente um comportamento contrário, i.e.,  $A_c/A_{c0}$  decresce com o incremento de  $Re_0$ ) e o das superfícies que diminuem o valor da relação  $A_c/A_{c0}$  com o aumento de  $Re_0$ , pertencendo a este a Pfts, OSF5, Louv e Pin.

A classificação das superfícies quando no critério # 4 é avaliada a relação entre  $A_c$  e  $A_{c0}$  é apresentada na figura 4.22. O fato da superfície OSF3 ter alcançado o 1º lugar reforça o resultado apresentado por esta superfície nos critérios # 3-1, # 3-2 e # 3-3, onde avaliávamos a área frontal,  $A_f$ , pois naqueles

critérios esta superfície sempre obteve o 1º lugar também. Dizemos que reforça porque  $A_c$  é diretamente proporcional a  $A_f$ , com  $A_c = \sigma \cdot A_f$ .

Somente a superfície OSF3 permite uma redução da área mínima livre de escoamento e, mesmo assim, uma redução pequena. Isso quer dizer que a superfície de referência, PFrS, quando faz-se a avaliação de  $A_c/A_{c0}$ , é uma das melhores superfícies (também esta superfície sempre obteve bons resultados nos critérios # 3-1, # 3-2 e # 3-3).

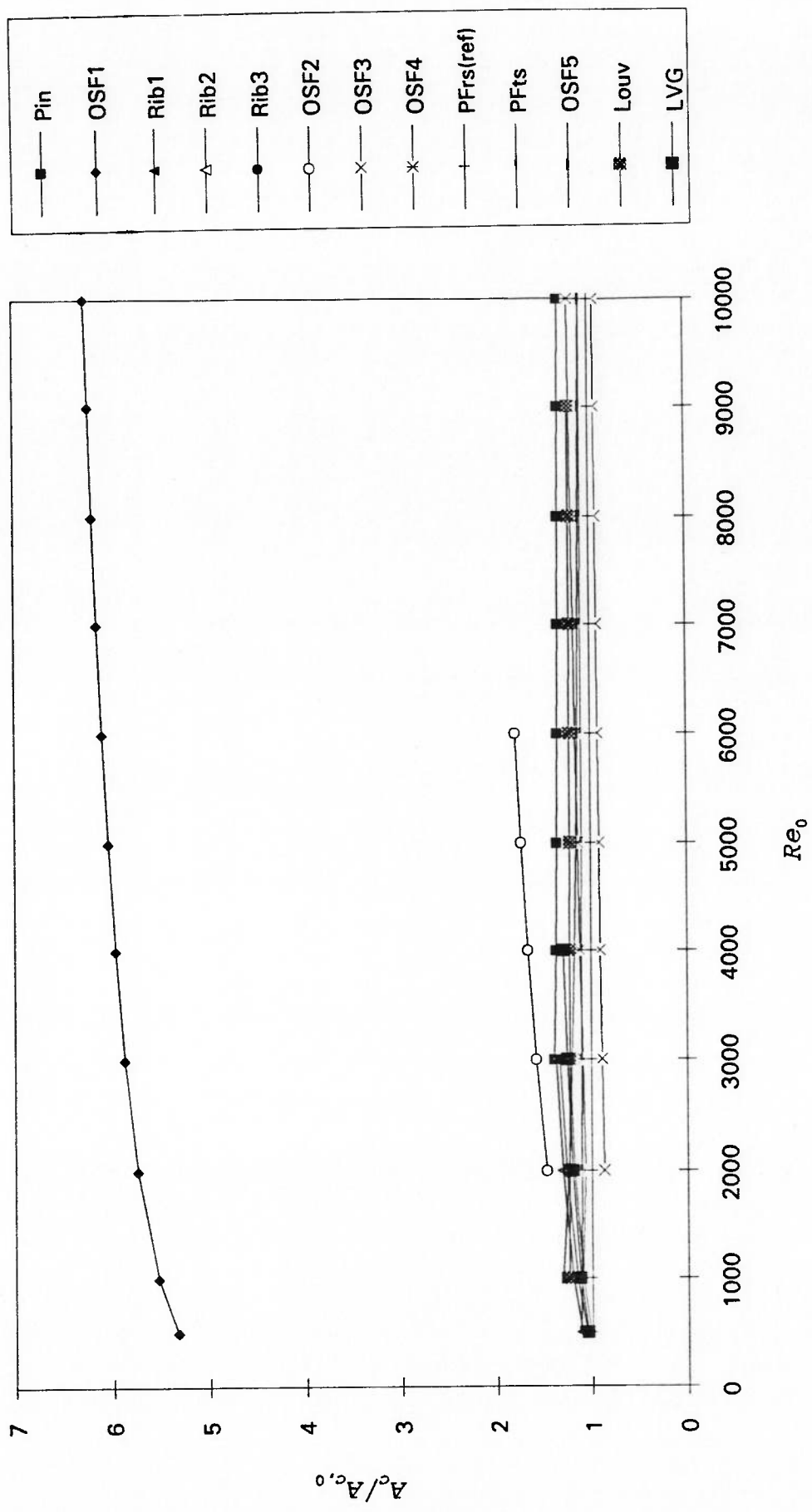


Figura 4.20 Resultados: Critério # 4 para  $A_c/A_{c0}$ .

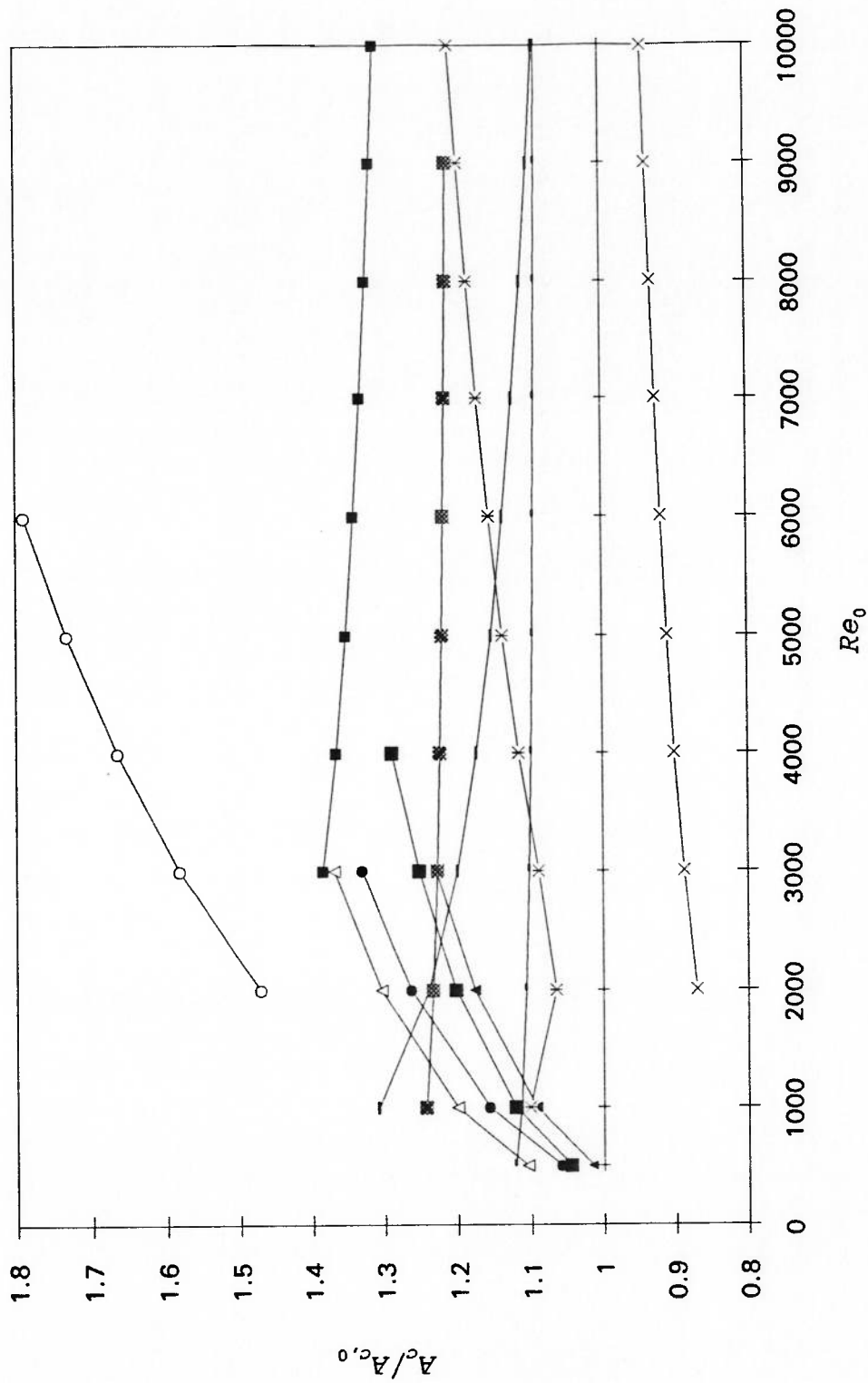


Figura 4.21 Resultados: Critério # 4 para  $A_c/A_{c0}$ . Não inclui a superfície OSF1.

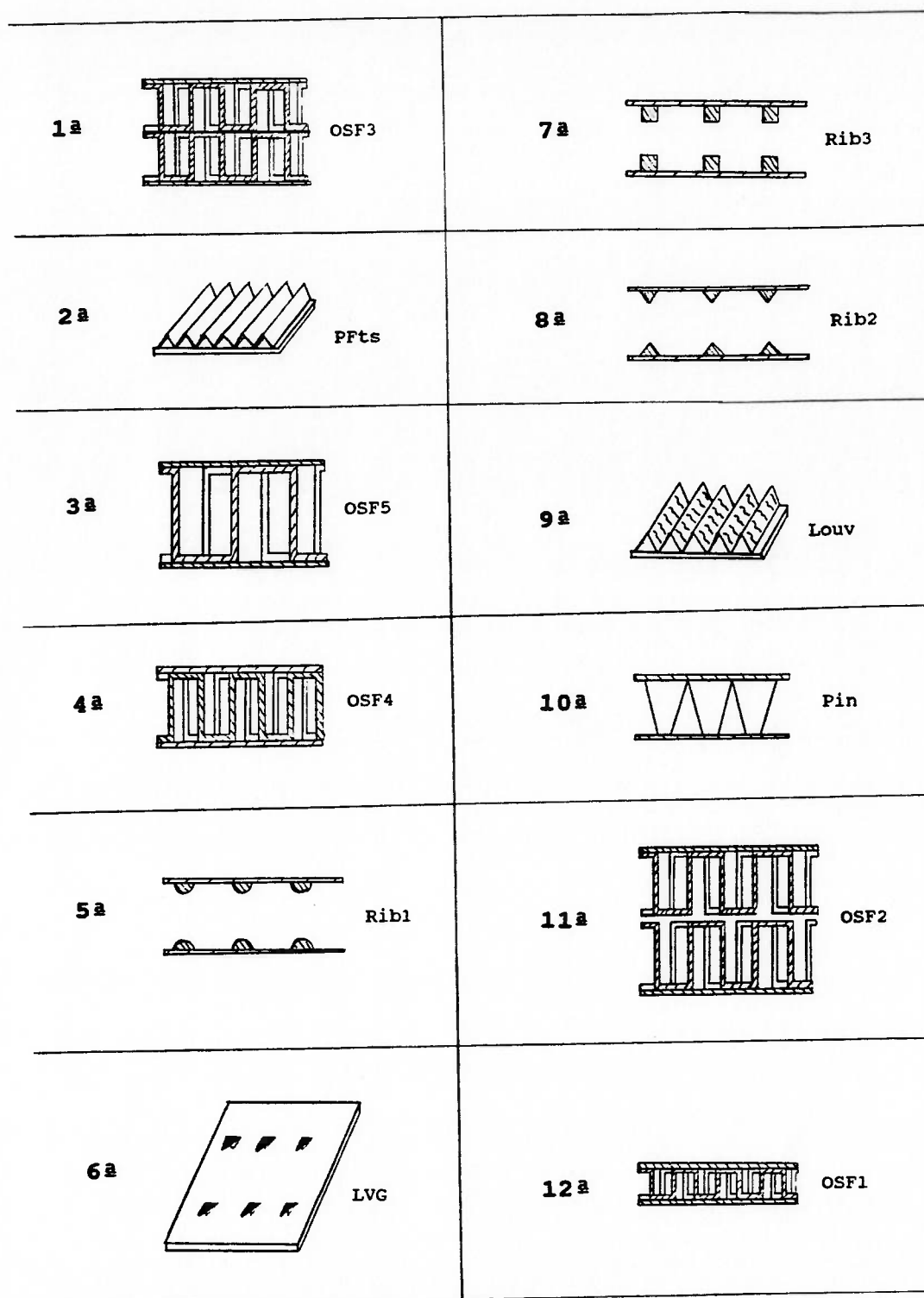


Figura 4.22 Classificação das superfícies segundo o critério # 4 para  $A_c/A_{c0}$ .



Comentando agora o critério # 4 quanto aos dois resultados, i.e., a avaliação das relações  $A/A_0$  e  $A_c/A_{c0}$  simultaneamente, podemos dizer que se uma compactação vertical de um trocador de calor compacto composto por qualquer uma das superfícies aplicadas a este critério fosse exigida, a melhor escolha seria a superfície OSF3. Por outro lado, se a compactação exigida fosse longitudinal, i.e., no sentido do escoamento, as melhores escolhas seriam as superfícies LVG ou Pin. Isto porque compactar verticalmente significa obter a menor relação entre  $A_c$  e  $A_{c0}$  e longitudinalmente, a menor relação entre  $A$  e  $A_0$ .

As superfícies OSF5 e OSF4 podem ser boas escolhas quando se desejar o melhor compromisso entre a compactação vertical e longitudinal, porque quando se aplica o critério # 4 para a relação  $A/A_0$  a posição destas superfícies é de 3º lugar para a OSF4 e 4º lugar para a OSF5, e quando a relação procurada é  $A_c/A_{c0}$ , ambas aparecem empatadas em 3º lugar. Como os primeiros e segundos lugares variam para as duas relações avaliadas neste critério, estas superfícies constituem a melhor escolha segundo o objetivo apresentado acima.

Dois esclarecimentos devem ser feitos para qualquer resultado do critério # 4 aqui apresentado. O primeiro refere-se ao fato de que não aparecem neste critério as superfícies Corr e C&P. Com relação à superfície Corr, sua aplicação torna-se impossível porque esta superfície apresenta o fator de atrito tabelado em função de  $Re$  e não na forma de uma correlação. A eq. (3.71) necessita que sejam fornecidas as correlações para  $f$  e para  $j$  para que então  $Re$  possa ser avaliado a partir de  $Re_0$ . Este é o motivo pelo qual a superfície Corr não pode ser aplicada ao

critério # 4.

A superfície C&P não foi aplicada pelo seguinte motivo: quando se calcula  $Re$  em função de  $Re_0$  pela eq. (3.71) é preciso que o valor encontrado para  $Re$  esteja dentro da faixa de validade em  $Re$  para a superfície em questão. Foi justamente isso o que impediu a aplicação da superfície C&P neste critério. Quando calculamos  $Re$  para  $Re_0 = 500$  (mínimo valor de  $Re$  na faixa de validade da superfície PFr<sub>s</sub>, superfície de referência), o valor encontrado de  $Re$  para C&P ficou muito próximo do valor de 2600 (que é o limite de validade em  $Re$  para a superfície C&P), para  $Re_0 = 1000$ , o valor encontrado para  $Re$  já ultrapassou a 2600. Ora, se aplicássemos a superfície C&P neste critério, obteríamos uma curva muito curta e inexpressiva com relação às demais superfícies, e este foi o motivo pelo qual preferimos não aplicar a superfície C&P no critério # 4.

O segundo esclarecimento a ser feito diz respeito ao que foi comentado para a superfície C&P. Quase todas as superfícies aplicadas neste critério, mais especificamente, as superfícies Pin, Rib1, Rib2, Rib3, OSF2, OSF3, OSF4, OSF5, Louv e LVG, não apresentam suas curvas abrangendo toda a faixa de  $Re_0$ , ou seja, de 500 a 10000. Isto ocorreu quando calculou-se  $Re$  em função de  $Re_0$ , pois para todas essas superfícies, ou no começo da faixa de  $Re_0$ , ou no final, os valores de  $Re$  encontrados para as superfícies acima caíram fora das respectivas faixas de validade. Portanto, embora apareça de forma mascarada, pois o que se vê nos gráficos do critério # 4 é  $Re_0$  e não  $Re$ , essas superfícies começam ou terminam suas curvas em valores diferentes de  $Re_0$ , que não 500 e nem 10000. Somente as superfícies PFTs e

OSF1 abrangem toda a faixa de  $Re_0$ .

## Capítulo 5 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Após analisarmos os resultados individualmente para cada critério, é conveniente que façamos uma análise geral dos mesmos e a partir desta indiquemos possíveis trabalhos futuros. As conclusões deste trabalho serão os próprios comentários que teceremos à seguir com relação aos resultados gerais.

A consideração, ou conclusão, mais importante que se chega após analisar os resultados é: **critérios diferentes nos levam a resultados distintos para a mesma superfície, dependendo do parâmetro analisado.**

Basta observarmos com atenção os resultados para chegarmos a esta conclusão. Com efeito, os objetivos que cada critério busca, eficiência na transferência de calor no critério # 1, menor destruição de exergia no critério # 2, diminuição da área frontal nos critérios # 3-1, # 3-2 e # 3-3, diminuição da potência de bombeamento com aumento no número de unidades de transferência no critério # 3-4 e avaliação da redução da área total de transferência de calor ou da área mínima livre de escoamento no critério # 4, aliados às restrições de cada critério, provocam uma diversidade enorme de resultados, fazendo com que superfícies que obtêm excelentes resultados em um critério tenham péssimos resultados em outros. Um exemplo, dentre tantos ocorridos é o da superfície Pin. No critério # 1 e no critério # 4 para  $A/A_0$  esta superfície fica em 1º e 2º lugares respectivamente para depois nos critérios # 3-1 a # 3-4 ocupar a 7ª colocação.

Quanto a estes resultados, o que podemos estabelecer

é que: possuir mais de um critério de avaliação de desempenho para analisar superfícies de intensificação de transferência de calor é fundamental.

Uma característica que encontramos nos resultados é a de que todas as superfícies que obtiveram boas colocações em termos de transferência de calor, quando foram avaliadas segundo a perda de pressão colocaram-se entre as piores. Este vem a ser, hoje em dia, um grande problema tanto para pesquisadores, como para a indústria que estão envolvidos com projeto e fabricação de trocadores de calor compactos. Este grande problema é o que poderíamos chamar de "A Barreira da Perda de Pressão". Quando se projeta uma superfície de intensificação de transferência de calor, o que se deseja é que esta forneça o máximo possível, quantitativa e qualitativamente falando, de transferência de calor e o mínimo de perda de pressão. O primeiro já se consegue com uma eficiência razoável, basta ver os resultados de superfícies como a Pin e LVG, mas o segundo precisa ser muito pesquisado e analisado ainda. Uma pesquisa orientada neste sentido se torna muito necessária no contexto apresentado neste trabalho e daria, se bem feita, um excelente trabalho futuro.

O critério # 3, como vimos, pelo menos nos quatro "sub-critérios" analisados, não varia a classificação das superfícies. Seria interessante também que se verificasse esta possível característica, que se confirmada, traria como consequência a aplicação de apenas uma ou duas das comparações possíveis neste critério para estabelecer com segurança a classificação das superfícies. Para essa verificação, ter-se-ia que aplicar um grupo significativo de superfícies a todas as comparações

possíveis dadas na tabela 3.2.

Um trabalho muito interessante que poderia ser feito seria colocar todos esses critérios e mais alguns, se achar-se necessário, em um programa de computador. Desta forma se agilizaria a análise de desempenho de qualquer grupo de superfícies com maior agilidade e perfeição. Neste programa, o autor poderia incluir ainda o procedimento da redução das correlações à mesma base e da apresentação da classificação das superfícies. De fato, um trabalho como este resultaria num *software* de grande auxílio para um projetista, pois poderia apontar:

- a superfície ideal segundo os objetivos de desempenho que se deseja;
- o desempenho de determinadas superfícies;
- uma idéia da geometria para uma nova superfície, que seja intermediária entre duas superfícies já existentes, de modo que se possa projetá-la com maior agilidade.

No critério # 3, uma modificação poderia ser interessante. Esta seria a introdução, nas alternativas de comparação, da área superficial de transferência de calor. Com isso aumentar-se-ia a gama de comparações possíveis e tornaria este critério mais completo. Poderia-se verificar também a possibilidade da introdução de uma variável termodinâmica, como a da destruição de exergia, e assim sucessivamente.

O critério # 2 é um dos mais completos dos quatro critérios aqui avaliados, pois combina geometria, transferência de calor e geração de atrito numa única variável, a destruição de exergia. Mas tem um inconveniente, a adimensionalização feita

em relação a um estado de referência. Melhor seria que este critério adimensionalizasse a destruição de exergia em relação a mesma destruição em uma outra superfície, como propõe Bejan [4] - cfr. Apendice A. Esta idéia é utilizada no critério # 4, quando se compara a área superficial de transferência de calor ou a área mínima de escoamento livre em relação a uma superfície de referência.

Finalmente, e este cometário também tem caráter de conclusão, não podemos falar que tal critério é melhor do que outro. Isto é relativo. Cada critério avalia o desempenho das superfícies submetidas a ele segundo suas limitações e objetivos. Isso é muito importante, porque se desejarmos, podemos aplicar somente um critério para escolher a melhor superfície, desde que já se tenha os objetivos e limitações pré-estabelecidos. Dentre diversas superfícies, pode-se escolher a melhor para alcançar determinado objetivo e as limitações do critério ao qual vamos submeter estas superfícies não afetam a aplicação futura da superfície escolhida. Esse procedimento de aplicação de somente um critério não é contraditório com o que dizíamos acima, de que é necessário avaliar as superfícies através de mais de um critério. Lá comentávamos com relação ao desempenho geral das superfícies, i.e., submetendo-as a análise através de vários parâmetros, aqui apontamos um desempenho específico, um objetivo específico.

## BIBLIOGRAFIA

- 1- AFANASIEV, V.N.; CHUDNOVSKY, Ya.P.; LEONTIEV, A.I. Physical mechanisms of vortex heat transfer enhancement. In: EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER, 31., Bochum, 1993. Proceedings of the seminar. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.3-10.
- 2- AL-FAHED, S.F.; AYUB, Z.H.; AL-MARAFIE, A.M.; SOLIMAN, B.M. Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.7, n.3, p.249-53, Oct.1993.
- 3- BALARAS, C.A. A review of augmentation techniques for heat transfer surfaces en single-phase heat exchangers. *Energy*, v.15, n.10, p.899-906, 1990.
- 4- BEJAN, A. *Entropy generation through heat and fluid flow*. New York, John Wiley & Sons, 1982.
- 5- BEJAN, A.; MOREGA, A.M. Optimal arrays of pin fins and plate fins in laminar forced convection. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.115, n.1, p.75-81, Feb.1993.
- 6- BERGLES, A.E. Some perspectives on enhanced heat transfer - second-generation heat transfer technology. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.110, n.4, p.1082-96, Nov.1988.
- 7- BERGLES, A.E. Heat transfer enhancement: second generation heat transfer technology. /Apresentado ao 11. Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo, 1991/
- 8- BISWAS, G.; CHATTOPADHYAY, H. Heat transfer in a channel with built-in wing-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.35, n.4, p.803-14, Apr.1992.
- 9- BISWAS, G.; MITRA, N.K. Numerical investigation of heat transfer and flow loss in a fin-tube heat exchanger element with longitudinal generators. In: EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER, 31., Bochum, 1993. Proceedings of the seminar. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.215-23.
- 10- BISWAS, G.; MITRA, N.K.; FIEBIG, M. Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.37, n.2, p.283-91, Jan.1994.
- 11- BRIGHAM, B.A.; VanFOSSEN, G.J. Length to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, v.106, n.1, p.241-5, Jan.1984.



- 12- BROCKMEIER, U.; FIEBIG, M.; GÜNTERMANN, T.; MITRA, N.K. Heat transfer enhancement in fin-plate heat exchangers by wing type vortex generators. *Chemical Engineering & Technology*, v.12, n.4, p.288-94, Aug.1989.
- 13- BROCKMEIER, U.; GÜNTERMANN; FIEBIG, M. Performance evaluation of a vortex generator heat transfer surface and comparison with different high performance surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.10, p.2575-87, Jul.1993.
- 14- BUTTERWORTH, D.; MASCONI, C.F. Heat transfer heads into the 21st century. *Chemical Engineering Progress*, v.87, n.9, p.30-7, Sept.1991.
- 15- CHANG, B.H.; MILLS, A.F. Turbulent flow in a channel with transverse rib heat transfer augmentation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.6, p.1459-69, Apr.1993.
- 16- CHYU, M.K. Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with pin-endwall fillet. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.112, n.4, p.926-32, Nov.1990.
- 17- COWELL, T.A. A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.112, n.2, p.288-94, May 1990.
- 18- DUBROVSKY, E.V.; VASILIEV, V.Ya. Enhancement of convective heat transfer in rectangular ducts of interrupted surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.31, n.4, p.807-18, Apr.1988.
- 19- DYAKOV, I.I.; PYSHKIN, B.E. Compact heat exchangers based on individually finned flat multichannel tubes. *Heat Recovery Systems & CHP*, v.11, n.5, p.385-91, 1991.
- 20- ECHIGO, R.; YOSHIDA, H.; HANAMURA, K.; MORI, H. Fine-tube heat exchanger woven with threads. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.35, n.3, p.711-7, Mar.1992.
- 21- FARHANIEH, B.; HERMAN, Č.; SUNDÉN, B. Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in a grooved duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.6, p.1609-17, Apr.1993.
- 22- FIEBIG, M. Longitudinal vortex generators for heat transfer augmentation. In: *EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER*, 31., Bochum, 1993. *Proceedings of the seminar*. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.93-100.

- 23- FIEBIG, M.; BROCKMEIER, U.; MITRA, N.K.; GÜNTERMANN, T. Structure of velocity and temperature fields in laminar channel flows with longitudinal vortex generators. **Numerical Heat Transfer. Part A: Applications**, v.15, n.3, p.281-302, 1989.
- 24- FIEBIG, M.; KALLWEIT, P.; MITRA, N.; TIGGELBECK, S. Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.4, n.1, p.103-14, Jan.1991.
- 25- FISHER, E.M.; EIBECK, P.A. The influence of a horseshoe vortex on local convective heat transfer. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.112, n.2, p.329-35, May 1990.
- 26- FUJII, M.; SESHIMO, Y.; YAMANAKA, G. Heat transfer and pressure drop of perforated surface heat exchanger with passage enlargement and contraction. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.31, n.1, p.135-42, Jan.1988.
- 27- GARIMELLA, S.V.; EIBECK, P.A. Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.34, n.9, p.2431-3, Sept.1991.
- 28- GREINER, M.; CHEN, R.-F.; WIRTZ, R.A. Heat transfer augmentation through wall-shape-induced flow destabilization. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.112, n.2, p.336-41, May 1990.
- 29- GRYADUNOV, A.I.; SHIL'NIKOV, V.I.; MAMATISAKOV, D. Aerodynamic and thermal parameters of a flat-finned air heat exchanger. **Applied Solar Energy**, v.25, n.1, p.73-9, 1989.
- 30- HAN, J.C.; ZHANG, Y.M.; LEE, C.P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.113, n.3, p.590-6, Aug.1991.
- 31- HOCHDORFER, E.; GSCHWIND, P.; KOTTKE, V. Twisted tape vortex generators in duct flow: flow field, heat and mass transfer. In: **EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER**, 31., Bochum, 1993. **Proceedings of the seminar**. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.101-6.
- 32- HSIEH, S.-S.; WEN, M.-Y. Augmentative heat transfer in a vertical 2-pass tube through an air box by use of strip type inserts. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.36, n.12, p.3043-57, Aug.1993.
- 33- HU, X.; JACOBI, A.M. Local heat transfer behavior and its impact on a single-row, annularly finned tube heat exchanger. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.115, n.1, p.66-74, Feb.1993.

- 34- HUNG, Y.H.; LIN, H.H. An effective installation of turbulence promoters for heat transfer augmentation in a vertical rib-heated channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.35, n.1, p.29-42, Jan.1992.
- 35- JENSEN, S.S. Extended surface steel air coolers for industrial refrigeration. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v.43, n.8, p.41-51, Aug.1989.
- 36- JOHNSON, T.R.; JOUBERT, P.N. The influence of vortex generators on the drag and heat transfer from a circular cylinder normal to an airstream. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.91, n.1, p.91-9, Feb.1969.
- 37- JONES, G.F.; PRENGER, F.C. Analysis of screen heat exchanger. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.114, n.4, p.887-92, Nov.1992.
- 38- JOSHI, H.M.; WEBB, R.L. Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.30, n.1, p.69-84, Jan.1987.
- 39- JUBRAN, B.A.; HAMDAN, M.A.; ADBUALH, R.M. Enhanced heat transfer, missing pin, and optimization for cylindrical pin fin arrays. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.115, n.3, p.576-83, Aug.1993.
- 40- 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. Journal of Heat Transfer*, v.108, n.1, p.16-23, Feb.1986.
- 41- KALININ, E.K.; DREITSER, G.A.; PARAMONOV, N.V.; MYAKOCHIN, A.S.; TIKHONOV, A.I.; ZAKIROV, S.G.; LEVIN, E.S.; YANOVSKY, L.S. Comprehensive study of heat transfer enhancement in tubular heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.4, n.6, p.656-66, Nov.1991.
- 42- KAYS, W.M.; LONDON, A.L. *Compact Heat Exchangers*. 3.ed. New York, McGraw-Hill, 1984.
- 43- KHARTABIL, H.F.; CHRISTENSEN, R.N. An improved scheme for determining heat transfer correlations from heat exchanger regression models with 3 unknowns. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.5, n.6, p.808-19, Nov.1992.
- 44- KLINE, S.J.; McCLINTOCK, F.A. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, v.75, n.1, p.3-8, Jan.1953.
- 45- LAU, S. Experimental study of the turbulent flow in a channel with periodically arranged longitudinal vortex generators. In: *EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER*, 31., Bochum, 1993. *Proceedings of the seminar*. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.124-9.

- 46- LAZARIDIS, A. Heat transfer correlation for flow in a parallel-plate channel with staggered fins. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.110, n.3, p.801-2, Aug.1988.
- 47- LIOU, T.-M.; HWANG, J.-J. Turbulent heat transfer augmentation and friction in periodic fully developed channel flows. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.114, n.1, p.56-64, Feb.1992.
- 48- LIOU, T.-M.; HWANG, J.-J. Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.4, p.931-40, Mar.1993.
- 49- LIOU, T.-M.; HWANG, J.-J.; CHEN, S.-H. Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 36, n.2, p.507-17, Jan.1993.
- 50- MALTSON, J.D.; WILCOCK, D. Comparative performance of rippled fin plate and tube heat exchangers. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.111, n.1, p.21-8, Feb.1989.
- 51- MAUGHAN, J.R.; INCROPERA, F.P. Use of vortex generators and ribs for heat transfer enhancement at the top surface of a uniformly heated horizontal channel with mixed convection flow. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.113, n.2, p.504-7, May 1991.
- 52- MOFFAT, R.J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.1, n.1, p.3-17, Jan.1988.
- 53- MYRUM, T.A.; ACHARYA, S.; INAMDAR, S.; MEHROTRA, A. Vortex generator induced heat transfer augmentation past rib in a heated duct air flow. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.114, n.1, p.280-4, Feb.1992.
- 54- MYRUM, T.A.; QIU, X.; ACHARYA, S. Heat transfer enhancement in a ribbed duct using vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.14, p.3497-508, Sept.1993.
- 55- NAIK, S.; PROBERT, S.D.; WOOD, C.I. Thermal-hydraulic characteristics of a heat exchangers: the vertical rectangular fins being aligned parallel to the mean air-flow in the duct. *Applied Energy*, v.29, n.3, p.217-52, 1988.
- 56- NAKAGAWA, T. Vortex formation mechanism behind the rectangular prism with depth to height ratio of 0.675. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.3, n.3, p.323-9, May 1990.

- 57- NISHIMURA, T.; ITOH, H.; OHYA, K.; MIYASHITA, H.  
Experimental validation of numerical analysis of flow across tube banks for laminar flow. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v.24, n.5, p.666-9, 1991.
- 58- O'BRIEN, J.E.; SPARROW, E.M. Corrugated-duct heat transfer, pressure drop, and flow visualization. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.104, n.3, p.410-6, Aug.1982.
- 59- OLSON, D.A. Heat Transfer in thin, compact heat exchangers with circular, rectangular, or pin-fin flow passages. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.114, n.2, p.373-82, May 1992.
- 60- PARK, J.S.; HAN, J.C.; HUANG, Y.; OU, S.; BOYLE, R.J. Heat transfer performance comparisons of five different rectangular with parallel angled ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.35, n.11, p.2891-903, Nov.1992.
- 61- POLLEY, G.T.; SHAHI, M.H.P.; NUNEZ, M.P. Rapid design algorithms for shell-and-tube and compact heat exchangers. *Chemical Engineering Research & Design*, v.69, n.A6, p.435-44, Nov.1991.
- 62- PRASAD, R.C.; SHEN, J. Performance evaluation of convective heat transfer enhancement devices using exergy analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.36, n.17, p.4193-7, Nov.1993.
- 63- RAVIKUMAR, S.G.; SEETHARAMU, K.N.; NARAYANA, P.A.A. Performance evaluation of crossflow compact heat exchangers using finite elements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.32, n.5, p.889-94, May 1989.
- 64- RIEMANN, K.-A.; FIEBIG, M.; LEINER, W.; MIELENZ, O. Turbulent local heat transfers coefficients in channels with rectangular vortex generators. In: *EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER*, 31., Bochum, 1993. *Proceedings of the seminar*. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.139-46.
- 65- RODRIGUEZ, O. Base drag reduction by control of the three-dimensional unsteady vortical structures. *Experiments in Fluids*, v.11, n.4, p.218-26, Jul.1991.
- 66- ROELLER, P.T.; STEVENS, J.; WEBB, B.W. Heat Transfer and Turbulent flow characteristics of isolated three-dimensional protrusions in channels. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, v.113, n.3, p.597-603, Aug.1991.
- 67- SCHENONE, C.; TAGLIAFICO, L.; TANDA, G. Second law performance analysis for offset strip-fin heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, v.12, n.1, p.19-27, Jan./Mar.1991.

- 68- SHAH, R.K.; PIGNOTTI, A. Thermal analysis of complex crossflow exchangers in terms of standard configurations. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.115, n.2, p.353-9, May 1993.
- 69- SNYDER, B.; LI, K.T.; WIRTZ, R.A. Heat transfer enhancement in a serpentine channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.36, n.12, p.2965-76, Aug.1993.
- 70- SOLAND, J.G.; MACK Jr., W.M.; ROHSENOW, W.M. Performance ranking of plate-fin heat exchanger surfaces. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.100, n.3, p.514-9, Aug.1978.
- 71- SPARROW, E.M.; HAJILOO, A. Measurements of heat transfer and pressure drop for an array of staggered plates aligned parallel to an air flow. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.102, n.3, p.426-32, Aug.1980.
- 72- SPARROW, E.M.; RAMSEY, J.W.; ALTEMANI, C.A.C. Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparisons with staggered arrays. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.102, n.1, p.44-50, Feb.1980.
- 73- SUNDEN, B.; KARLSSON, I. Enhancement of heat transfer in rotary heat exchangers by streamwise-corrugated flow channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.4, n.3, p.305-16, May 1991.
- 74- TIGGELBECK, S.; MITRA, N.K.; FIEBIG, M. Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.36, n.9, p.2327-37, 1993.
- 75- TINAUT, F.V.; MELGAR, A.; ALI, A.A.R. Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.35, n.7, p.1659-65, Jul.1992.
- 76- TORII, K.; YANAGIHARA, J.I.; NAGAI, Y. Heat transfer enhancement by vortex generators. In: **ASME/JSME THERMAL ENGINEERING JOINT CONFERENCE**, 3., Reno, 1991. **Proceedings**. New York, ASME, 1991. v.3, p.77-83.
- 77- VALENCIA, A.; FIEBIG, M.; MITRA, N.K. Experimental investigation of heat transfer and flow loss in a fin-tube heat exchanger element with longitudinal vortex generators. In: **EUROTHERM VORTICES AND HEAT TRANSFER**, 31., Bochum, 1993. **Proceedings of the seminar**. Bochum, Ruhr-Universität Bochum, 1993. p.224-30.
- 78- VAN DEN BULCK, E. Optimal design of crossflow heat exchangers. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.113, n.2, p.341-7, May 1991.

- 79- VAN FOSSEN, G.J. Heat-transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins. **Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power**, v.104, n.2, p.268-74, Apr.1982.
- 80- WEBB, R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.24, n.4, p.715-26, Apr.1981.
- 81- WIETING, A.R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. **Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer**, v.97, n.3, p.488-90, Aug.1975.
- 82- YANAGIHARA, J.I.; TORII, K. Heat transfer characteristics of laminar boundary layers in the presence of vortex generators. In: **INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 9.**, Jerusalem, 1990. **Proceedings**. Washington, Hemisphere, 1990. v.6, p.323-8.
- 83- YANAGIHARA, J.I.; TORII, K. Enhancement of laminar boundary layer heat transfer by longitudinal vortices. In: **INTERNATIONAL SYMPOSIUM OF TRANSPORT PHENOMENA IN HEAT AND MASS TRANSFER, 4.**, Sydney, 1991. **Transport phenomena in heat and mass transfer: proceedings**. Washington, Hemisphere, 1991. v.2, p.942-53.
- 84- YANAGIHARA, J.I.; TORII, K. Heat transfer augmentation by longitudinal vortices rows. In: **WORLD CONFERENCE ON EXPERIMENTAL HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS, 3.**, Honolulu, 1993. **Experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics 1993**. Amsterdam, Elsevier, 1993. v.1, p.560-7.
- 85- YODA, M.; HESSELINK, L. A three-dimensional visualization technique applied to flow around a delta wing. **Experiments in Fluids**, v.10, n.2/3, p.102-8, Dec.1990.
- 86- ZHU, J.X.; MITRA, N.K.; FIEBIG, M. Effects of longitudinal vortex generators on heat transfer and flow loss in turbulent channel flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.36, n.9, p.2339-47, Jun.1993.

## APÊNDICE A - CRÍTICA AO CRITÉRIO # 2

Neste critério, seus autores Prasad e Shen [62], propõem a adimensionalização da destruição de exergia,  $\Delta\Psi$ , pelo termo  $(w.T_0.c_p)$ . Neste termo,  $T_0$  é a temperatura do estado de referência, sobre o qual é definido o fluxo de exergia,  $\Psi$  - ver eq. (3.24).

Esse estado de referência é o meio ambiente no qual encontra-se o dispositivo de transferência de calor.

Logo, adimensionalizar a destruição de exergia pelo meio ambiente é adimensionalizar pelo **mínimo nível de energia**, posto que o ambiente considera-se como um reservatório de temperatura e trabalho. Isso tem seu lado positivo, porque nos mostra, segundo a eq. (3.38), o máximo de destruição de exergia, num dado nível de  $Re$ , para cada superfície particular. Por outro lado, quando passamos a comparar mais de uma superfície no mesmo gráfico, estamos comparando-as em relação ao mesmo estado de referência.

Uma outra maneira de se adimensionalizar esta destruição de exergia é fazê-la em relação ao mesmo duto sem os dispositivos de intensificação, i.e., duto liso.

Este tipo de análise é feita por Bejan [4]<sup>1</sup>, que propõe o seguinte equacionamento, em termos de geração de entropia - conceito análogo ao de destruição exergia.

Considerando uma passagem de comprimento  $dx$  num

---

<sup>1</sup>Outros artigos de Bejan, além deste livro, que dizem respeito a este assunto são: 1) Bejan, A. General criterion for rating heat exchanger performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 21, p. 655-8, 1977; e 2) Bejan, A. Second law analysis in heat transfer. *Energy*, v. 5, p. 721-32, 1980.



trocador de calor, um fluxo de calor  $q'$  por unidade de comprimento e um fluxo de massa  $w$ , a geração de entropia por unidade de comprimento é:

$$\dot{S}'_{ger} = \frac{q' \cdot \Delta T}{T^2} + \frac{w}{\rho \cdot T} \cdot \left( -\frac{dp}{dx} \right) \quad (A.1)$$

Na eq. (A.1), o primeiro termo representa a irreversibilidade devido à transferência de calor através da diferença de temperatura entre o fluido e a superfície. O segundo termo é a irreversibilidade causada pelo atrito do fluido com a superfície. Chamando o primeiro termo de  $S'_{\Delta T}$  e o segundo de  $S'_{\Delta p}$ , a equação de  $\dot{S}'_{ger}$ , segundo Bejan [4], pode ser escrita como:

$$\dot{S}'_{ger} = S_{\Delta T} \cdot (1 + \phi) \quad (A.2)$$

onde,  $\phi = S'_{\Delta p} / S'_{\Delta T}$ .

E continua Bejan [4]: "O impacto da técnica de intensificação na irreversibilidade de uma passagem conhecida de um trocador de calor pode ser avaliada diretamente pelo cálculo da geração de entropia na passagem intensificada,  $\dot{S}'_{ger,i}$ , e comparada com a geração de entropia na passagem original (não intensificada),  $\dot{S}'_{ger,ni}$ . Para quantizar o impacto termodinâmico da técnica de intensificação, nós definimos o número de geração de entropia por intensificação,

$$N_{s,i} = \frac{S_{ger,i}}{S_{ger,ni}} \quad (A.3)$$

"Técnicas de intensificação de transferência de calor que gerem valores de  $N_{s,i}$  menores do que a unidade são termodinamicamente vantajosas desde que em adição ao aumento da transferência de calor elas reduzam a irreversibilidade do aparato."

Segundo Bejan [4],  $N_{s,i}$  pode ser formulado da seguinte maneira:

$$N_{s,i} = \frac{N_T + \phi_0 \cdot N_P}{1 + \phi_0} \quad (A.4a)$$

onde,

$$N_T = \frac{St_i}{St_{ni}} \cdot \frac{D_{h,i}}{D_{h,ni}} \quad (A.4b)$$

$$N_P = \frac{f_i}{f_{ni}} \cdot \frac{D_{h,ni}}{D_{h,i}} \cdot \left( \frac{A_{c,ni}}{A_{c,i}} \right)^2 \quad (A.4c)$$

$$Re_i = \frac{D_{h,i} \cdot A_{c,i}}{D_{h,ni} \cdot A_{c,ni}} \cdot Re_{ni} \quad (A.4d)$$

$$\phi_0 = \left[ \left( \frac{T}{\Delta T} \right)^2 \right]_{ni} \cdot \left( \frac{U^2}{C_P \cdot T} \right)_{ni} \cdot \frac{f_{ni}/2}{St_{ni}} \quad (A.4e)$$

Nas equações acima,  $St$  é o número de Stanton,  $f$  o fator de atrito,  $D_h$  o diâmetro hidráulico,  $A_c$  a mínima área livre de passagem do escoamento no duto e  $U$  a velocidade.

Possuindo então correlações para  $St$  - que pode ser obtido através de uma correlação para o fator de Colburn,  $j$ , veja eq. (3.21a) - e  $f$  para ambas as passagens intensificada e não intensificada, podemos avaliar  $N_{s,i}$ .

O que torna difícil esta análise é a falta de correlações para a faixa de transição em dutos que varia, em termos de  $Re_{ni}$ , de 2000 a 10000.

A grande maioria das superfícies selecionadas para a aplicação nos critérios estão nesta faixa. Para correlações em regime plenamente turbulento, este procedimento indicado por Bejan [4] seria ideal.

**APÊNDICE B - PROCEDIMENTO PARA A ESCOLHA DA MELHOR, DENTRE VÁRIAS CONFIGURAÇÕES, PARA A MESMA SUPERFÍCIE**

Este apêndice trata do procedimento adotado para a escolha das melhores superfícies, dentre várias configurações ou alternativas possíveis das superfícies **C&P**, **Rib1**, **Rib2**, **Rib3**, **OSF2** e **OSF3**.

Uma breve discussão sobre este procedimento é apresentada no final deste apêndice.

**B.1 - Superfície C&P**

O procedimento utilizado para a escolha da melhor configuração desta superfície foi dividir a eq. (3.93) pela eq. (3.94), o resultado é mostrado na eq. (B.1).

$$M = \frac{Nu_s/f_s}{Re_s^{0,89}} = 5,2 \cdot (1 - \alpha^2)^{2,4} \cdot \alpha^{1,3} \cdot \beta^{0,68} \cdot \left(\frac{D_s}{l}\right)^{-0,48} \quad (B.1)$$

Sabendo, de acordo com os dados fornecidos por Fujii et al. [26], que  $0,16 \leq \alpha \leq 0,45$ ;  $0,086 \leq \beta \leq 0,296$ ; e  $0,55 \leq D_s/l \leq 1,47$ , podemos combinar esses três parâmetros na eq. (B.1), de modo a encontrar a combinação que nos dê o maior valor para o parâmetro M.

O melhor resultado encontrado foi para:

$$\alpha = 0,45$$

$$B = 0,296$$

$$D_s/l = 0,55$$

## B.2 - Superfícies Rib1, Rib2 e Rib3

Para estas superfícies, faz-se a divisão entre as eqs. (3.109) e (3.110) para a Rib1, (3.111) e (3.112) para a Rib2 e (3.113) e (3.114) para a Rib3. As equações geradas por este procedimento são:

- para a superfície Rib1:

$$M = \frac{(Nu_s/Nu_{DB})/f_s}{Re_s^{0,025}} = 11,68 \cdot \left(\frac{Pi}{H}\right)^{0,48} \quad (B.2)$$

- para a superfície Rib2:

$$M = \frac{(Nu_s/Nu_{DB})/f_s}{Re_s^{-0,006}} = 14,205 \cdot \left(\frac{Pi}{H}\right)^{0,458} \quad (B.3)$$

- para a superfície Rib3:

$$M = \frac{(Nu_s/Nu_{DB})/f_s}{Re_s^{-0,028}} = 17,181 \cdot \left(\frac{Pi}{H}\right)^{0,485} \quad (B.4)$$

Os autores desta superfície, Liou e Hwang [48], utilizaram  $Pi/H$  com valores de 8, 10, 15 e 20. Segundo as

equações acima, os melhores resultados, para as três superfícies, são obtidos para  $Pi/H = 20$ .

### B.3 - Superfície OSF2

Esta superfície possui, para as correlações de  $Nu_s$  e  $f_s$ , duas faixas: laminar e turbulenta.

Sendo assim, para as 11 superfícies, com seus respectivos parâmetros geométricos mostrados na tabela 3.6, calcularemos o parâmetro  $M$ , para cada superfície, na faixa laminar e turbulenta.

Para a faixa laminar, usamos  $M = M_l$  e para a turbulenta,  $M = M_t$ . Não é necessário conhecer os valores de  $Re_{lim}$  de  $Nu_s$  e  $f_s$  para cada superfície, porque o que nos interessa é saber qual superfície possui os maiores  $M_f$  e  $M_t$ , e não o valor de  $Re_s$ , no qual dá-se a transição.

De acordo com este procedimento,  $M_l$  será dado pela divisão das eqs. (3.125) e (3.128) e  $M_t$  pela divisão das eqs. (3.126) e (3.129). As equações finais são:

$$M_l = \frac{(Nu_s/f_s)}{Re_s^{p-q}} = 0,000416 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-1,55} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,067} \quad (B.5a)$$

com,

$$p = 2,2 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{0,55} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,02} \quad (\text{B.5b})$$

$$q = -0,277 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-0,285} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,064} \quad (\text{B.5c})$$

e

$$M_t = \frac{(Nu_s/f_s)}{Re_s^{r-s}} = 0,05519 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-1,16} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{-0,666} \quad (\text{B.6a})$$

com,

$$r = 1,2 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{0,34} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,15} \quad (\text{B.6b})$$

$$s = -0,0042 \cdot \left(\frac{\delta}{D_s}\right)^{-1,25} \cdot \left(\frac{l'}{D_s}\right)^{0,39} \quad (\text{B.6c})$$

De acordo com os parâmetros das superfícies, dados na tabela 3.6, a superfície 1 obteve o maior  $M_t$  e a superfície 11 o maior  $M_1$ . Mas a superfície 11 obteve o segundo maior  $M_t$  e a superfície 1 obteve o oitavo maior  $M_1$ . De acordo com estes resultados, escolhemos como melhor alternativa para representar a superfície OSF2 a superfície 11, com:

$$\delta/D_s = 0,058$$

$$l'/D_s = 1,3$$

#### B.4 - Superfície OSF3

Esta superfície, como a OSF2, também apresenta correlações para as faixas laminares e turbulenta, sendo semelhante ao anterior o procedimento aqui adotado.

Para esta superfície,  $M_l$  é dado pela divisão das eqs. (3.143) e (3.141), e  $M_t$  pela divisão das eqs. (3.144) e (3.142). Os resultados finais são:

$$M_l = \frac{(j_s/f_s)}{Re_s^{0,24}} = 0,0653 \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{0,26} \cdot \left(\frac{s}{h}\right)^{-0,12} \quad (\text{B.7})$$

$$M_t = \frac{(j_s/f_s)}{Re_s^{-0,04}} = 0,1875 \cdot \left(\frac{l}{D_s}\right)^{0,41} \cdot \left(\frac{t}{D_s}\right)^{-0,15} \quad (\text{B.8})$$

Como todas as superfícies da tabela 3.7 são de Kays e London [41], os valores de  $l$  e  $t$ , necessários para a utilização das eqs. (B.7) e (B.8), foram de lá levantados<sup>1</sup>.

A melhor superfície, de acordo com o procedimento acima, foi a 1/2-11.94(D), apresentando os maiores valores para  $M_l$  e  $M_t$  com:

$$s/h = 0,712$$

$$t/D_s = 0,072$$

$$l/D_s = 5,993$$

---

<sup>1</sup>Os valores de  $l$  e  $t$  não aparecem na tabela 3.7.



### B.5 - Discussão sobre o procedimento adotado

O procedimento adotado para a escolha da melhor "alternativa" das superfícies aqui estudadas, foi sempre o de criar uma relação onde buscávamos maximizar o parâmetro associado à troca de calor ( $Nu$  ou  $j$ ) e minimizar o parâmetro associado ao atrito ( $f$ ). Fizemos isso dividindo um pelo outro e escolhemos então aquele que nos dava o maior valor.

Mas isso que fizemos também não deixa de ser, de maneira geral, um Critério de Avaliação de Desempenho. Todo problema consistia no seguinte: já não bastasse aplicar os CAD's para as 15 superfícies selecionadas, teríamos também que aplicá-los para a escolha da melhor alternativa para cada uma destas quatro superfícies apresentadas neste apêndice. Isso seria, de certo modo, fugir do escopo deste trabalho, que não visa somente a aplicação dos critérios mas, mais do que isso, a análise dos resultados obtidos por eles, saber o que cada CAD avalia.