

**PAULO EDUARDO BATISTA DE MELLO**

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DO DESEMPENHO DE  
TROCADORES DE CALOR COMPACTOS COM  
ALETAS RECORTADAS**

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

**São Paulo  
1998**

**PAULO EDUARDO BATISTA DE MELLO**

**ANÁLISE COMPUTACIONAL DO DESEMPENHO DE  
TROCADORES DE CALOR COMPACTOS COM  
ALETAS RECORTADAS**

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

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

**São Paulo  
1998**

**DEDALUS - Acervo - EPMN**



31600010144

Aos meus pais Marilda e Claudio  
pela importância que deram à minha formação

À minha namorada Claudia  
pelo incentivo constante

## *Agradecimentos*

---

Ao orientador e amigo Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara por sua experiência e conselhos inestimáveis.

A todos os colegas pós graduandos pela excelente convivência, em particular ao amigo Prof. Rogério Rodrigues Júnior pela valiosa ajuda durante o meu aprendizado sobre a utilização do código computacional.

# Sumário

---

I.	<i>Lista de Símbolos</i>	i
II.	<i>Resumo</i>	iv
III.	<i>Abstract</i>	v
1.	<i>Introdução</i>	1
2.	<i>Revisão da Literatura</i>	4
2.1	Trocadores de calor compactos	4
2.2	Trocadores de calor tubo-aleta compactos	5
2.3	Trocadores de calor compactos com aletas recortadas	26
2.3.1	Trocadores de calor de placas planas com aletas recortadas	27
2.3.2	Trocadores de calor tubo-aleta com aletas recortadas	38
2.5	Critérios de avaliação de desempenho	43
3.	<i>O Modelo Numérico</i>	47
3.1	Equações de Conservação	48
3.2	Método dos Volumes Finitos	50
3.3	Malha de Cálculo	53
3.4	Condições de Contorno	57
3.5	Resíduos	60
3.6	Relaxação	61
3.7	Pós processamento	62
4.	<i>Resultados</i>	65
4.1	Teste de influência da malha	66
4.2	Validação do procedimento de cálculo	67
4.3	Trocador de calor tubo-aleta com aletas recortadas	69
4.4	Influência do material da aleta	74
4.5	Disposição dos recortes	75
4.6	Análise pelo critério de avaliação de COWELL	79
4.7	Análise baseada em critério de avaliação novo	82
5.	<i>Conclusões</i>	88
	<i>Anexo A</i>	92
	<i>Anexo B</i>	98
	<i>Referências Bibliográficas</i>	99

## *Lista de Símbolos*

---

### *Letras Romanas*

$A$	área de transferência de calor	[mm <sup>2</sup> ]
$A_c$	área mínima livre de escoamento	[mm <sup>2</sup> ]
$A_{fr}$	área frontal	[mm <sup>2</sup> ]
$a$	coeficientes das equações discretizadas	
$b$	termo fonte das equações discretizadas	
$c_p$	calor específico a pressão constante	[J/kg K]
$D$	diâmetro externo do tubo	[mm]
$D_a$	diâmetro da aleta (circular)	[mm]
$D_h$	diâmetro hidráulico do canal de escoamento	[mm]
$E$	espaçamento entre aletas	[mm]
$e$	espessura da aleta	[mm]
$G$	velocidade mássica máxima	[kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	altura de um 'offset' (recorte na aleta)	[mm]
$h_c$	coeficiente de transferência convectiva de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$k$	condutividade térmica da aleta	[W/m K]
$\ell$	comprimento de um 'offset' (recorte na aleta)	[mm]
$L$	comprimento do canal	[mm]
$\dot{m}$	vazão mássica	[kg/s]
$P$	potência de bombeamento	[W]
$p$	pressão	[Pa]
$\dot{Q}$	potência térmica	[W]
$s$	espaçamento entre 'offsets' (recortes na aleta)	[mm]
$S_h$	taxa volumétrica de geração de calor	[W/m <sup>3</sup> ]
$S_L$	espaçamento longitudinal entre tubos	[mm]

$S_T$	espaçamento transversal entre tubos	[mm]
$t$	espessura dos 'offsets' (recortes na aleta)	[mm]
$T$	temperatura	[K]
$u$	componente de velocidade na direção $x$	[m/s]
$v$	componente de velocidade na direção $y$	[m/s]
$v_1$	volume específico na entrada do trocador de calor	[m <sup>3</sup> /kg]
$v_2$	volume específico na saída do trocador de calor	[m <sup>3</sup> /kg]
$v_m$	volume específico médio	[m <sup>3</sup> /kg]
$V$	velocidade média	[m/s]
$V_{fr}$	velocidade frontal	[m/s]
$V_{max} = V \cdot \sigma^{-1}$	velocidade máxima	[m/s]
$w$	componente de velocidade na direção $z$	[m/s]
$w_c$	altura da aleta (circular)	[mm]

### *Letras Gregas*

$\alpha = s / h$	razão de aspecto	
$\delta = e / \ell$	razão de aspecto	
$\gamma = e / s$	razão de aspecto	
$\mu$	viscosidade dinâmica	[kg/m s]
$\nu$	viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Gamma$	coeficiente de difusão (equação geral de conservação)	

### *Adimensionais*

$$f = \frac{2\rho \Delta P A_c}{G^2 A} \quad \text{fator de atrito}$$

$$\text{Nu} = \frac{h_c D_h}{k} \quad \text{número de Nusselt}$$

$\text{Pe} = \frac{\rho u L}{\Gamma}$	número de Peclet
$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$	número de Prandtl
$\text{Re} = \frac{G D_h}{\mu}$	número de Reynolds
$\text{Sh} = \frac{h_m L}{D_{AB}}$	número de Sherwood
$\text{St} = \frac{h_c}{G c_p}$	número de Stanton
$j = \text{St Pr}^{2/3}$	fator $j$ de Colburn
$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}}$	relação entre área mínima e área frontal



## *Resumo*

---

O grande número de aplicações dos trocadores de calor tubo-aleta compactos e a necessidade de se projetar estes componentes com eficiência térmica cada vez maior, reduzindo o volume ocupado pelos mesmos, motivou o presente trabalho. Os trocadores de calor tubo-aleta com aletas recortadas são utilizados em condicionadores de ar domésticos e há uma escassez muito grande de trabalhos publicados sobre o assunto. Utilizou-se uma abordagem numérica, baseada no método dos volumes finitos, para a simulação do escoamento e posterior obtenção de correlações que permitem prever o comportamento destes componentes com respeito à transferência de calor e à perda de carga, em função da condição de operação (número de Reynolds). Para manter o custo computacional em níveis adequados, limitou-se o estudo a trocadores de calor com uma única fileira de tubos. As correlações obtidas, além de fundamentais para o projeto destes componentes, permitiram análises comparativas entre trocadores com e sem aletas recortadas, mostrando em quais condições de operação a implementação de recortes é mais vantajosa. A utilização de condições de contorno de transferência de calor conjugada permitiu visualizar o perfil de temperatura sobre a aleta e o cálculo de sua eficiência. Vários cuidados foram tomados com a validação do procedimento de cálculo, levando à conclusão que a abordagem numérica adotada é bastante adequada para o problema em questão.

## *Abstract*

---

The great number of applications of fin-tube compact heat exchangers and the need of improving the thermal efficiency of these components, reducing its volume, has motivated the present work. The fin-tube heat exchangers with offset fins are used in domestic air conditioners but there is a few number of published papers about this subject. A numerical analysis based in the finite volume method was performed for the characterization of the flow and heat transfer. Correlations were obtained with this numerical analysis, which permitted the calculation of the heat transfer and flow losses, in a given operation condition (Reynolds number). The study was limited to heat exchangers with only one row of tubes with the purpose of maintaining the computational cost in an adequate level. The correlations obtained, which are fundamental for the design of heat exchangers, permitted comparative analysis between heat exchangers with and without offset fins, indicating the operation conditions in which the offset implementation is most suitable. The conjugate heat transfer boundary condition yielded the visualization of the temperature distribution over the fin and the calculation of its efficiency. The validation of the calculation procedure was conducted carefully and shows that the numerical technique employed is adequate for the above problem.

## *Capítulo 1 - Introdução*

---

Os trocadores de calor compactos são componentes utilizados em um grande número de equipamentos mecânicos, devido às suas características de elevada capacidade de transferência de calor por unidade de volume. Por esse motivo, é grande o número de trabalhos científicos que tratam do assunto.

Os trocadores de calor tubo-aleta são trocadores de calor compactos de grande aplicação em condicionadores de ar residenciais e radiadores automobilísticos, situações em que é clara a necessidade de redução do volume ocupado por estes componentes. Em ambos os casos, deseja-se transferir calor entre um fluido na fase líquida (ou em mudança de fase), que passa pelo interior dos tubos, e o ar, que atravessa o espaço aletado externo aos tubos. Neste tipo de trocador de calor as aletas aumentam significativamente a área de transferência de calor do lado do gás (cerca de vinte vezes), diminuindo a resistência térmica total.

O presente trabalho é motivado pelo grande número de aplicações dos trocadores de calor tubo-aleta compactos e pela necessidade de projetar estes componentes de forma cada vez mais eficiente, tendo em vista a redução dos custos operacionais e de fabricação. A técnica de intensificação da transferência de calor conhecida como 'offsets', que promove quebras sucessivas da camada limite através de recortes na aleta, foi estudada com o objetivo de propor uma geometria de trocador de calor tubo-aleta com 'offsets' que implique em melhor desempenho térmico e menores custos. Deve-se observar que, com a redução do tamanho do trocador de calor, a quantidade de material e conseqüentemente os custos de fabricação também são reduzidos.

Para a simulação utilizou-se o código computacional Phoenics 2.0, baseado no método dos volumes finitos, que permite a utilização de sistemas de coordenadas coincidentes com a fronteira do domínio, característica essencial considerando a geometria complexa do problema. A escolha da abordagem numérica justifica-se devido ao custo e tempo reduzidos para a obtenção de resultados, assim como às limitações de outras abordagens possíveis em fornecerem alguns dos resultados considerados importantes, como distribuições de temperatura.

O objetivo do trabalho é a simulação numérica de trocadores de calor com e sem 'offsets', com uma fileira de tubos, estes últimos considerados isotérmicos. Baseadas nos resultados numéricos, correlações para os fatores de Colburn e de atrito são construídas, em função do número de Reynolds, para o escoamento de ar. A faixa de números de Reynolds para a qual as correlações foram construídas ( $200 \leq Re \leq 500$ ) corresponde ao regime laminar, já que é o regime comum de operação destes componentes.

Partindo-se das distribuições de temperatura no domínio de cálculo, para uma configuração preliminar de trocador de calor com recortes, propõem-se novas disposições para os recortes. Com as correlações encontradas para as diferentes configurações, compara-se o desempenho térmico destas utilizando um novo critério de avaliação de desempenho (*PEC - performance evaluation criteria*) desenvolvido especificamente para o caso de trocadores de calor tubo-aleta. Deve-se salientar que a utilização de um critério de avaliação de desempenho é de fundamental importância tendo em vista o elevado número de parâmetros a serem considerados no projeto e seleção de trocadores de calor compactos. A utilização de um critério inadequado induz muitas vezes a comparações simplistas e equivocadas.

A dissertação está estruturada da forma seguinte. O capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, dividida em grupos segundo o assunto dos trabalhos científicos, sendo que dentro de cada grupo os trabalhos estão em ordem cronológica. O capítulo 3 apresenta o modelo numérico, juntamente com todas as informações consideradas essenciais para a reprodução dos resultados obtidos, assim como a descrição do pós processamento necessário para a obtenção dos coeficientes globais de transferência de calor e de perda de carga. O capítulo 4 apresenta o teste de influência da malha, a validação do procedimento de cálculo e os resultados propriamente ditos, incluindo-se a comparação das superfícies simuladas com um critério de avaliação de desempenho. No capítulo 5 são apresentadas as conclusões e comentários finais.

## *Capítulo 2 - Revisão da Literatura*

---

Neste capítulo serão discutidos alguns importantes trabalhos, experimentais e numéricos, de diversos autores, tendo como objetivo colher informações para o presente estudo dos trocadores de calor compactos.

Os textos encontrados foram classificados em grupos segundo o assunto abordado. Esta separação é conveniente tendo em vista a natureza distinta dos trabalhos de cada grupo, facilitando a discussão crítica dos mesmos.

### *2.1 - Trocadores de calor compactos*

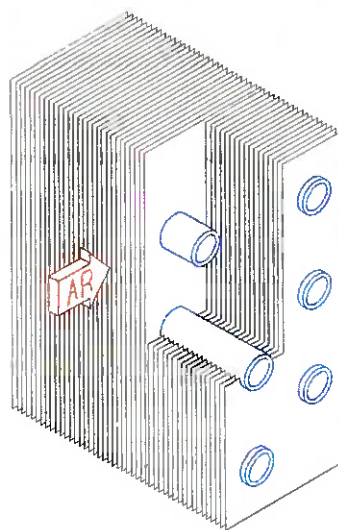
São denominados *compactos* os trocadores de calor que apresentam grande área de transferência de calor por unidade de volume, geralmente devido a superfícies aletadas, sendo que normalmente pelo menos um dos fluidos é um gás. O motivo para esta classificação provém da baixa condutividade térmica dos gases em comparação com a dos líquidos, o que motiva o aumento da área de transferência de calor do lado do gás com o emprego de aletas.

O livro de KAYS; LONDON (1984), cuja primeira edição data de 1955, é a primeira obra que traz informações sistematizadas sobre a transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor compactos e é de grande importância ainda hoje. Muitos autores apresentam seus resultados seguindo a metodologia apresentada neste livro. É bastante conveniente para o projetista de trocadores de calor compactos que os coeficientes de transferência de calor e perda de carga sejam apresentados seguindo uma

mesma metodologia, principalmente quando deseja-se utilizar critérios de avaliação de desempenho.

## 2.2 - Trocadores de calor tubo-aleta compactos

Os trocadores de calor *tubo-aleta* compactos são especialmente convenientes quando a transferência de calor se dá entre fluidos em fases diferentes: um gás e um líquido, ou um gás e um fluido em mudança de fase. Este tipo de trocador de calor é constituído de uma ou mais fileiras de tubos, em arranjo alinhado ou arranjo alternado, com planos de aletas perpendicularmente aos tubos (figura 2.1).

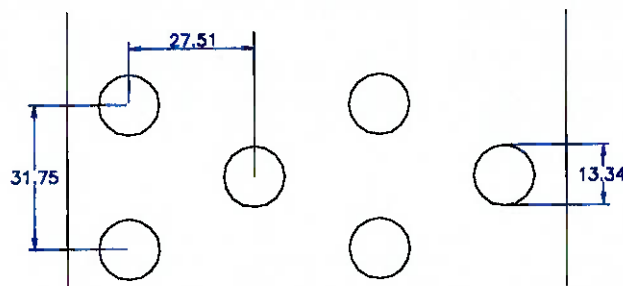


*figura 2.1: Trocador de calor tubo-aleta com tubos em arranjo alternado.*

Os trocadores de calor de interesse para este trabalho são aqueles que apresentam tubos com seção circular, embora existam muitos trocadores de calor tubo-aleta que utilizem tubos achatados e de seção elíptica.

Em um dos primeiro trabalhos sistemáticos sobre o assunto, RICH (1973) estudou o efeito do espaçamento entre as aletas sobre a transferência de calor e a perda

de carga dos trocadores de calor tubo-aleta. Os nove trocadores de calor ensaiados experimentalmente tinham quatro fileiras de tubos de cobre dispostos em arranjo alternado com diâmetro externo 13,34 mm. As aletas planas, também de cobre, tinham espessura de 0,152 mm. O espaçamento variou entre 115 e 811 aletas por metro, o que implica em uma distância entre aletas de 1,08 a 8,55 mm. A disposição dos tubos pode ser vista na figura 2.2.



*figura 2.2: Dimensões utilizadas por RICH (1973).  
(dimensões em milímetros)*

O aparato experimental utilizado garantia o fornecimento de água aquecida no interior dos tubos a uma vazão tal que a temperatura da água variava não mais que 5 °C no interior do trocador de calor. A velocidade do ar na entrada do canal variou entre 1,0 e 9,1 m/s, o que corresponde a uma faixa do número de Reynolds entre 200 e 11000 aproximadamente. Esta faixa aparentemente grande deve-se aos diferentes diâmetros hidráulicos associados à alteração do espaçamento entre aletas. Para 811 aletas por metro o diâmetro hidráulico é de 1,45 mm enquanto para 115 aletas por metro é de 9,50 mm.

Baseado em seus resultados experimentais, RICH (1973) chega à conclusão que, para uma dada velocidade média do ar na entrada do trocador de calor, o coeficiente de transferência de calor independe do espaçamento entre aletas. Apesar destes resultados serem válidos apenas para os espaçamentos estudados, ou seja, entre 115 e 811 aletas



por metro, isso não chega a ser uma limitação já que quase a totalidade dos trocadores de calor compactos utilizam espaçamentos dentro desta faixa. Analogamente, para uma dada velocidade de entrada do ar, o fator de atrito  $f$  também pode ser considerado independente do espaçamento entre aletas, no intervalo de 115 a 550 aletas por metro. Quando diminui-se o espaçamento fora desta faixa, (mais de 550 aletas por metro) o fator de atrito passa a aumentar, principalmente para baixas velocidades. Segundo o autor “provavelmente isto indica o estabelecimento de um regime permanente laminar entre as fileiras de tubos devido ao pequeno espaçamento entre aletas”.

ELMAHDY; BIGGS (1974), estudando trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas circulares (ou anulares) e aletas contínuas, propuseram uma correlação para o fator de Colburn  $j$  em função do número de Reynolds  $Re$  (entre 200 e 2000) e das características geométricas do trocador de calor. A correlação proposta apresenta a seguinte forma:

$$j = C_1 Re^{C_2} \quad (2.1)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  dependem das características geométricas do trocador de calor. Dados disponíveis na literatura, de quatro diferentes fontes, foram utilizados no levantamento da correlação. No total, foram utilizados dados referentes a vinte trocadores de calor de dimensões diferentes, doze deles com aletas circulares e oito com aletas contínuas, de alumínio e de cobre, com quatro ou seis fileiras de tubos.

Os autores propuseram vários parâmetros adimensionais baseados nas relações entre as variáveis dimensionais dos trocadores de calor. Dos parâmetros adimensionais propostos, aqueles que têm maior influência são os seguintes:  $e/w_c$ ,  $D_h/e$  e  $E/e$ , onde

$w_c$  é a altura da aleta circular,  $e$  a espessura da aleta,  $E$  o espaçamento entre aletas e  $D_h$  o diâmetro hidráulico. Assim, as correlações propostas têm a seguinte forma:

$$C_1 = 0,159 \left( \frac{e}{w_c} \right)^{0,141} \left( \frac{D_h}{e} \right)^{0,065} \quad (2.2)$$

$$C_2 = -0,323 \left( \frac{e}{w_c} \right)^{0,049} \left( \frac{E}{e} \right)^{0,077} \quad (2.3)$$

As correlações não levam em consideração o efeito da condutividade térmica da aleta. Como algumas das aletas utilizadas neste estudo são de cobre e outras de alumínio, isto pode ter influenciado significativamente os resultados. Entretanto, como as correlações apresentam parâmetros adimensionais que incluem a espessura da aleta  $e$ , a eficiência da aleta pode estar sendo considerada. Trata-se de uma prática bem mais conveniente que a aproximação utilizada por KAYS; LONDON (1984)<sup>1</sup>, já que dispensa o cálculo da eficiência da aleta por métodos aproximados.

Os resultados obtidos por ELMAHDY; BIGGS (1974) são aplicáveis nas seguintes faixas de variação dos parâmetros adimensionais:

	$\frac{D_h}{e}$	$\frac{e}{w_c}$	$\frac{D_a}{S_L}$	$\frac{E}{e}$	$\frac{D_a}{S_T}$	$\frac{D}{D_a}$	$\sigma$
faixa	3,0	0,01	0,87	2,0	0,76	0,37	0,35
	33,0	0,45	1,27	25,0	1,4	0,85	0,62

Tabela 2.1: Faixa de validade da correlação proposta por ELMAHDY; BIGGS (1974).

<sup>1</sup> KAYS; LONDON (1984) apresentam exemplos de aplicação da avaliação do desempenho de trocadores de calor compactos. Como as correlações propostas para o fator de Colburn são válidas para aletas isotérmicas com eficiência 100%, faz-se necessário o cálculo da eficiência da aleta quando do projeto de um trocador de calor tubo-aleta compacto. O cálculo da eficiência da aleta é realizado considerando-a circular, condição que admite solução analítica conforme demonstrado em INCROPERA (1992) p. 61. O comprimento da aleta, necessário para a solução analítica, é considerado como sendo a metade do espaçamento livre entre tubos, na direção transversal.

onde  $D_a$  é o diâmetro da aleta circular,  $S_L$  o espaçamento longitudinal entre tubos,  $S_T$  o espaçamento transversal entre tubos,  $D$  o diâmetro do tubo e  $\sigma$  a relação entre a área mínima de escoamento e a área frontal.

Com o propósito de verificar a validade da correlação encontrada, os autores citados obtiveram experimentalmente o fator de Colburn em função do número de Reynolds para um trocador de calor com oito fileiras de tubos e aletas contínuas, obtendo desvios da ordem de 5%, conforme mostra a figura 2.3.

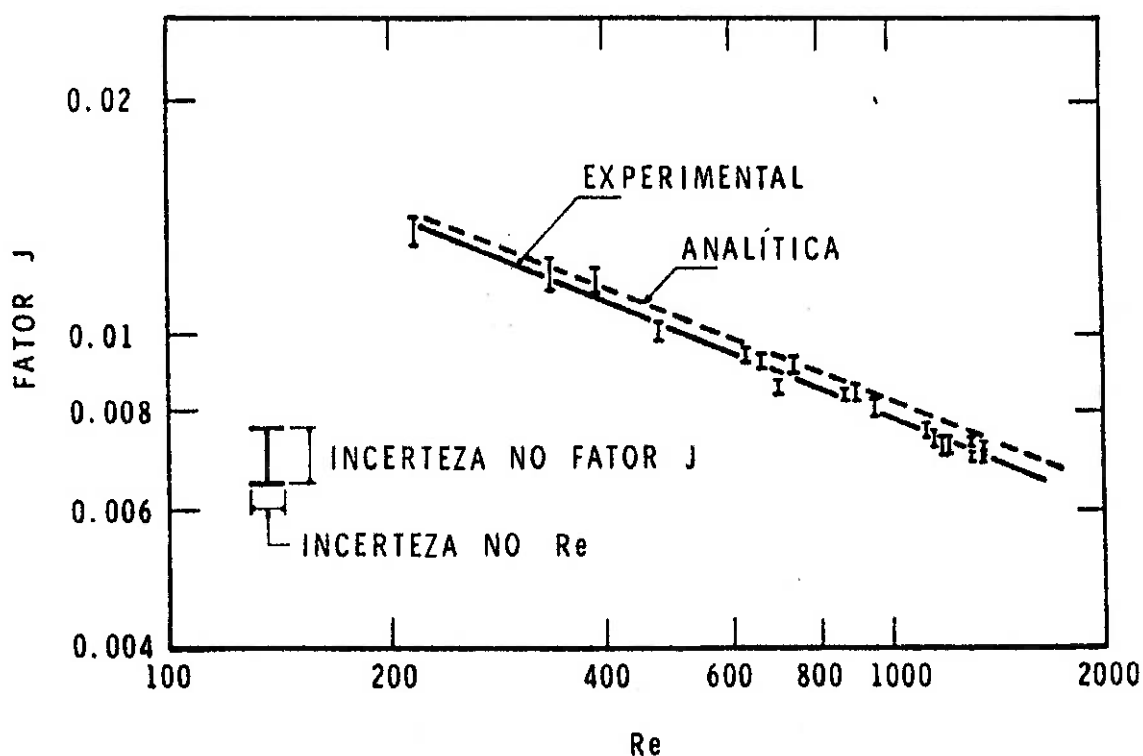


figura 2.3: Verificação da validade da correlação analítica.  
ELMAHDY; BIGGS (1974).

Um ponto obscuro do trabalho de ELMAHDY; BIGGS (1974) é o valor da altura da aleta que deve ser aplicado na correlação, quando deseja-se obter o fator de Colburn para uma aleta contínua. A altura da aleta  $w_c$  é dada pela seguinte expressão:

$$w_c = 0,5 (D_a - D) \quad (2.4)$$

Observando-se as características dimensionais dos diversos trocadores de calor utilizados, pode-se chegar à conclusão que, para aletas contínuas, o diâmetro da aleta  $D_a$  necessário para se calcular a altura da aleta  $w_c$ , é o diâmetro que uma aleta circular deveria ter para que sua área fosse igual à da aleta contínua. Entretanto, isto é uma dedução que não se encontra explícita no trabalho.

SABOYA; SPARROW (1974), utilizando a analogia entre transferência de calor e de massa, obtiveram coeficientes *globais* e *locais* de transferência para um trocador de calor tubo-aleta com uma fileira de tubos (figura 2.4). Posteriormente, em outros trabalhos, SABOYA; SPARROW (1976a e 1976b) fizeram o mesmo para duas e três fileiras de tubos, respectivamente. O estudo quantitativo realizado nestes trabalhos é apresentado na forma adimensional - número de Sherwood em função do número de Reynolds. As definições utilizadas para o diâmetro hidráulico e número de Reynolds são as mesmas encontradas no livro de KAYS; LONDON (1984).

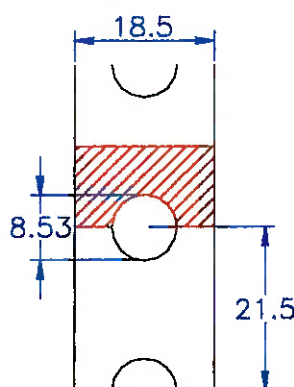


figura 2.4: Dimensões utilizadas por SABOYA; SPARROW (1974).  
(dimensões em milímetros)

Nos trabalhos de SABOYA; SPARROW (1974, 1976a e 1976b), utilizou-se a técnica da sublimação de naftaleno. Deve-se ressaltar que apenas as aletas participavam da transferência de massa já que os discos de espaçamento - representando os tubos - não tinham suas superfícies (área de transferência de massa equivalente a 6,5% da total)

cobertas por naftaleno. Para efeitos de comparação com a transferência de calor, a condição de contorno a ser imposta na aleta é de temperatura constante (eficiência de 100%), com o tubo como uma superfície adiabática. Os resultados *locais* obtidos mostram que, a montante do tubo, a transferência de massa é bastante elevada devido ao desenvolvimento da camada limite sobre a aleta e também à formação do chamado vórtice ferradura. Este vórtice é responsável pela intensificação da transferência de massa observada na porção da aleta a montante do tubo. A jusante do tubo a transferência de massa reduz-se bastante. Segundo os autores “é nesta região a jusante que dispositivos artificiais de intensificação seriam benéficos.”.

A figura 2.5 apresenta a variação do número de Sherwood médio com o número de Reynolds (resultados globais). O gráfico foi obtido a partir da pesagem das placas de naftaleno, para trocadores com uma e duas fileiras de tubos.

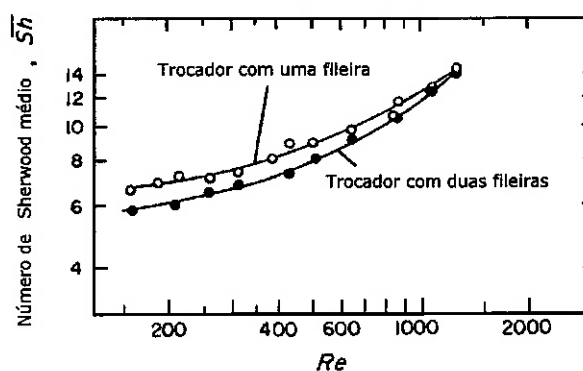


figura 2.5: Número de Sherwood médio em função do número de Reynolds. SABOYA; SPARROW (1976a).

Comparando os resultados globais obtidos por pesagem das placas de naftaleno com os resultados locais, observam-se desvios entre 1,0% e 4,0%, validando a metodologia aplicada.

RICH (1975) também apresentou outro trabalho em que foi investigado o efeito do número de fileiras de tubos sobre a transferência de calor de trocadores de calor tubo-aleta. A disposição dos tubos é a mesma utilizada em seu trabalho anterior (RICH, 1973). O espaçamento entre aletas foi mantido constante e igual a 570 aletas por metro, o que equivale a uma distância entre aletas de 1,60 mm.

Quanto ao procedimento de obtenção dos resultados, a principal inovação em relação ao seu trabalho anterior foi o levantamento da transferência de calor ocorrida em cada um dos tubos separadamente, realizado para o trocador de calor com quatro fileiras de tubos (figura 2.6). Esta análise possibilitou a confirmação dos resultados de transferência de calor obtidos para o lado do ar.

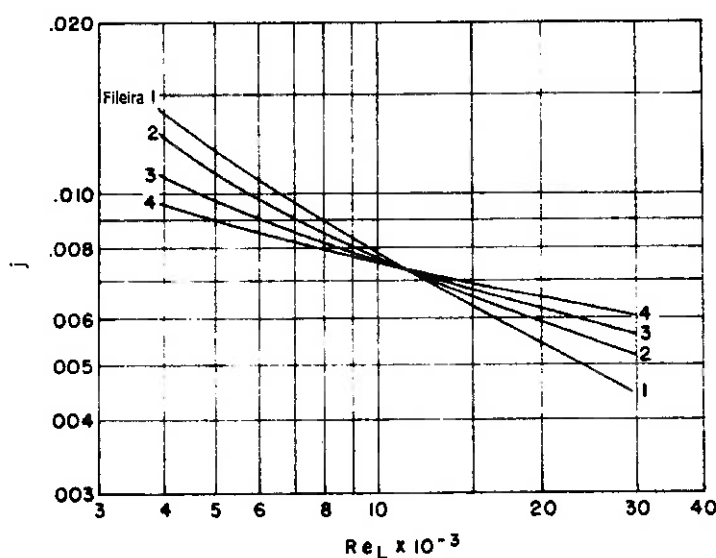


figura 2.6: Resultados da transferência de calor para fileiras individuais de tubos no trocador de calor com quatro fileiras. RICH (1975)

Através da comparação da transferência de calor de cada uma das fileiras de tubos do trocador de calor com quatro fileiras, com a dos trocadores de calor de uma, duas e três fileiras de tubos chegou-se à conclusão que “a adição de fileiras de tubos a jusante tem um efeito insignificante sobre as fileiras localizadas a montante.”.

Uma conclusão importante do trabalho de RICH (1975) é que o coeficiente global de transferência de calor para um trocador de calor tubo-aleta com várias fileiras de tubos pode ser maior ou menor do que o de um trocador de calor com poucas fileiras de tubos, dependendo do número de Reynolds. Até mesmo os coeficientes locais de transferência de calor correspondentes à porção a jusante do trocador de calor, podem ser maiores ou menores que os da porção a montante, dependendo do número de Reynolds. Pode-se chegar a estas conclusões observando-se o gráfico da figura 2.7.

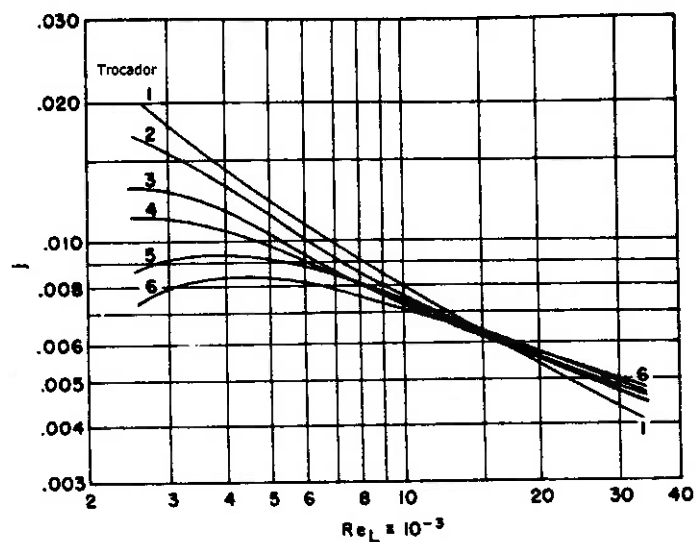


figura 2.7: Resultados da transferência de calor para trocadores de calor com uma a seis fileiras de tubos. RICH (1975)

Este gráfico mostra claramente que para números de Reynolds reduzidos, os trocadores de calor tubo-aleta com várias fileiras de tubos são indesejáveis já que os coeficientes de transferência de calor são pequenos se comparados aos trocadores de calor com poucas fileiras de tubos.

Alguns aspectos relativos ao padrão do escoamento são comentados rapidamente como: os baixos coeficientes locais de transferência de calor, na porção da aleta afetada pela esteira formada a jusante do tubo; o aparecimento dos vórtices ferradura e as condições em que estes são estáveis, levando em conta o número de Reynolds e o

espaçamento entre aletas. Entretanto, devido à natureza complexa do escoamento, o autor ressalta que as tendências observadas são “entendidas apenas em termos gerais.”

McQUISTON (1978), baseando-se em dados existentes na literatura assim como em dados experimentais próprios, obteve correlações para a transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta compactos. Neste trabalho, leva-se em consideração a influência da umidade do ar nas correlações propostas, já que se propõe a fornecer dados para a solução de problemas de desumidificação.

Primeiramente, o autor apresenta uma correlação sem considerar os efeitos da umidade. Esta correlação leva em conta aspectos dimensionais do trocador de calor, como espaçamentos entre os tubos (sempre em arranjo alternado), o diâmetro hidráulico e o diâmetro externo dos tubos, fornecendo o fator de Colburn em função do número de Reynolds.

A definição utilizada para o número de Reynolds é baseada no diâmetro do tubo e não no diâmetro hidráulico, diferentemente da metodologia de KAYS e LONDON (1984). Como os trocadores de calor utilizados para obtenção desta correlação apresentavam quatro fileiras de tubos, fez-se necessário propor uma correção para o caso genérico de um número qualquer de fileiras de tubos. Para isso, utilizou-se os dados de RICH (1975). A correção proposta, conforme comentado pelo próprio McQUISTON (1978), é limitada às características dimensionais utilizadas por RICH (1975).

Para considerar os efeitos da umidade do ar, McQUISTON (1978) apresenta uma correção para a correlação anterior, em função do número de Reynolds com o espaçamento entre aletas como dimensão característica. Segundo o autor, o número de Reynolds definido desta forma é mais significativo para a correção dos efeitos da umidade. Aplicando a correção, as correlações propostas apresentam a seguinte forma:



$$j = 0,0014 + 0,2618 (JP) J(s) \quad (2.5)$$

$$f = 4,094 \cdot 10^{-3} + 1,382 [(FP) F(s)]^2 \quad (2.6)$$

onde os termos  $JP$  e  $FP$  referem-se às correlações sem efeitos de umidade enquanto  $J(s)$  e  $F(s)$  às correções para umidade.

Os desvios apresentados por estas correlações em relação aos respectivos dados experimentais são da ordem de 10% para o fator de Colburn e 35% para o fator de atrito. Como comentado anteriormente, estas correlações são válidas para quatro fileiras de tubos sendo que a correção proposta para um número qualquer de fileiras é aplicável a uma pequena faixa de variação das dimensões do trocador de calor.

Para quatro fileiras de tubos, as correlações são válidas dentro da faixa mostrada na tabela 2.2, onde  $V_{fr}$  é a velocidade frontal.

	$D$ [mm]	$S_L$ [mm]	$S_T$ [mm]	$e$ [mm]	$E$ [mm]	$V_{fr}$ [m/s]
faixa	9,5	25,4	25,4	0,152	1,81	1,0
	15,8	50,8	50,8	0,254	6,35	4,0

Tabela 2.2: Faixa de validade da correlação proposta por McQUISTON (1978).

No trabalho de ROSMAN et al. (1984), utilizou-se os resultados locais de transferência de massa obtidos por SABOYA; SPARROW (1974 e 1976a) com o objetivo de se estudar a distribuição de temperatura sobre a aleta e sua eficiência. Portanto, neste trabalho a aleta não é considerada isotérmica.

A distribuição de temperatura na aleta foi obtida através de uma análise numérica bidimensional da transferência de calor sobre a mesma, fazendo uso dos coeficientes locais de transferência de massa anteriormente citados que, por analogia, foram transformados em coeficientes locais de transferência de calor. Verificou-se a influência

do número de Reynolds e da condutividade térmica do material da aleta sobre a distribuição de temperatura na mesma. Em linhas gerais, quanto maior o número de Reynolds e menor a condutividade térmica, maior a diferença de temperatura nas regiões da aleta afastadas do tubo (figura 2.8).

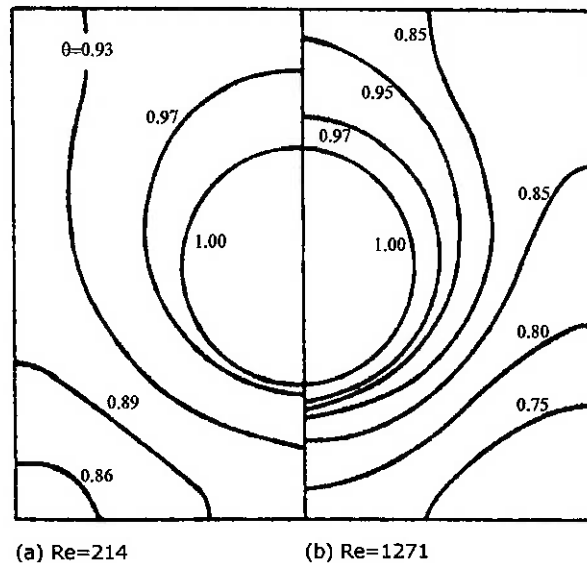


figura 2.8: Efeito do número de Reynolds sobre a distribuição de temperatura na aleta para uma fileira de tubos -  $K=202W/mK$ . ROSMAN et al. (1984)

Para a determinação da eficiência da aleta  $\eta$  os autores utilizaram a seguinte definição:

$$\eta = \frac{\theta_{b,e}}{\theta_{b,e}^i} \quad (2.7)$$

onde  $\theta_{b,e}$  é a temperatura adimensional média do ar na saída do canal e  $\theta_{b,e}^i$  a temperatura adimensional média do ar na saída do canal para uma aleta isotérmica.

Objetivando validar os resultados globais obtidos anteriormente por transferência de massa, ROSMAN et al. (1986) compararam-nos com outros resultados obtidos por transferência de calor (dados experimentais para aletas isotérmicas). Para uma fileira de tubos utilizou-se os resultados de SABOYA; SPARROW (1974) conjuntamente com os

de SHEPHERD apud ROSMAN et al. (1984). Para duas fileiras de tubos utilizou-se os resultados de SABOYA; SPARROW (1976a) conjuntamente com os de transferência de calor obtidos experimentalmente pelos autores (figura 2.9 e 2.10).

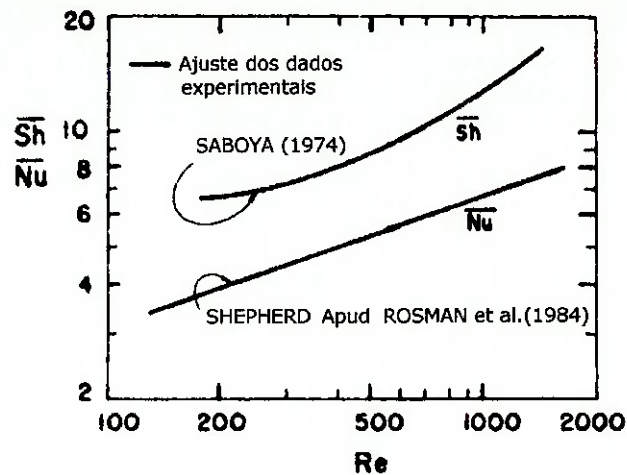


figura 2.9: Números de Nusselt ( $Nu$ ) e Sherwood ( $Sh$ ) em função do número de Reynolds para uma fileira de tubos. ROSMAN et al. (1984)

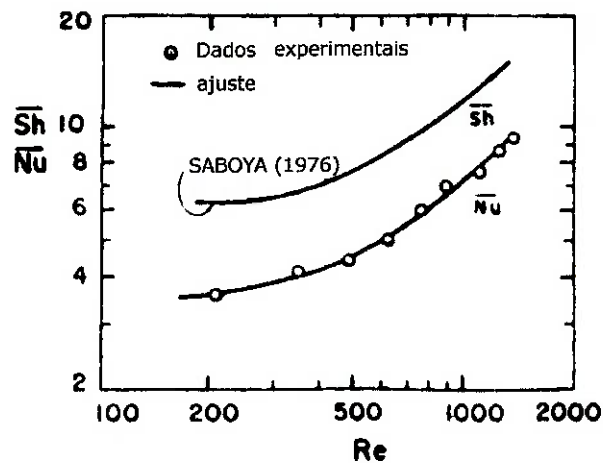


figura 2.10: Números de Nusselt ( $Nu$ ) e Sherwood ( $Sh$ ) em função do número de Reynolds para duas fileiras de tubos. ROSMAN et al. (1984)

Ao se aplicar a analogia entre os números de Nusselt e Sherwood conforme a equação 2.8, os autores adotaram o valor do expoente  $m$  de 0,40 (figura 2.11).

$$Nu = Sh \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^m \quad (2.8)$$

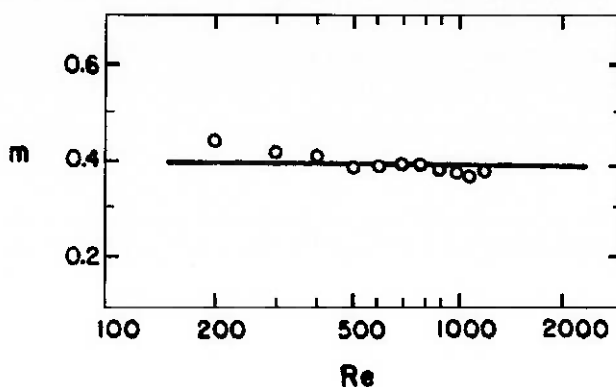


figura 2.11: Expoente  $m$  para a analogia da transferência de massa para a configuração com duas fileiras de tubos. ROSMAN et al. (1984)

Como resultado, as seguintes correlações foram propostas para o número de Nusselt médio em função do número de Reynolds, para aletas isotérmicas com uma e duas fileiras de tubos.

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = 4,18 + 1,50 \times 10^{-3} Re^{1,15} \quad (2.9)$$

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = 3,58 + 8,46 \times 10^{-4} Re^{1,24} \quad (2.10)$$

Condensando todos os resultados relativos à distribuição de temperatura na aleta, e à transferência global de calor, levantou-se o gráfico da figura 2.12. Pode-se observar que a eficiência da aleta é maior para o trocador de calor com duas fileiras de tubos.

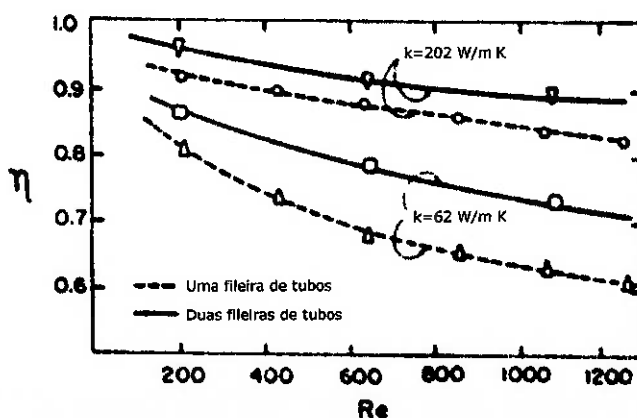


figura 2.12: Eficiência da aleta em função do número de Reynolds para uma e duas fileiras de tubos. ROSMAN et al. (1984).

Uma aproximação não comentada pelos autores é a utilização de coeficientes de transferência de massa locais, obtidos com concentração constante na aleta - condição análoga a aleta isotérmica - para a determinação da distribuição de temperatura na aleta, não mais considerada isotérmica. Entretanto, esta aproximação não chega a apresentar problemas quando o material da aleta tem uma condutividade térmica elevada, como na maioria dos casos práticos, pois isto aproximaria a aleta da condição isotérmica.

FIEBIG et al. (1995a) estudaram numericamente um modelo de trocador de calor tubo-aleta, considerando os efeitos de condução na aleta. Trata-se de um problema de transferência de calor *conjugada* já que considera-se num mesmo domínio, volumes preenchidos por material sólido e volumes por onde escoar ar. Segundo o conhecimento dos autores, “não existe um método experimental que permita medições da transferência de calor local conjugada em um elemento tubo-aleta.”<sup>2</sup>, justificando-se a abordagem numérica adotada.

FIEBIG et al. (1995a) comentam que no trabalho de ROSMAN et al. (1984) não foi considerada a influência da distribuição de temperatura na aleta sobre o número de Nusselt local, já que os coeficientes locais foram obtidos a partir da técnica de sublimação de naftaleno (condição de contorno análoga à isotérmica). Os autores julgam importante considerar os efeitos da transferência de calor *conjugada* (condução-convecção) para se ter uma idéia clara do fenômeno que ocorre na aleta, especialmente na região de recirculação, atrás do tubo. Nesta região, dependendo do número de Reynolds e de parâmetros da aleta, tais como condutividade térmica e espessura, pode

---

<sup>2</sup> FIEBIG et al. (1995a) p.134.

ocorrer o fenômeno HTR - *heat transfer reversal* - ou transferência reversa de calor, que corresponde à inversão no sentido da transferência de calor em algumas regiões da aleta.

O modelo numérico de FIEBIG et al. (1995a) utilizou o método dos volumes finitos, em regime transitório, com uma malha de dimensões 72 x 25 x 11. Verificou-se a influência da malha sobre os resultados, observando-se desvios de 5 %. As dimensões do domínio e as condições de contorno são mostradas na figura 2.13.

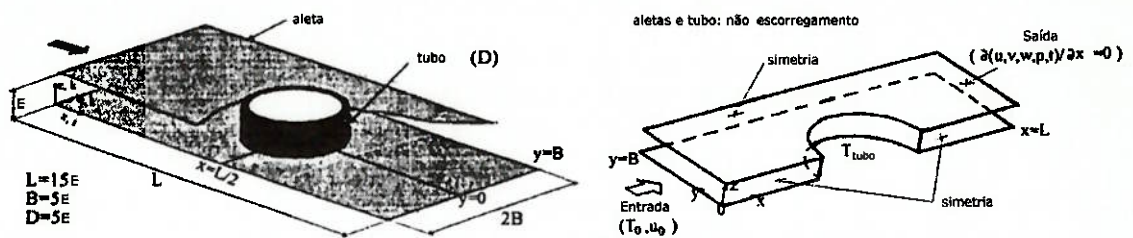


figura 2.13: Dimensões do domínio e condições de contorno utilizadas por FIEBIG et al. (1995a).

Apesar de o modelo considerar o escoamento transitório, obteve-se como solução escoamentos em regime permanente para números de Reynolds menores que 1000. Segundo os autores, a condição de contorno de simetria que divide o tubo transversalmente é responsável por isso, já que sem ela, o escoamento seria transitório para números de Reynolds ainda menores.

O parâmetro  $Fi$ , definido pela equação 2.11, é um indicativo da eficiência da aleta.

$$Fi = \frac{k_{aleta} e}{k_{fluido} E} \quad (2.11)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica. Quando  $Fi \rightarrow \infty$ , a aleta torna-se isotérmica e sua eficiência é 100 %.

As simulações mostram que para  $Fi \geq 10^4$  os coeficientes locais de transferência de calor são iguais aos obtidos para uma aleta isotérmica. Entretanto, conforme  $Fi$

diminui, os coeficientes locais podem ser significativamente diferentes. Para os trocadores de calor compactos mais comuns o parâmetro  $Fi$  encontra-se entre  $10^2$  e  $10^4$ . Ao alterar a distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor na superfície da aleta, a distribuição da transferência de calor sobre a aleta também é alterada, conforme mostra a figura 2.14, para número de Reynolds igual a 750. Para  $Fi = 10^2$  por exemplo, apesar do coeficiente local ser elevado na entrada do canal a transferência de calor é baixa, devido à distribuição de temperatura na aleta se desviar da condição isotérmica.

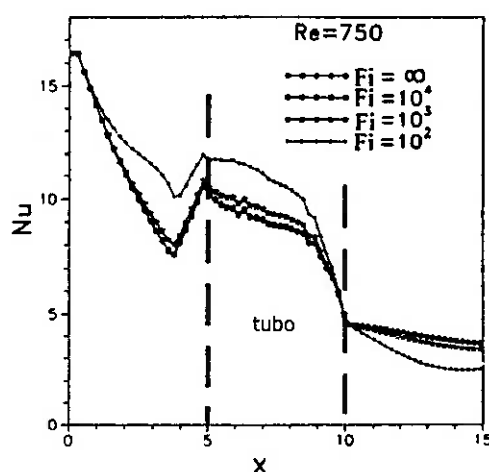


figura 2.14: Média do número de Nusselt local sobre a aleta em função da direção principal do escoamento. FIEBIG et al. (1995a).

Um fenômeno muito interessante observado por FIEBIG et al. (1995a) é a transferência reversa de calor que acontece na região de recirculação, na parte posterior do tubo. Este fenômeno pode ser entendido a partir das distribuições de temperatura sobre a aleta e sobre o fluido adjacente à aleta (figura 2.15). Nestas distribuições observa-se regiões onde a temperatura da aleta é inferior à do fluido, promovendo a transferência de calor no sentido inverso ao desejado.

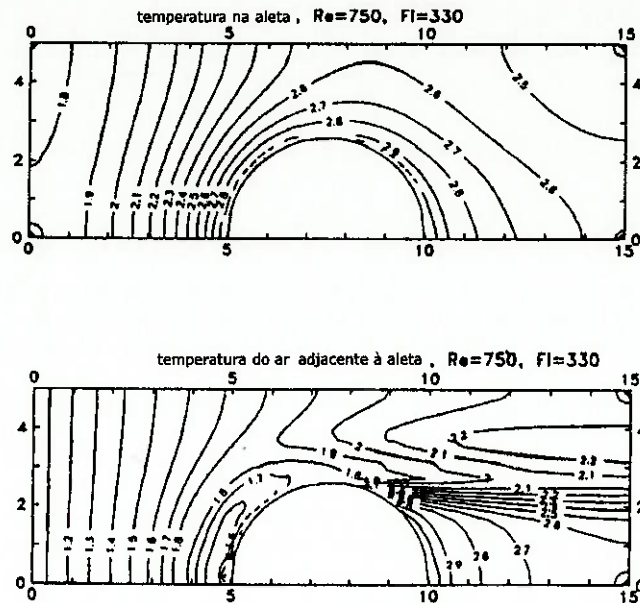


figura 2.15: Distribuição de temperatura sobre a aleta e sobre o fluido adjacente à aleta . FIEBIG et al. (1995a).

Segundo FIEBIG et al. (1995a), a intensidade do fenômeno da transferência reversa de calor "é pequeno em comparação com a transferência de calor na região do vórtice ferradura, mas este fenômeno deteriora a performance e deve ser evitado em trocadores de calor de alta performance.". Os autores propõe um gráfico, mostrado na figura 2.16, para se determinar a partir do parâmetro  $Fi$  a ocorrência do fenômeno. Deve-se observar que, para uma geometria diferente da utilizada no trabalho dos autores, este gráfico passa a ser apenas indicativo.

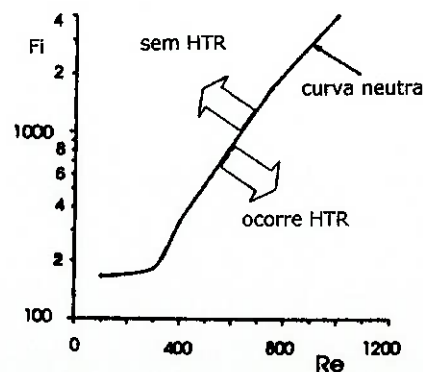


figura 2.16: Faixa de ocorrência do fenômeno da transferência reversa de calor. FIEBIG et al. (1995a).



Como continuação deste trabalho, FIEBIG et al. (1995b) apresentam uma forma de evitar o fenômeno de transferência reversa de calor utilizando geradores de vórtices longitudinais (figura 2.17). A utilização de geradores de vórtices não é a única forma de evitar o fenômeno. Utilizando aletas de espessura maior, ou de material com condutividade térmica maior, alterando a faixa de operação para um número de Reynolds menor, ou ainda mudando a estrutura do escoamento na região de recirculação, o fenômeno pode ser evitado. FIEBIG et al. (1995b) escolheram a ultima alternativa por considerarem “uma maneira mais elegante”.

Utilizaram para tanto um par de geradores de vórtices DWP - *delta winglet pair* - diretamente atrás do tubo separados entre si de um diâmetro de tubo, com ângulo de ataque de  $45^\circ$ , como na figura 2.17.



*figura 2.17: Disposição dos geradores de vórtices longitudinais - DWP. FIEBIG et al. (1995b).*

A figura 2.18 apresenta a distribuição das velocidades no domínio de cálculo para o trocador de calor com e sem geradores de vórtices. Observa-se claramente que os geradores de vórtices alteram a estrutura do escoamento, praticamente eliminando a recirculação na parte posterior do tubo, justamente na porção da aleta onde ocorre o fenômeno de transferência reversa de calor. Esta alteração bastante significativa não só elimina o fenômeno indesejado como também promove intensificação na transferência de calor, já que a formação dos vórtices implica numa melhor mistura do fluido.

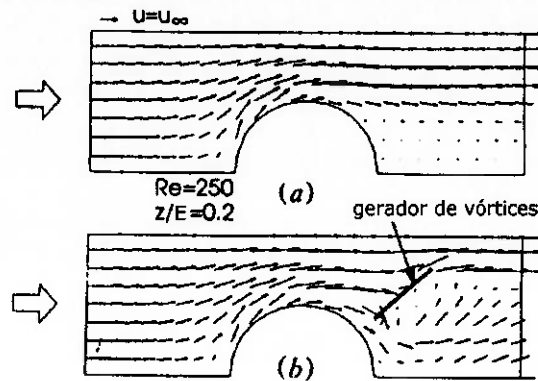


figura 2.18: Distribuição das velocidades sem geradores de vórtices (a) e com geradores de vórtices (b). FIEBIG et al. (1995b).

Outra importante constatação dos autores é que “os geradores de vórtices não alteram o comportamento da transferência de calor na região de entrada”. Nesta região estão concentrados os coeficientes de transferência de calor locais mais elevados, devido ao desenvolvimento da camada limite. A intensificação global da transferência de calor obtida com os geradores de vórtices foi de 31%, para  $Re = 300$  e  $Fi = 200$ . Entretanto, deve-se observar que o fator  $Fi$  para este caso é bastante baixo, correspondendo a uma aleta com espessura reduzida ou material de baixa condutividade térmica. Para uma aleta mais eficiente, níveis de intensificação menores são obtidos.

JIAN et al. (1996) estudaram a influência do espaçamento entre aletas e do número de tubos sobre a transferência de calor e perda de carga dos trocadores de calor tubo-aleta compactos, com tubos dispostos em linha e em arranjo alternado. O espaçamento entre aletas ficou entre 8 e 12 aletas por polegada (ou 1,8 a 2,9 mm).

O modelo numérico proposto utiliza o Método dos Volumes Finitos, apresentando um sistema de coordenadas coincidente com a fronteira do domínio, considera o fluido incompressível, com propriedades constantes e o escoamento como sendo laminar, tridimensional e em regime permanente. Para se determinar a influência da malha sobre os resultados, simulações foram conduzidas com um número crescente de

volumes ( 11x26x194 ; 15x31x234 ; 17x33x261 ) sendo que os erros relativos observados nos números de Nusselt locais e globais são inferiores a 4 %. As condições de contorno são semelhantes às do trabalho de FIEBIG et al. (1995a).

Para se verificar os resultados numéricos, um trocador de calor com as mesmas características geométricas foi ensaiado experimentalmente. O trocador de calor apresentava quatro fileiras de tubos. Segundo os autores, os dados experimentais obtidos apresentam incertezas entre 3,3 e 6,2 %, sendo que as maiores incertezas estão associadas a baixos números de Reynolds.

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais é mostrada na figura 2.19. Segundo os autores, mesmo com a condição de contorno de aleta isotérmica não ter sido obtida nos resultados experimentais, “os resultados numéricos concordam bem com os dados experimentais.”.

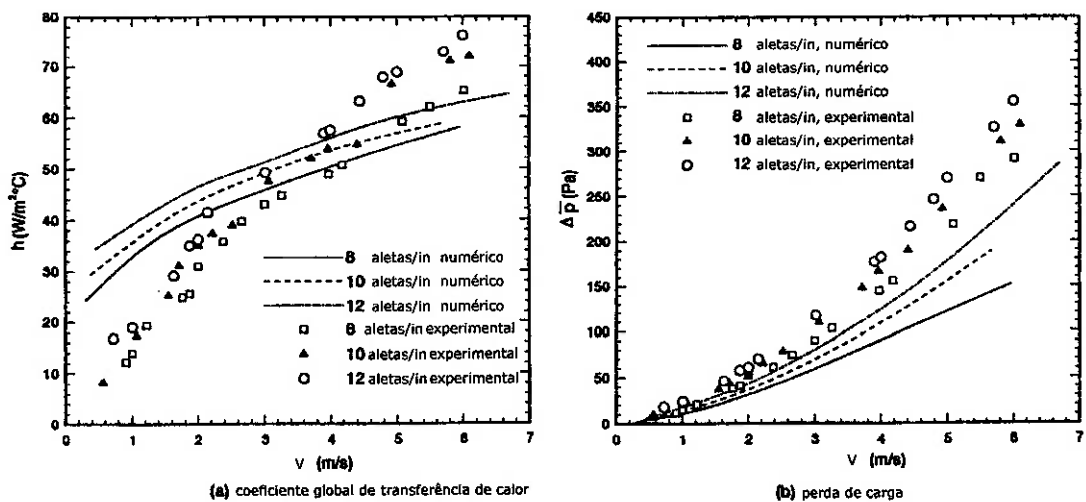


figura 2.19: Comparação entre os resultados numéricos e experimentais em função da velocidade na seção de entrada. JIIN et al. (1996).

Pode-se observar na figura 2.19a que, por algum motivo, para o coeficiente global de transferência de calor, os dados experimentais e os numéricos apresentam um comportamento distinto. Se os dados experimentais apresentam realmente os desvios comentados, de 6,2 % no máximo, chega-se à conclusão que há algo de errado com o

método numérico utilizado. Se a condição de contorno isotérmica na aleta fosse a causa desta diferença de comportamento, os coeficientes globais de transferência de calor numéricos seriam sempre superiores aos experimentais, o que não se observa. Além disso, os coeficientes globais de transferência de calor deveriam se aproximar assintoticamente de zero para a velocidade tendendo a zero, assim como os dados experimentais.

O artigo de JIIN et al. (1996) não traz informações suficientes que permitam detectar algum possível erro no modelo numérico, descrito apenas em termos gerais.

### *2.3 - Trocadores de calor compactos com aletas recortadas*

Até este ponto, em todos os trabalhos comentados, os trocadores de calor apresentavam aletas planas ou 'lisas'. Vários trocadores de calor tubo-aleta utilizam técnicas de intensificação da transferência de calor sobre a aleta, tornando-a ondulada, corrugada, perfurada ou recortada. Outra técnica promissora, conforme estudos realizados por RODRIGUES (1996), SABANAI (1996) e BAYÓN (1996) é a aplicação de geradores de vórtices sobre a aleta.

Neste trabalho estuda-se a técnica de intensificação conhecida como 'offsets' (ou recortes na aleta), que promovem interrupções sucessivas da camada limite. Nos dois itens à seguir discute-se artigos que tratam deste assunto, em trocadores de calor de placas planas e trocadores de calor tubo-aleta.

### 2.3.1 - Trocador de calor de placas planas com aletas recortadas

WIETING (1975) foi aparentemente o primeiro a propor correlações empíricas obtidas a partir de dados experimentais, com o objetivo de se obter os fatores de Colburn e de atrito, para trocadores de calor de placas planas com aletas recortadas ("*offset-fin plate-fin heat exchangers*"). A figura 2.20 apresenta uma configuração típica deste trocador de calor.

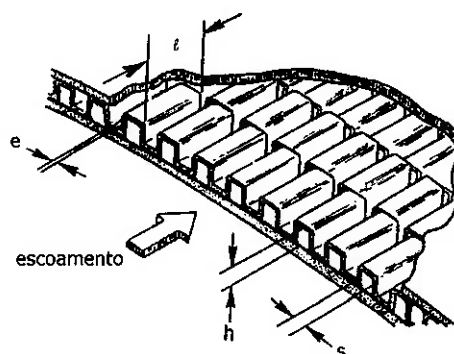


figura 2.20: Configuração típica de trocador de calor de placas planas com aletas recortadas. WIETING (1975).

Segundo WIETING (1975), as correlações analíticas existentes até então apresentavam simplificações que comprometiam os resultados significativamente e além disso, justifica seu procedimento com a afirmação de que “correlações empíricas obtidas a partir de dados experimentais são provavelmente o meio mais realista de se obter um método para prever as características de trocadores de calor deste tipo ainda não testados.”.

WIETING (1975) utilizou 22 diferentes configurações de trocadores de calor com aletas recortadas, disponíveis em cinco fontes distintas. As correlações empíricas foram obtidas para duas faixas de números de Reynolds,  $Re < 1000$  e  $Re > 2000$ , já que a zona de transição do escoamento encontra-se na faixa de números de Reynolds entre

1000 e 2000. A obtenção das correlações foi realizada utilizando-se o método dos mínimos quadrados, obtendo-se os coeficientes  $a_i$ ,  $b_i$  e  $C_i$  das relações abaixo.

$$f = C_1 (\ell / D_h)^{a_1} (e / D_h)^{a_2} (s / h)^{a_3} (Re)^{a_4} \quad (2.12)$$

$$j = C_2 (\ell / D_h)^{b_1} (e / D_h)^{b_2} (s / h)^{b_3} (Re)^{b_4} \quad (2.13)$$

onde  $\ell$  é o comprimento,  $h$  a altura e  $s$  a largura de um recorte.

Os resultados obtidos por WIETING (1975) indicam que, para o regime laminar, o parâmetro adimensional ( $e/D_h$ ) não têm influência sobre a transferência de calor assim como para a perda de carga, ocorrendo o mesmo para o parâmetro  $\alpha = (s/h)$  em regime turbulento. Esta tendência era esperada já que trabalhos analíticos indicavam o mesmo resultado.

$$\text{Para } Re \leq 1000 \quad f = 7,661 (\ell / D_h)^{-0,384} (s / h)^{-0,092} (Re)^{-0,712} \quad (2.14)$$

$$j = 0,483 (\ell / D_h)^{-0,162} (s / h)^{-0,184} (Re)^{-0,536}$$

$$\text{Para } Re \geq 2000 \quad f = 1,136 (\ell / D_h)^{-0,781} (e / D_h)^{0,534} (Re)^{-0,198} \quad (2.15)$$

$$j = 0,242 (\ell / D_h)^{-0,322} (e / D_h)^{0,089} (Re)^{-0,368}$$

As correlações empíricas obtidas apresentam desvios da ordem de 10% para a transferência de calor e 15% para a perda de carga, se forem analisados apenas 85% dos pontos experimentais. Para alguns pontos experimentais ocorrem desvios da ordem de 40%. Mesmo assim, os resultados são considerados muito bons, conforme mostra a figura 2.21, em regime laminar.

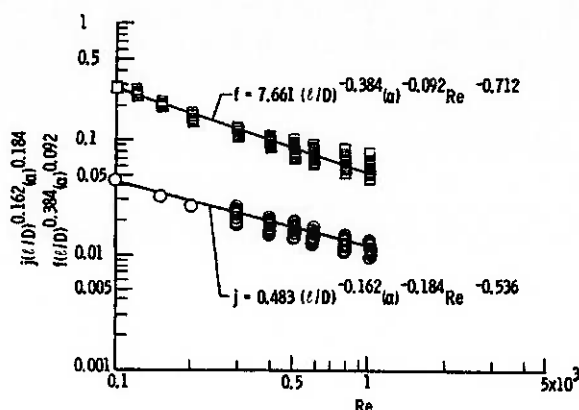


figura 2.21: Comparação da correlação empírica com dados experimentais. WIETING (1975).

As correlações não foram levantadas para a zona de transição de regime laminar para turbulento, mas mesmo assim, o autor sugere equações que fornecem um número de Reynolds ‘de referência’, que seria aquele em que a curva do regime laminar intercepta a do regime turbulento. Desta forma, quando necessário prever algum dos coeficientes dentro da zona de transição, utiliza-se a relação para regime laminar se o número de Reynolds for inferior ao ‘de referência’, e vice versa.

JOSHI; WEBB (1987) conduziram estudos de visualização do escoamento em um canal com recortes, com o objetivo de determinar em que condições ocorre a transição no regime. Alguns trocadores de calor de placas planas com recortes apresentam a configuração mostrada na figura 2.22.

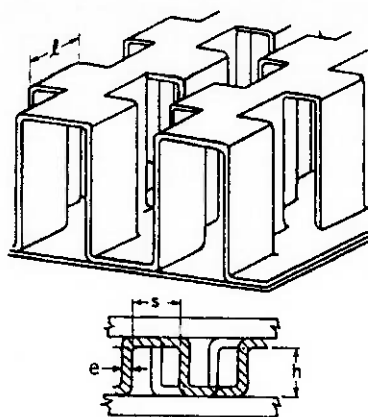


figura 2.22: Geometria de um trocador de calor de placas planas com recortes. JOSHI; WEBB (1987).

Para números de Reynolds crescentes, observa-se a transição de um escoamento laminar estável para um oscilante (ou com emissão de vórtices). A figura 2.23 apresenta os quatro padrões distintos de escoamento que podem ser observados.

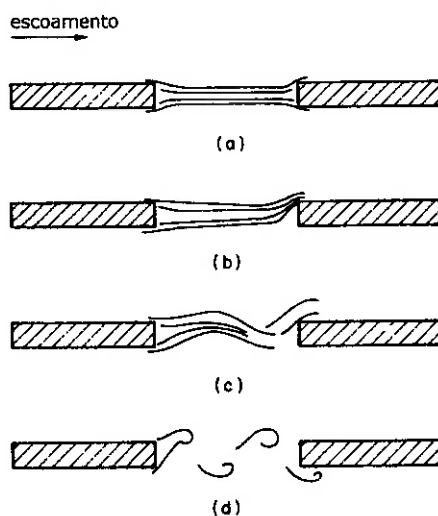


figura 2.23: Padrões de escoamento observados com experimentos de visualização com números de Reynolds crescentes de a para d. JOSHI; WEBB (1987).

O estudo de visualização foi conduzido para três disposições distintas dos recortes. O aparato experimental garantia o escoamento de etileno glicol a vazões controláveis e a visualização foi obtida com a ajuda de um corante. A partir destes



resultados, JOSHI; WEBB (1987) propuseram uma equação para a predição do número de Reynolds em que ocorre a transição do regime laminar para o turbulento.

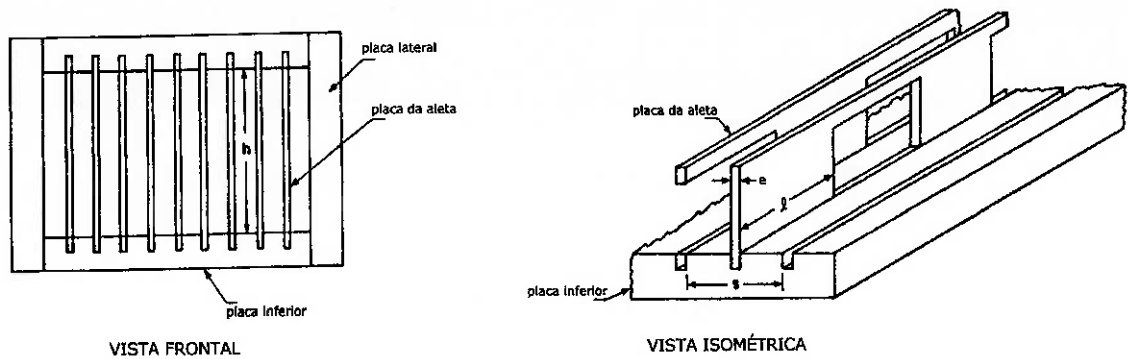


figura 2.24: Construção da seção de testes. JOSHI; WEBB (1987).

Além do estudo de visualização, JOSHI; WEBB (1987) desenvolveram modelos analíticos para prever  $f$  e  $j$ . O modelo inclui requintes como o efeito de rebarbas e da rugosidade dos recortes. Entretanto alguns pesquisadores como MANGLIK; BERGLES (1995) classificam-no como complicado e de emprego difícil. Até mesmo JOSHI; WEBB (1987) citam que “curvas empíricas baseadas em dados experimentais são mais fáceis de usar que o modelo descrito acima e podem ser preferidas pelo projetista industrial.”.

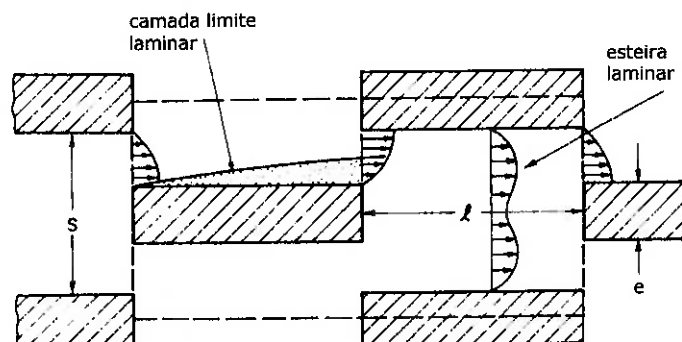


figura 2.25: Célula utilizada para a construção do modelo analítico para o escoamento através dos recortes. JOSHI; WEBB (1987).

SCHENONE et al. (1991) desenvolveram um critério para projeto de trocadores de calor de placas planas com aletas recortadas utilizando a segunda lei da termodinâmica. Tanto a transferência de calor quanto as perdas por atrito são fontes de irreversibilidade. Os autores sugerem uma forma de otimizar o projeto do trocador de calor objetivando a menor geração de entropia possível.

Uma relação para a geração de entropia num determinado comprimento de trocador de calor foi desenvolvida, em função dos fatores  $f$  e  $j$ . Utilizando correlações disponíveis na literatura para trocadores de calor com e sem aletas recortadas, para regime laminar e turbulento, desenvolveram a relação da geração de entropia para trocadores de calor com placas planas em função de suas características dimensionais.

Com o objetivo de “quantificar o impacto termodinâmico da superfície intensificada em relação à superfície lisa, de referência” propuseram um parâmetro denominado número de geração de entropia devido à intensificação  $N$ . O número  $N$  é a relação entre a entropia gerada pela superfície com aletas recortadas e a entropia gerada pela superfície lisa.

Uma importante conclusão do trabalho de SCHENONE et al. (1991) é que o estudo sob o ponto de vista da segunda lei confirma a grande utilidade dos recortes. “Na maioria das condições de trabalho os valores de  $N$  são muito menores que um” sendo que para números de Reynolds dentro da faixa laminar esta tendência se intensifica.

TINAUT et al. (1992) apresentaram correlações para os fatores  $j$  e  $f$  em função do número de Reynolds, para uma única geometria particular de trocador de calor de placas planas com aletas recortadas, de uso comum em automóveis e aeronaves. Os autores estavam interessados na transferência de calor entre líquidos, água e óleo especificamente, fluidos utilizados na obtenção da correlação.

A correlação proposta por TINAUT et al. (1992) não é repetida aqui por ser particular a uma geometria. Mais importante que a correlação é a comparação de seus resultados com outros existentes na literatura. A figura 2.26 apresenta a comparação da correlação encontrada para o coeficiente de transferência de calor com os resultados experimentais que a geraram. Verifica-se que a correlação representa bem os dados experimentais.

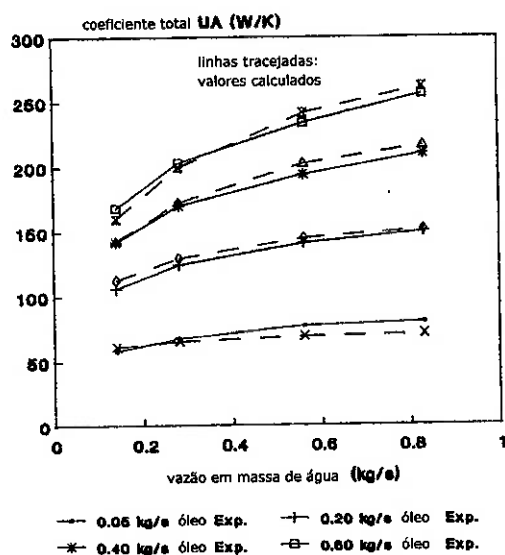


figura 2.26: Comparação da correlação para transferência de calor com os dados experimentais. TINAUT (1992).

A figura 2.27 apresenta uma comparação dos resultados de TINAUT (1992) com os de diferentes autores.

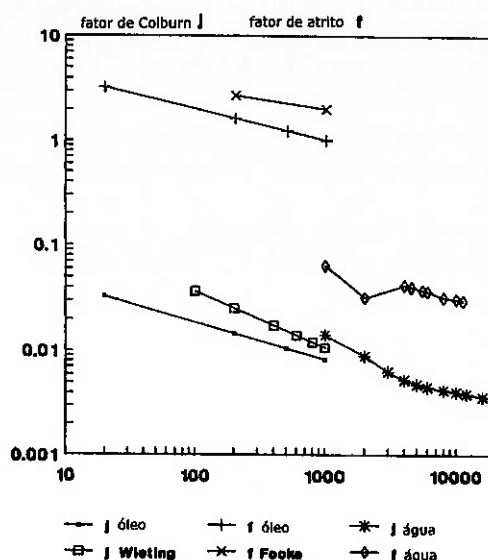


figura 2.27: Comparação da correlação para transferência de calor com dados existentes na literatura. TINAUT (1992).

Se comparados aos resultados de WIETING (1975), cujas correlações foram obtidas a partir de 22 diferentes configurações geométricas de trocadores de calor, o fator de Colburn  $j$  proposto pela correlação de TINAUT et al. (1992) é 35% inferior, para números de Reynolds entre 200 e 1000. TINAUT et al. (1992) atribuem tal diferença ao fato de WIETING (1975) utilizar dados experimentais obtidos para o ar (números de Prandtl diferentes). Deve-se observar também que para algumas configurações geométricas a correlação de WIETING (1975) apresenta desvios de até 40% em relação aos dados experimentais.

TOOSSI et al. (1994) também estavam interessados na utilização dos trocadores de calor com recortes em escoamentos de líquidos (água e etileno glycol), problema que apresenta enorme escassez de resultados experimentais. Tal interesse se justifica em algumas aplicações como o resfriamento de componentes eletrônicos. Além disso, verificaram a influência de condições de contorno distintas nas paredes inferior e superior do canal onde encontram-se os recortes, já que a aplicação particular exigia esta

verificação. A maioria dos dados experimentais disponíveis na literatura apresenta uma condição de contorno isotérmica nas paredes inferior e superior. TOOSSI et al. (1994) conduziram seus experimentos utilizando uma condição de contorno de fluxo de calor constante em uma das paredes e a outra parede adiabática.

O aparato experimental utilizado consistia de recortes em alumínio montados entre duas placas também de alumínio, com espessura de 2 mm. Como já comentado, uma das placas é isolada enquanto a outra é mantida a um fluxo de calor constante, sendo que esta condição de projeto se verificou durante os experimentos.

A figura 2.28 apresenta os resultados experimentais de TOOSSI et al. (1994) comparados com correlações existentes na literatura. Devido à diferença nas condições de contorno, as correlações (linha tracejada) foram adaptadas utilizando uma interpolação linear (linha contínua). Segundo TOOSSI et al. (1994) “pode-se ver que uma simples extrapolação dos dados de Kays e London obtidos para ar, para o uso em líquidos, subestima a transferência de calor real, na faixa da presente investigação.”, e afirmam ainda que não existe base física que justifique a potência  $2/3$  no número de Prandtl, nas correlações do fator de Colburn.

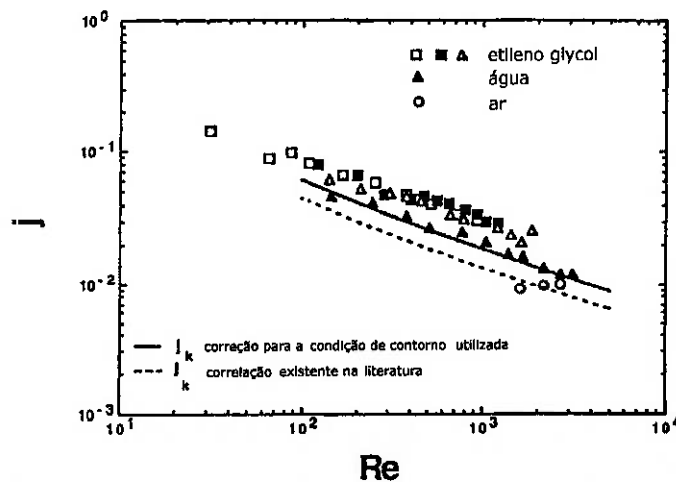


figura 2.28: Resultados experimentais do fator de Colburn em função do número de Reynolds. TOOSSI et al. (1994).

Outra observação de TOOSSI et al. (1994) está relacionada à baixa eficiência das aletas, da ordem de 10 a 20 %, indicando a necessidade de um projeto diferenciado para trocadores de calor com recortes quando utilizados com líquidos. Parâmetros geométricos devem ser alterados, como a espessura das aletas por exemplo, que deveria ser aumentada.

Como era previsível a partir de dados existentes na literatura, as condições de contorno têm maior influência sobre a transferência de calor quando em regime laminar do que em regime turbulento. Uma importante verificação do trabalho de TOOSSI et al. (1994) é que as diversas correlações existentes na literatura para os trocadores de calor com recortes são muito imprecisas quando aplicadas para fluidos de número de Prandtl elevado. Isto deve-se ao fato destas correlações terem sido obtidas a partir de dados experimentais utilizando ar. Além disso, a maneira clássica empregada para levar em conta o efeito do número de Prandtl sobre o fator de Colburn ( $j = St Pr^{2/3}$ ) parece não ser satisfatória, sendo questionada pelos autores assim como em trabalhos por eles mencionados. Apenas uma configuração geométrica foi estudada por TOOSSI et al. (1994) e conseqüentemente a validade dos resultados, conforme comentado pelos próprios autores, é limitada a esta configuração.

MANGLIK; BERGLES (1995) revisaram as correlações empíricas e analíticas existentes na literatura para os fatores  $j$  e  $f$  de trocadores de calor de placas planas com recortes. Segundo os autores “uma predição confiável da transferência de calor e da perda de carga em trocadores de calor com recortes continua sendo um processo difícil, restritivo e geralmente incerto.”. Esta observação deve-se ao fato das correlações serem demasiadamente complicadas ou, num extremo oposto, simples e superficiais.

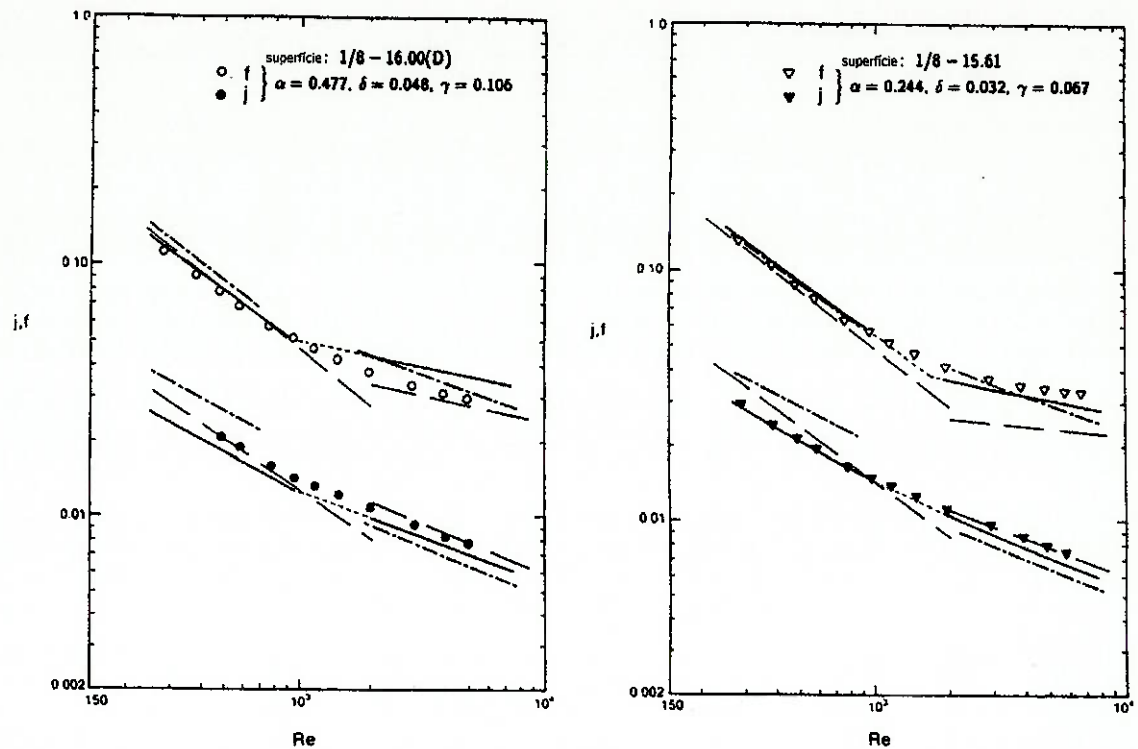


figura 2.29: Comparação das correlações de  $j$  e  $f$  de três fontes distintas com dados experimentais de KAYS; LONDON (1984). MANGLIK; BERGLES (1995). - os parâmetros  $\alpha$ ,  $\delta$  e  $\gamma$  são dados respectivamente por  $(s/h)$ ,  $(e/\ell)$  e  $(e/s)$  -

O gráfico da figura 2.29 apresenta uma comparação de dados experimentais com o resultado apresentado por diversas correlações empíricas. Observa-se que as correlações apresentam uma descontinuidade na zona de transição, enquanto que os dados experimentais apresentam uma mudança contínua na inclinação da curva. Segundo MANGLIK; BERGLES (1995) esta observação sugere que os dados podem ser descritos por uma única correlação empírica, em toda a faixa de números de Reynolds. Com o objetivo de obter correlações com estas características, empregaram a técnica de aproximação assintótica a dados existentes na literatura.

Como resultado, as equações abaixo foram obtidas, que correlacionam os dados de 18 configurações geométricas de trocadores de calor dentro de uma variação de  $\pm 20\%$ . Os autores utilizaram a mesma base de dados experimentais de WIETING

(1975), considerando somente 18 das 22 configurações disponíveis sem apresentar qualquer motivo para isso.

$$f = 9,6243 Re^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \delta^{0,3053} \gamma^{-0,2659} \times \quad (2.16)$$

$$\times \left[ 1 + 7,669 \times 10^{-8} Re^{4,429} \alpha^{0,920} \delta^{3,767} \gamma^{0,236} \right]^{0,1}$$

$$j = 0,6522 Re^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \delta^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \times \quad (2.17)$$

$$\times \left[ 1 + 5,269 \times 10^{-5} Re^{1,340} \alpha^{0,504} \delta^{0,456} \gamma^{-1,055} \right]^{0,1}$$

Segundo os autores, a variação de  $\pm 20\%$  observada deve-se à não uniformidade das dimensões dos trocadores de calor devido ao processo de fabricação, indicando um limite mínimo na precisão das correlações empíricas e não uma falha no método de obtenção das mesmas.

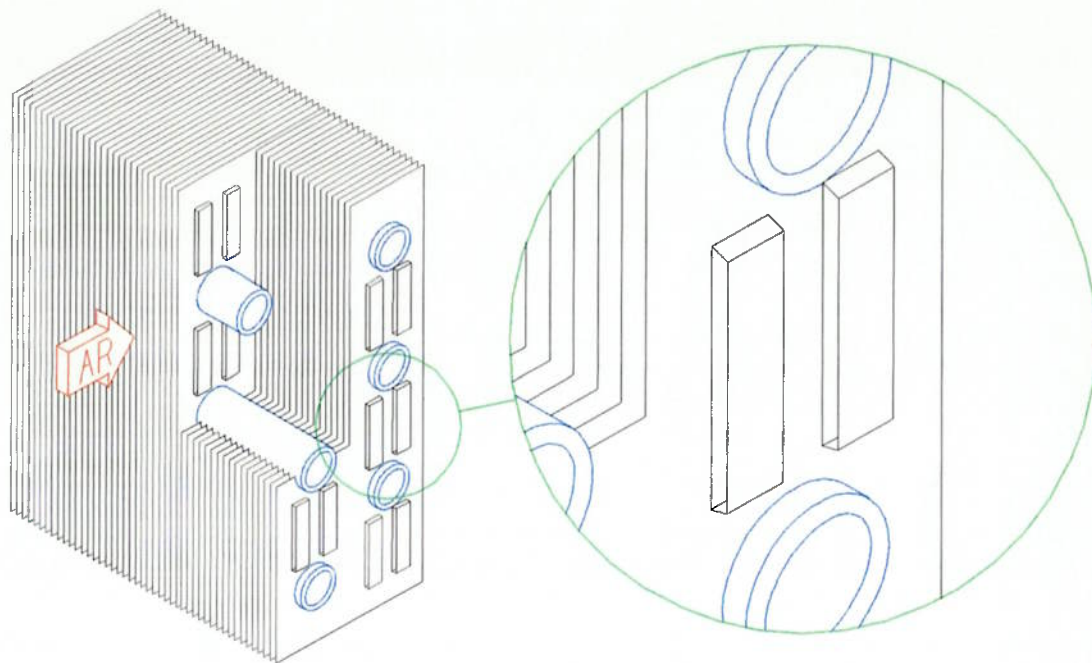
Concluindo, MANGLIK; BERGLES (1995) comentam diversos novos rumos de pesquisa dentro da área dos trocadores de calor com recortes, indicando diversos artigos da literatura. Alguns novos rumos de pesquisa comentados são: a escassez de dados para líquidos, a influência da variação das propriedades do fluido com a temperatura (bastante importante em escoamentos de líquidos), ruído em determinadas condições de operação e disposição não uniforme dos recortes.

### 2.3.2 - Trocador de calor tubo-aleta com aletas recortadas

A utilização de recortes em trocadores de calor tubo-aleta compactos não é uma idéia nova. Entretanto, poucos trabalhos científicos abordam o assunto, sendo que durante a revisão bibliográfica realizada encontrou-se um único artigo, de

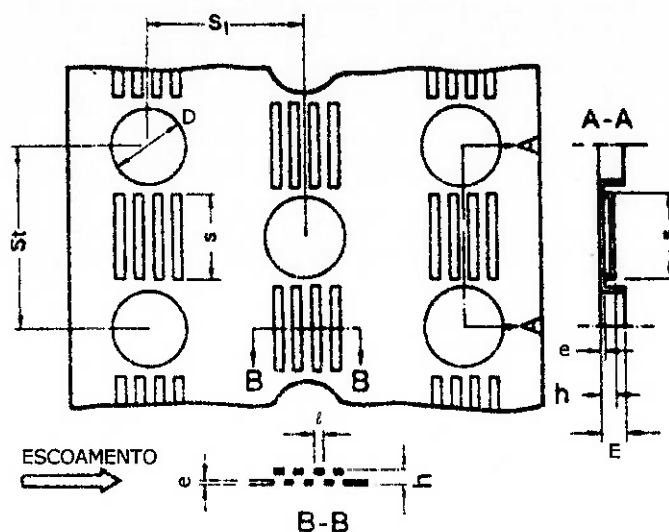


NAKAYAMA; XU (1983), comentado a seguir. A figura 2.30 apresenta uma possível implementação deste tipo de trocador de calor, vista em perspectiva.



*figura 2.30: Trocador de calor compacto com aletas recortadas.*

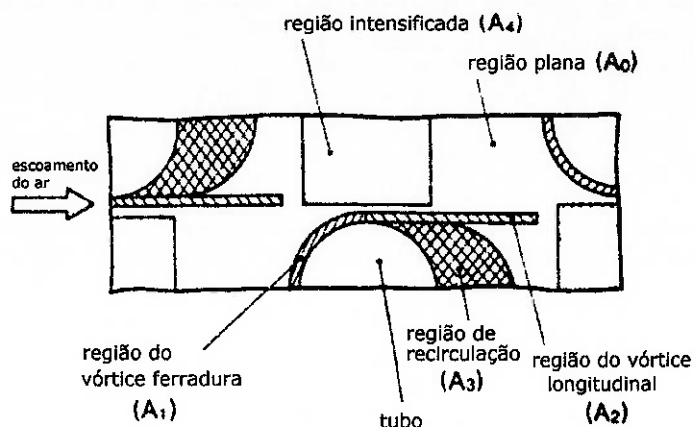
NAKAYAMA; XU (1983) apresentam resultados de um estudo dos trocadores de calor tubo-aleta que utilizam a técnica de intensificação da transferência de calor conhecida por 'offsets' (ou recortes), que promovem interrupções sucessivas da camada limite. A geometria da superfície com as aletas recortadas pode ser vista na figura 2.31.



*figura 2.31: Geometria do trocador de calor compacto com aletas recortadas. NAKAYAMA; XU (1983).*

Sobre os trocadores de calor tubo-aleta com recortes, os autores comentam em seu trabalho que “correlações para avaliação de seu desempenho são virtualmente inexistentes”. Os autores querem dizer com isso que as correlações, muitas vezes levantadas por empresas, não são divulgadas, e que dados experimentais são escassos. Assim, propuseram uma forma analítica de se prever o fator de Colburn e o fator de atrito para este tipo de trocador de calor, comparando-os com alguns resultados experimentais, para se verificar a sua validade.

A solução analítica foi obtida dividindo-se a aleta em regiões, conforme mostra a figura 2.32. Para cada uma das regiões calculou-se a transferência de calor tendo como base coeficientes locais de transferência de calor e de massa, além de correlações obtidas por outros autores.



*figura 2.32: Divisão da aleta em regiões.  
NAKAYAMA; XU (1983).*

Para as regiões denominadas  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  e  $A_3$ , utilizou-se os resultados de SABOYA; SPARROW (1976), anteriormente comentados, enquanto para a região  $A_4$ , correspondente à área recortada da aleta, considerou-se um escoamento bidimensional, como num trocador de calor de placas planas com aletas recortadas.

A comparação com dados experimentais mostra que a solução analítica desenvolvida apresenta resultados satisfatórios, conforme mostra a figura 2.33. Entretanto, ao se comparar com resultados apresentados por KAYS; LONDON (1984) para trocadores de calor tubo-aleta com aletas lisas, observam-se desvios de até 50 % para número de  $Re = 2000$ . Os autores comentam que “as razões para esta discrepância não são claras.”. Entretanto, deve-se lembrar que SABOYA; SPARROW (1976) apresentam seus coeficientes locais de transferência de massa para números de Reynolds de até 1089.

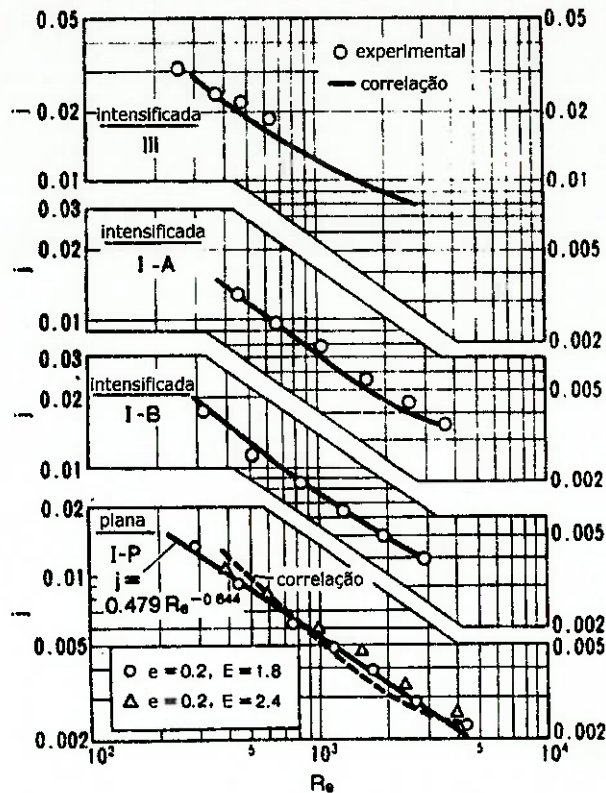


figura 2.33: Comparação do fator de Colburn experimental com o obtido pelo método analítico proposto por NAKAYAMA; XU (1983).

Com os resultados obtidos, NAKAYAMA; XU (1983) propõe correlações simplificadas para o fator de Colburn e fator de atrito, ambos em função do número de Reynolds, válidas para trocadores de calor com duas ou mais fileiras de tubos em arranjo alternado. As correlações têm a seguinte forma:

$$j = 0,479 Re^{-0,644} F_j \quad (2.18)$$

onde  $F_j = 1$  para trocadores de calor sem recortes. No caso de trocadores de calor com recortes, este fator depende de diversos parâmetros tais como a relação entre espessura da aleta e a distância entre aletas, relação entre a área ocupada pelos recortes e a área total da aleta, e do número de Reynolds. Para o fator de atrito, os autores propuseram uma correlação empírica, considerando que os dados experimentais que dispunham eram em número suficiente para tanto. Deve-se observar que todas as correlação propostas

por NAKAYAMA; XU (1983) são válidas para trocadores de calor com duas ou mais fileiras de tubos.

Os autores concluem o trabalho com uma discussão sobre otimização no projeto de trocadores de calor compactos, chegando à seguinte conclusão: “O uso de aletas intensificadoras é recomendado onde o número de fileiras de tubos é menor que 4.”. No contexto desta afirmação, ‘aletas intensificadoras’ equivale a aletas com recortes.

## *2.4 - Critérios de avaliação de desempenho*

Os critérios de avaliação de desempenho (ou de comparação de superfícies) são métodos quantitativos utilizados na comparação de superfícies distintas de trocadores de calor compactos. Normalmente, os métodos consistem em maximizar ou minimizar algum parâmetro de importância para o trocador de calor, tais como: tamanho, transferência de calor ou perda de carga. Como o número de parâmetros é bastante elevado, faz-se necessário fixar alguns deles, procurando-se alcançar algum objetivo, como por exemplo: reduzir a quantidade de material (e o custo) para perda de carga e transferência de calor constantes.

Conforme comentado por WEBB (1994), uma comparação de duas superfícies considerando-se apenas a relação entre os fatores de Colburn de cada uma ( $j_1/j_2$ ) para uma dada velocidade frontal, “pode resultar numa comparação injusta.”. Tal afirmação deve-se ao fato da perda de carga geralmente ser maior para as superfícies que apresentam fator de Colburn maior, fazendo com que a vantagem obtida no aumento da transferência de calor seja acompanhada por um indesejado aumento da perda de carga.

COWELL (1990) classifica e comenta diversos critérios de avaliação de desempenho. Segundo ele, a maioria dos critérios de avaliação de desempenho são muito complexos ou apresentam falta de clareza na interpretação dos resultados. Levando isto em consideração, COWELL (1990) apresenta um critério simples cuja interpretação permite obter conclusões quantitativas importantes, sendo o critério inicialmente adotado neste trabalho. O critério proposto não leva em consideração a eficiência da aleta e requer correlações para os fatores de Colburn e de atrito das superfícies a serem comparadas.

COWELL (1990) parte do princípio de que um determinado trocador de calor deve proporcionar uma determinada potência térmica  $\dot{Q}$  para uma determinada vazão em massa  $\dot{m}$  de um determinado fluido, isto para uma diferença efetiva de temperatura  $\Delta T$  disponível. O fluido apresenta as seguintes propriedades constantes: densidade  $\rho$ , viscosidade dinâmica  $\mu$ , calor específico  $C_p$  e número de Prandtl. Assim, o trocador de calor deve apresentar um determinado número de unidades de transferência  $NUT$  dado por:

$$NUT = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} C_p \Delta T} \quad (2.19)$$

Partindo das relações para número de Reynolds  $Re$ , diâmetro hidráulico  $D_h$ , fator de Colburn  $j$ , coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_c$ , potência de bombeamento  $P$  e perda de carga  $\Delta p$ , COWELL (1990) chega às seguintes relações:

$$A_{fr} = \frac{D_h}{\sigma Re} \cdot \frac{\dot{m}}{\mu} \quad (2.20)$$

$$V_{total} = \frac{D_h^2}{\sigma j Re} \cdot \frac{\dot{m} NUT Pr^{2/3}}{4 \mu} \quad (2.21)$$

$$P = \frac{f \operatorname{Re}^2}{j D_h^2} \cdot \frac{\dot{m} \mu NUT \operatorname{Pr}^{2/3}}{2 \rho^2} \quad (2.22)$$

onde  $A_f$  é a área frontal do trocador de calor,  $V_{total}$  é o seu volume total e  $P$  a potência de bombeamento requerida.

Pode-se observar que o primeiro fator de cada uma das relações anteriores (2.20, 2.21 e 2.22), separado do restante das equações intencionalmente, apresenta parâmetros de uma superfície particular, numa dada condição de operação, enquanto o segundo fator é fixo para um determinado problema de transferência de calor. A partir das relações acima COWELL (1990) desenvolve uma série de métodos para comparação de superfícies, em cada um deles fixando-se um determinado parâmetro: diâmetro hidráulico, área frontal, volume total e potência de bombeamento. Um exemplo de cada um dos métodos é apresentado por COWELL (1990) utilizando dados disponíveis na literatura para trocadores de calor de placas planas com e sem recortes.

Os primeiros termos das relações encontradas são denominados área frontal relativa  $A_d^*$ , volume total relativo  $V_d^*$  e potência de bombeamento relativa  $P_d^*$ . O sufixo  $d$  indica que os parâmetros são para diâmetro hidráulico fixo. Variando o número de Reynolds nestes parâmetros relativos pode-se obter um gráfico como o mostrado na figura 2.34.

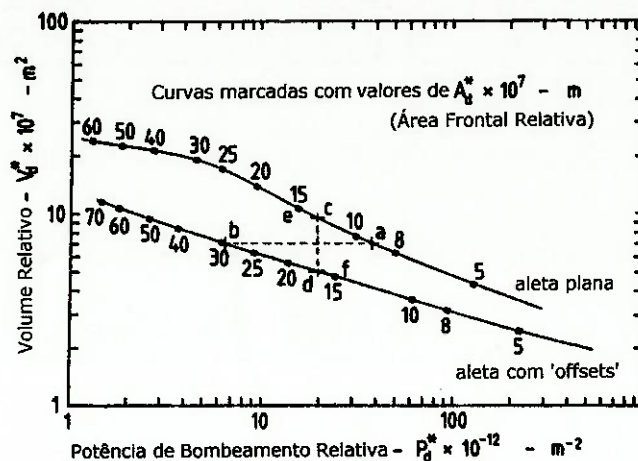


figura 2.34: Gráfico para comparação de superfícies de determinado diâmetro hidráulico. COWELL (1990).

Este gráfico bastante simples permite várias conclusões. Para uma determinada potência de bombeamento fixa (pontos c e d) os volumes totais estarão na relação 1,9:1 com áreas frontais 1:1,2, mostrando que um trocador de calor de placas planas com recortes apresentaria um volume total menor mas uma área frontal ligeiramente maior em relação a um trocador de calor de placas planas sem recortes de mesmo diâmetro hidráulico. Para uma determinada área frontal ( $A_d^* = 15 \times 10^{-7}$ ) os volumes totais estarão na relação 2,2:1 e a potência de bombeamento na relação 2:3, mostrando que o trocador de calor com recortes apresenta uma maior perda de carga.

Para outras comparações é necessário um trabalho algébrico com as relações 20, 21 e 22, mas a forma gráfica das comparações é a mesma.



## Capítulo 3 - O Modelo Numérico

Este capítulo apresenta aspectos considerados relevantes do método numérico utilizado na obtenção da solução do campo de velocidades, pressões e temperaturas no domínio de cálculo. O domínio de cálculo é o canal formado por aletas adjacentes do trocador tubo-aleta, por onde há escoamento de ar. As informações apresentadas neste capítulo são suficientes para reproduzir os resultados numéricos obtidos. O motivo da escolha da abordagem numérica para o problema também é discutido, levando em consideração a opinião de autores de importantes trabalhos na área.

Um dos motivos que levaram à escolha de uma abordagem numérica para resolver o problema é a geometria complexa apresentada pelo trocador tubo-aleta com recortes. A figura 3.1 mostra o trocador tubo-aleta com recortes de uma fileira de tubos e o domínio de cálculo, aproveitando as características de simetria na direção transversal do escoamento.

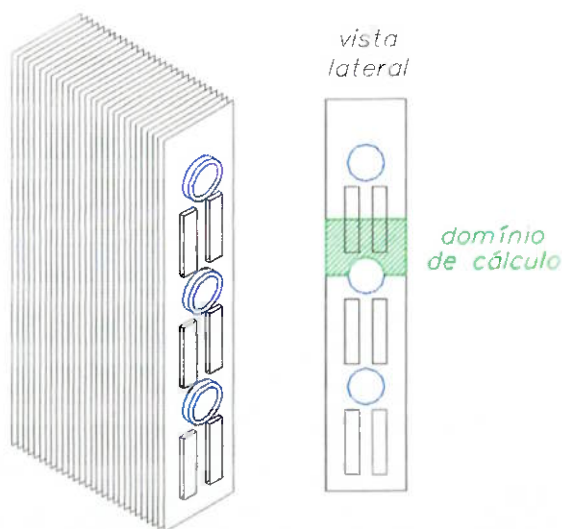


figura 3.1: Geometria complexa do domínio de cálculo.

PATANKAR (1980) e MALISKA (1995) apresentam, nos primeiros capítulos de seus livros, diversas vantagens e desvantagens dos métodos numéricos na solução de problemas físicos, assim como várias aplicações em que a sua utilização é encorajada. Ambos concordam que os problemas de escoamento de fluidos, com ou sem transferência de calor, têm muitas vezes os métodos numéricos como uma das melhores alternativas de solução, tendo em vista fatores como tempo e custo na obtenção de soluções.

Além das vantagens relacionadas ao tempo e custo na obtenção de resultados, a abordagem numérica é de particular importância para o presente trabalho já que permite visualizar a distribuição de temperatura sobre a aleta visando um projeto otimizado, ou ainda realizar simulações considerando a aleta isotérmica e compará-las às simulações em que considera-se efeitos de condução de calor sobre a aleta, permitindo assim o cálculo de sua eficiência.

### *3.1 - Equações de Conservação*

Tanto os métodos analíticos como os numéricos dependem de um modelo matemático para serem implementados. O modelo matemático é uma descrição matemática do problema físico de interesse, através de leis ou princípios de conservação, condições de contorno, etc. Para problemas de escoamento de fluidos, as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia estão quase sempre presentes. Para determinados problemas, outras equações são necessárias, como a de conservação das espécies químicas, energia cinética turbulenta e dissipação da energia cinética turbulenta (modelo  $k-\varepsilon$ ).

A equação de conservação da massa pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (3.1)$$

Para o problema estudado no presente trabalho, o fluido pode ser considerado incompressível, o que simplifica a equação 3.1 para a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_j) = 0 \quad (3.2)$$

As equações de conservação da quantidade de movimento, conhecidas também como equações de Navier-Stokes, são apresentadas em sua forma mais geral em WHITE (1991)<sup>1</sup>. Alguns termos não são considerados no presente trabalho como o das forças de campo. Entretanto, a maior simplificação é realizada ao se considerar o fluido newtoniano e incompressível, desaparecendo vários termos da equação original, que com isso apresenta a forma seguinte:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.3)$$

A equação de conservação da energia (ou da entalpia), com as mesmas simplificações anteriores e desprezando os efeitos de dissipação viscosa, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_h \quad (3.4)$$

onde  $S_h$  é a taxa volumétrica de geração de calor.

Entretanto, para o caso em que o calor específico  $C_p$  é constante e o gás ideal, a equação a seguir apresenta uma forma mais conveniente:

<sup>1</sup> WHITE (1991) pág.68 apresenta a dedução das equações assim como comentários a respeito das simplificações mais comuns.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{S_h}{C_p} \quad (3.5)$$

Para o presente trabalho as equações 3.2, 3.3 e 3.5 são suficientes, sendo que o escoamento de interesse está na faixa laminar. Além disso, todas as simulações foram conduzidas para regime permanente, e conseqüentemente o primeiro termo (termo temporal) das equações 3.3 e 3.5 não são necessários.

### 3.2 - Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) apresenta grande popularidade no estudo de problemas de escoamento de fluidos, principalmente devido à forma de obtenção das equações aproximadas (ou discretizadas). Para o MVF, as equações aproximadas podem ser obtidas pela integração das equações diferenciais de conservação num volume finito ou então, o que é fisicamente melhor compreendido, através da realização de um balanço da propriedade de interesse, num volume finito. PATANKAR (1980) discute sucintamente alguns outros métodos de obtenção das equações aproximadas.

Como exemplo de obtenção das equações aproximadas, pode-se considerar a equação 3.5, que apresenta termos difusivos e convectivos. Considerando um caso bidimensional, em regime permanente e sem geração interna de calor, a equação 3.5 toma a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v T) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.6)$$

A não linearidade apresentada pelos termos convectivos dificulta bastante a obtenção das equações aproximadas. Isto se deve aos coeficientes negativos resultantes

nas equações aproximadas obtidas por diferenças centrais<sup>2</sup>. Este problema é contornado utilizando-se outras aproximações (denominadas também por esquemas, na literatura) para os termos convectivos, como a 'upwind', ou aproximação 'de um lado só'.

A equação aproximada apresentada a seguir refere-se ao sistema de coordenadas cartesiano da figura 3.2.

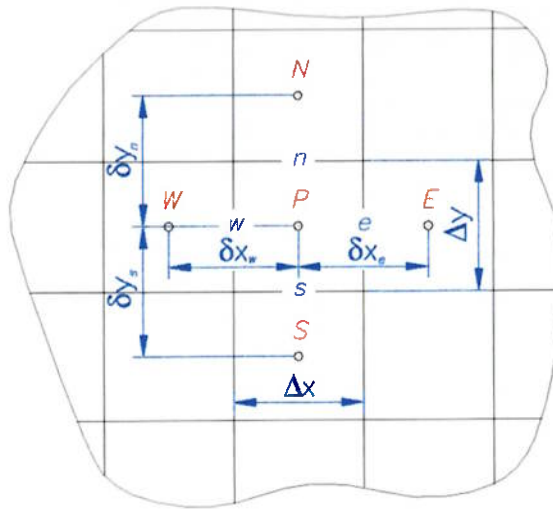


figura 3.2: Sistema coordenado cartesiano.

Uma forma conveniente de escrever a equação aproximada é utilizando-se a função  $A(|Pe|)$ , onde  $Pe$  é o número de Peclet do volume. Com a função  $A(|Pe|)$  a equação aproximada torna-se independente do esquema utilizado. Para o esquema 'de um lado só', ou 'upwind',  $A(|Pe|)=1$ , enquanto que para o esquema híbrido,  $A(|Pe|) = 1 - 0,5 |Pe|$ , ou zero se o resultado  $1 - 0,5 |Pe|$  for negativo. Nos cálculos realizados utilizou-se o esquema híbrido.

<sup>2</sup> MALISKA (1995) pág.74 apresenta uma discussão sobre "A dificuldade do problema convectivo dominante", onde mostra que, no caso da utilização de diferenças centrais, a malha deve ser refinada exageradamente para que os coeficientes das equações aproximadas se mantenham positivos. Comenta também que existem métodos para se resolver o sistema de equações mesmo com os coeficientes negativos.

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S \quad (3.7)$$

onde

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + [[-F_e, 0]]$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + [[F_w, 0]]$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + [[-F_n, 0]]$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + [[F_s, 0]]$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$$

$$D_e = \frac{k_e}{C_P} \frac{\Delta y}{(\delta x_e)}$$

$$D_w = \frac{k_w}{C_P} \frac{\Delta y}{(\delta x_w)}$$

$$D_n = \frac{k_n}{C_P} \frac{\Delta x}{(\delta y_n)}$$

$$D_s = \frac{k_s}{C_P} \frac{\Delta x}{(\delta y_s)}$$

$$F_e = \rho u_e \Delta y$$

$$F_w = \rho u_w \Delta y$$

$$F_n = \rho v_n \Delta x$$

$$F_s = \rho v_s \Delta x$$

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e}$$

$$Pe_w = \frac{F_w}{D_w}$$

$$Pe_n = \frac{F_n}{D_n}$$

$$Pe_s = \frac{F_s}{D_s}$$

A equação aproximada em sua forma mais geral apresentará a formulação seguinte, onde o subscrito *viz* refere-se aos vizinhos do volume P.

$$a_P \phi_P = \sum a_{viz} \phi_{viz} + b \quad (3.8)$$

onde  $\phi$  é a propriedade dependente e  $b$  é o termo fonte, utilizado na implementação de condições de contorno.

No presente trabalho considerou-se as propriedades termofísicas do ar constantes já que o fluido no interior do trocador de calor não sofre alterações de temperatura consideradas significativas. Isso torna a equação de conservação da energia desacoplada das equações de conservação da quantidade de movimento e da massa, podendo ser resolvida numa etapa posterior.

Para a solução do campo de velocidades, deve-se utilizar algum algoritmo capaz de evoluir o campo de pressões, indiretamente especificado pela equação de conservação

da massa, a partir de uma estimativa inicial. O algoritmo SIMPLE, descrito em detalhes por PATANKAR (1980), apresenta a seguinte seqüência de operações:

1. Estimar o campo de pressões  $p^*$ .
2. Resolver as equações de conservação da quantidade de movimento, obtendo uma estimativa do campo de velocidades  $u^*$ ,  $v^*$ ,  $w^*$ .
3. Resolver a equação da correção da pressão encontrando  $p'$ .
4. Calcular a pressão  $p$  a partir da estimativa  $p^*$  e da correção  $p'$ . ( $p = p^* + p'$ )
5. Calcular  $u$ ,  $v$ ,  $w$  usando fórmulas de correção da velocidade.
6. Resolver as outras equações de conservação que tenham influência sobre a solução do campo de velocidades (equação de conservação da energia para o caso de viscosidade dependente da temperatura, por exemplo).
7. Tratar a pressão  $p$  como uma nova estimativa  $p^*$  e retornar ao passo 2 caso o critério de convergência não esteja satisfeito.

O software Phoenics 2.0 utiliza uma variação do algoritmo SIMPLE denominada SIMPLEST segundo o manual. O arranjo de variáveis é desencontrado (ou staggered).

### *3.3 - Malha de Cálculo*

O domínio físico relacionado a um problema de dinâmica dos fluidos deve ser discretizado para que algum método numérico de solução possa ser aplicado. Ao

processo de discretização do domínio dá-se o nome de *geração de malha computacional*.

Conforme comentado por MALISKA (1995), a discretização cartesiana é muito limitada quando aplicada a problemas de geometria complexa, comuns em engenharia. Sistemas de coordenadas generalizadas (ou coincidentes com a fronteira) são mais indicados por facilitarem bastante a implementação de condições de contorno e permitirem a concentração da malha em regiões de gradientes elevados. O software Phoenix 2.0 permite a geração de malhas estruturadas com coordenadas coincidentes com a fronteira, técnica utilizada em todas as simulações realizadas, devido às características geométricas do problema.

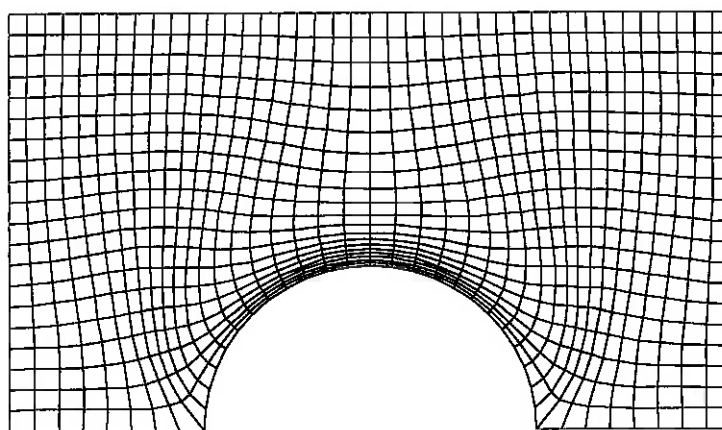
Sabe-se que, devido ao MVF ser consistente, a solução numérica tende à solução das equações diferenciais de conservação quando as dimensões dos volumes da malha tendem a zero (ou para uma malha bastante refinada). Entretanto, gerar malhas extremamente refinadas é uma alternativa inviável, se for considerado o fator *custo computacional* ou o tempo de processamento. Mesmo sabendo que a malha nunca será refinada o suficiente para produzir exatamente a solução das equações diferenciais de conservação, é sempre desejável que a solução obtida com o método numérico seja, o quanto possível, independente da malha utilizada. Na prática isto é verificado através de *um teste de influência da malha*.

JIN et al. (1996), que estudaram um problema semelhante ao do presente trabalho, realizaram um teste de influência da malha através de várias simulações, com as mesmas condições de contorno porém com malhas diferentes, com um número crescente de volumes. Observa-se que o aumento no número de volumes foi realizado em proporção desigual para cada uma das direções ( $11 \times 26 \times 164$  ;  $15 \times 31 \times 264$  ;  $17 \times 33 \times 261$ ).



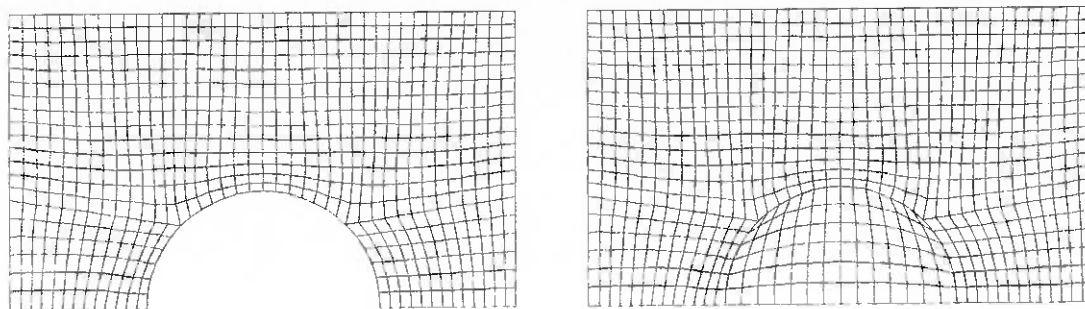
A diferença observada entre os resultados obtidos com as malhas diferentes esteve abaixo dos 4 %, limite considerado aceitável pelos autores.

No presente trabalho, além de conduzir testes de malha aumentando o número de volumes, uma malha multibloco também foi utilizada para se avaliar a influência da malha nos resultados. Entretanto, após a realização do teste de influência da malha, optou-se pela utilização de malhas de bloco único, como a da figura 3.3, por facilitar a implementação de condições de contorno.



*figura 3.3: Malha com bloco único.*

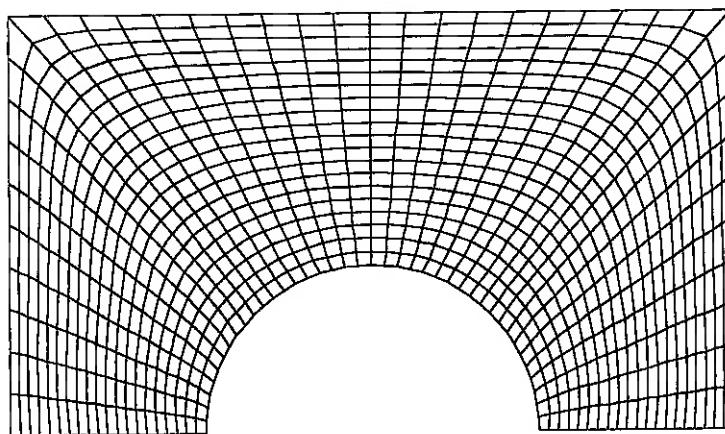
O software utilizado não permite a implementação de malhas multibloco diretamente. Entretanto, através de um artifício semelhante ao utilizado para implementar as regiões ocupadas por material sólido, foi possível utilizar malhas como as da fig. 3.4a. Na verdade, a malha completa é a da figura 3.4b com condições de contorno apropriadas na interface tubo-ar. Entretanto, o programa simulador perde tempo resolvendo as equações aproximadas da região do tubo mesmo não sendo necessário.



*figura 3.4: (a) Malha multibloco. (b) Malha de bloco único para gerá-la.*

Observa-se que os volumes da malha multibloco (figura 3.4(a)) apresentam maior ortogonalidade se comparados aos da malha de bloco único (figura 3.3), característica desejável que diminui problemas com a estabilidade da simulação.

Outros tipos de malha poderiam ter sido utilizados no teste de influência, como a malha da figura 3.5. Entretanto, esta malha não têm seus volumes orientados na direção principal do escoamento, característica desejável para diminuir os efeitos da difusão numérica.



*figura 3.5: Malha inadequada para o problema.*

### 3.4 - Condições de Contorno

MALISKA (1995) discute algumas formas de aplicação das condições de contorno em volumes que se encontram na fronteira do domínio, apresentando as vantagens e desvantagens de cada uma. Dentre as formas apresentadas, aquela que mais se assemelha à do código computacional utilizado é a dos balanços para os volumes de fronteira. Esta forma de aplicação das condições de contorno tem como vantagem não criar novos volumes (e conseqüentemente novas equações) e apresentar volumes elementares inteiros.

O código computacional utilizado, com o objetivo de alcançar maior generalidade, implementa as condições de contorno através do termo fonte das equações de conservação. As fontes são especificadas através dos chamados *coeficientes*  $C_\phi$  e dos *valores*  $V_\phi$  através de relações lineares como a seguinte:

$$b = C_\phi (V_\phi - \phi_p) \quad (3.9)$$

sendo que  $\phi_p$  é a propriedade de interesse no volume em questão. Pode-se observar que o termo fonte assim representado é linearmente dependente do valor da propriedade na célula. Um único volume pode ter diversas parcelas somadas ao termo fonte, dependendo do número de condições de contorno presentes. Um volume que se encontra num canto da malha e faz divisa com três paredes externas seria um exemplo desta condição.

O manual do Phoenics apresenta, para cada condição de contorno, os valores de  $C_\phi$  e  $V_\phi$  a serem utilizados. Para se obter o valor da propriedade  $\phi_p$  fixo numa determinada célula basta fazer  $V_\phi$  igual ao valor desejado e  $C_\phi$  igual a um coeficiente

muito grande. Para se obter um fluxo determinado da propriedade  $\phi_p$  basta fazer  $C_\phi$  igual a um coeficiente muito pequeno e  $V_\phi \times C_\phi$  igual ao fluxo desejado.

Considerações adicionais são necessárias para a implementação de fluxos de massa nas regiões onde o fluido entra e sai do domínio, assim como para outras condições de contorno como a condição de não escorregamento em paredes internas ou externas. Embora a aplicação usual das condições de contorno seja realizada com termos fonte linearizados, o código computacional não se limita a este tipo de aplicação. Neste trabalho foram utilizadas, na maioria das vezes, apenas as condições de contorno mais comuns do código por suprirem as necessidades requeridas.

Duas condições de contorno utilizadas que podem ser classificadas como 'não convencionais' são as seguintes: condição de contorno cíclica na direção  $x$  e transferência de calor conjugada.

A condição de contorno cíclica na direção  $x$  impõe condições idênticas na face  $w$  do primeiro volume nesta direção e na face  $e$  do último, conforme mostra a figura 3.6. Além disso, pode ocorrer escoamento de fluido entre estas duas superfícies, fazendo com que, para efeitos práticos, o primeiro volume seja vizinho do último. Deve-se observar que não há sobreposição de volumes; tanto o volume  $x = 1$  quanto o volume  $x = x_n$  não são idênticos, apenas têm uma face em comum. Este tipo de condição de contorno é bastante utilizada no estudo de turbo máquinas, nas regiões de entrada e de saída das passagens entre pás.

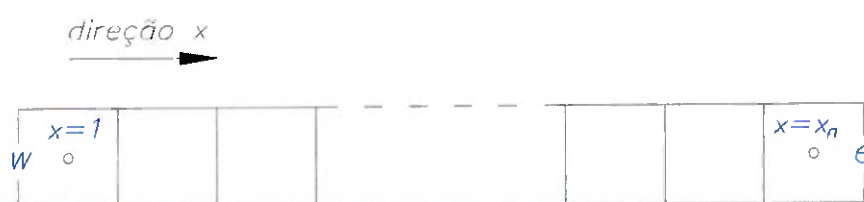
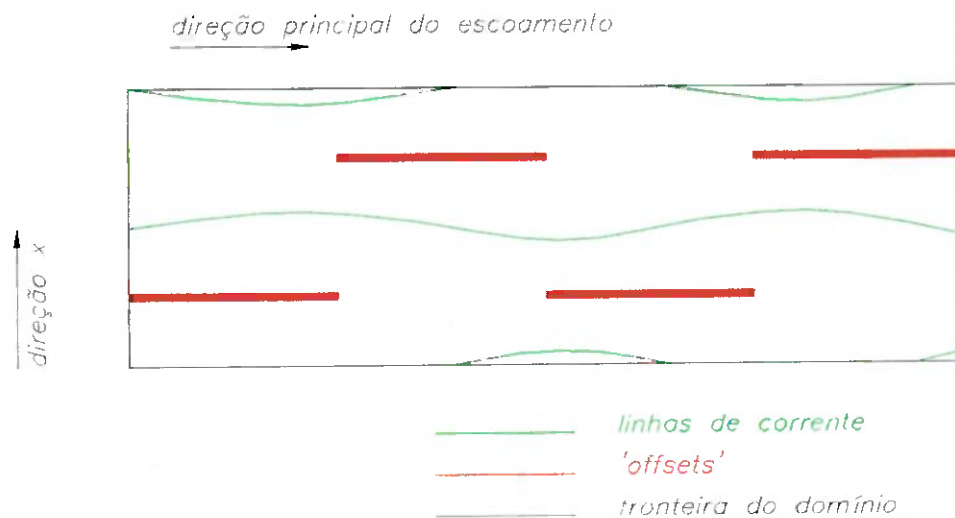


Figura 3.6: Condição de contorno cíclica.

Esta condição de contorno é ideal para a simulação dos recortes, principalmente quando se considera efeitos de condução de calor na aleta. As faces externas dos primeiros e últimos volumes da direção  $x$  são, para efeito de cálculo, vizinhos. Pode-se observar pelas linhas de corrente da figura 3.7 a presença de um escoamento secundário na direção perpendicular a do escoamento principal, que pode ser simulado com esta condição de contorno.



*Figura 3.7: Utilização da condição de contorno cíclica na direção  $x$ . (desenho esquemático)*

O termo transferência de calor conjugada refere-se a simulações onde é interessante considerar a distribuição de temperaturas num domínio que apresenta regiões de material sólido e regiões de fluido, sendo que há interação térmica entre os materiais presentes. Trata-se de um conjunto de condições de contorno que envolve especificar quais dos volumes são ocupados pelo material sólido e as suas respectivas propriedades, além de acrescentar condições de não escorregamento nas interfaces sólido-fluido. Este tipo de condição de contorno é indicado para problemas onde deseja-se determinar a eficiência de aletas.

### 3.5 - Resíduos

Em problemas de escoamento de fluidos com transferência de calor, num domínio de fronteira irregular, as equações de conservação são resolvidas iterativamente, utilizando-se uma distribuição inicial para as variáveis dependentes.

Como a solução das equações de conservação é obtida iterativamente, a convergência é atingida quando as equações aproximadas (discretizadas) são satisfeitas por uma determinada distribuição das variáveis dependentes, ou ainda, conforme comentado por PATANKAR (1980), "quando novas iterações não produzirem quaisquer mudanças nas variáveis dependentes.". Devido à característica aproximada de obtenção da solução, a convergência absoluta não é alcançada, ou o é com um número de iterações muito maior que o necessário.

Desta forma, utiliza-se algum critério de convergência como uma forma de determinar um ponto de parada para o processo iterativo. PATANKAR (1980) sugere a observação da evolução dos resíduos. Os resíduos são definidos como a diferença observada nas equações aproximadas, ou seja:

$$R = \sum a_{viz} \phi_{viz} + b - a_p \phi_p \quad (3.10)$$

O resíduo  $R$  pode ser calculado para cada volume da malha e mostra, segundo PATANKAR (1980), "o quão perfeitamente as equações aproximadas são satisfeitas pelos valores correntes das variáveis dependentes.".

O código computacional utilizado permite ao usuário monitorar graficamente a evolução da somatória dos valores absolutos dos resíduos de todo o domínio, de cada uma das variáveis dependentes, no decorrer do processo iterativo. Além disso, sempre que a somatória dos resíduos se encontrar abaixo de um valor de referência especificado,

o processo iterativo para automaticamente, considerando-se que a convergência foi atingida. Portanto, não é necessário alcançar a convergência absoluta, caso em que a somatória dos resíduos seria zero. Para todos os modelos estudados utilizou-se como critério de parada a somatória dos valores absolutos dos resíduos (de todos os volumes do domínio), ser inferior a um dado valor de referência. Este valor de referência é  $1,0 \times 10^{-6}$  para todas as variáveis dependentes, exceto a temperatura, cujo valor de referência é  $1,0 \times 10^{-5}$ .

### 3.6 - Relaxação

As equações aproximadas obtidas pelo MVF são consistentes, conforme comentado anteriormente. Assim, se os erros (ou resíduos) não crescerem indefinidamente de uma iteração para outra, ao contrário, apresentarem uma tendência decrescente conforme as iterações avançam, garante-se a estabilidade. Segundo MALISKA (1995), "consistência e estabilidade são condições necessárias e suficientes para a convergência."

Os principais problemas que afetam a estabilidade da solução numérica são os termos convectivos que tornam as equações de conservação não lineares e o delicado acoplamento entre as equações de conservação das variáveis dependentes. Para superar este problema, uma técnica comumente utilizada e bastante útil é a sub-relaxação.

A sub-relaxação é uma forma de desacelerar a mudança numa dada variável dependente  $\phi_p$  entre iterações sucessivas. Utiliza-se para isso o valor de  $\phi_p$  da iteração anterior. O *coeficiente de relaxação* estabelece a intensidade da sub-relaxação. Uma sub-relaxação 'forte' faz com que as mudanças na variável dependente  $\phi_p$  sejam pequenas de

uma iteração para outra fazendo com que o processo de convergência seja mais lento. Há portanto, um valor ótimo para os coeficientes de relaxação que garante a estabilidade e permite alcançar a convergência no menor número de iterações.

Segundo PATANKAR (1980) "um valor adequado para o coeficiente de relaxação pode ser encontrado por experiência e a partir de computações exploratórias para um dado problema." O software utilizado sugere coeficientes de relaxação adequados ao seu procedimento iterativo e à natureza do problema. Além disso, permite que o usuário altere o valor destes coeficientes no decorrer do processo iterativo, caso a observação da evolução dos resíduos indique esta necessidade.

### 3.7 - Pós processamento

O código utilizado resolve as equações de conservação e apresenta como resultado o campo de velocidades, temperatura e pressão em posições discretas do domínio. É necessário um pós processamento destes dados para se chegar aos resultados de interesse: fator de Colburn e fator de atrito.

Primeiramente a temperatura média de mistura na seção de saída deve ser calculada utilizando-se a seguinte relação:

$$T_{\text{saída}} = \frac{\sum (V_i \cdot T_i \cdot A_i)}{(V_{\text{média}} \cdot A_{\text{seção}})} \quad (3.11)$$

onde  $T_i$ ,  $A_i$  e  $V_i$  são respectivamente a temperatura, a área e a componente da velocidade perpendicular à área de cada um dos volumes que se encontram na seção de saída. O cálculo da pressão média na seção de entrada é realizado de forma semelhante, com a seguinte relação:



$$P_{entrada} = \frac{\sum(p_i \cdot A_i)}{(A_{seção})} \quad (3.12)$$

Como a temperatura de entrada do ar no trocador é conhecida (condição de contorno), pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção através da relação seguinte:

$$h_c = \frac{\dot{m} C_p (T_{saída} - T_{entrada})}{A \Delta T_{\log}} \quad (3.13)$$

Os outros resultados referentes à transferência de calor (número de Nusselt, número de Stanton e fator de Colburn) são calculados partindo-se de suas respectivas definições, que podem ser encontradas na lista de símbolos. Deve-se lembrar que o diâmetro hidráulico tem influência sobre o cálculo do número de Nusselt. A definição deste parâmetro para trocadores de calor compactos é dada por KAYS; LONDON (1984), e quando desenvolvida para trocadores com uma fileira de tubos apresenta a seguinte forma:

$$D_h = 4 \frac{A_c}{A} L = \frac{4(S_T - D) E L}{2 \left[ S_T L - \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) \right] + \pi D E} \quad (3.14)$$

onde  $A_c$  é a área mínima livre de escoamento e  $L$  o comprimento do canal no sentido principal do escoamento.

KAYS; LONDON (1984) apresentam a seguinte relação para a avaliação da perda de carga em trocadores compactos:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2} v_1 \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \left( \frac{v_m}{v_1} \right) \right] \quad (3.15)$$

onde  $v_1$ ,  $v_2$  e  $v_m$  são os volumes específicos na entrada, na saída e médio. Portanto, quando não há alteração no volume específico do fluido, pode-se calcular o fator de atrito com a seguinte relação:

$$f = \frac{\Delta p D_h \sigma^2}{2 L \rho V^2} \quad (3.16)$$

## *Capítulo 4 - Resultados*

---

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos numericamente utilizando-se o modelo descrito no capítulo 3. O teste de influência da malha e a validação do procedimento de cálculo são apresentados primeiramente. Após a certificação da metodologia empregada, simulou-se numericamente uma configuração de trocador de calor tubo-aleta com aletas recortadas semelhante àquela utilizada em evaporadores de condicionadores de ar, obtendo-se correlações para o fator de Colburn e para o fator de atrito. A distribuição de temperatura sobre as aletas desta primeira configuração de trocador de calor, que indicava regiões de baixa eficiência da aleta, motivou a simulação de algumas configurações distintas nas quais a disposição dos recortes foi alterada visando aumentar a capacidade de transferência de calor.

Conhecendo-se o comportamento de cada um dos trocadores de calor simulados numericamente com relação à transferência de calor e à perda de carga, através de correlações, procurou-se avaliar as implicações de uma eventual substituição de um trocador de calor de aletas planas por um de aletas recortadas. É dada ênfase à análise das implicações relacionadas à redução de volume do trocador de calor, decorrente da utilização da técnica de intensificação da transferência de calor utilizada ('offsets', ou simplesmente recortes), por ser este o objetivo final deste trabalho.

#### 4.1 - Teste de influência da malha

O teste de influência da malha foi realizado variando-se o número de volumes da malha de cálculo de forma desigual nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Além disso, uma malha multibloco também foi utilizada por apresentar os volumes distribuídos de forma bastante diferente das malhas de bloco único, aumentando a variabilidade do teste de influência da malha.

Os valores do fator de Colburn  $j$  e do fator de atrito  $f$ , para as diferentes malhas, são apresentados na tabela 4.1. Verifica-se que o desvio máximo em relação ao valor médio é de 0,8% para o fator de Colburn e de 0,4% para o fator de atrito. É possível que, para as diferentes malhas, em algumas posições da aleta a transferência local de calor seja significativamente diferente. Entretanto, para o presente trabalho, apenas os resultados globais de transferência de calor são considerados.

Tipo de malha	disposição dos volumes <sup>1</sup>	número de volumes	fator de Colburn $j$	fator de atrito $f$
multibloco	10 x 20 x 55	11.000	0,02746	0,08923
bloco único	10 x 20 x 55	11.000	0,02722	0,08871
bloco único	13 x 25 x 55	17.875	0,02714	0,08861
bloco único	15 x 18 x 55	14.850	0,02719	0,08889

Tabela 4.1: Malhas utilizadas no teste de influência da malha.

Todas as malhas da tabela 4.1 referem-se ao mesmo modelo físico representado na figura 4.1. Tanto o tubo como a aleta são considerados paredes isotérmicas. No centro do canal, entre duas aletas, é utilizada a condição de simetria.

<sup>1</sup> Para o trocador sem 'offsets' o canal apresenta simetria na direção  $x$ , portanto, utilizou-se esta condição de contorno na metade do canal. Daí o número aparentemente reduzido de volumes na direção  $x$  (perpendicular à aleta).

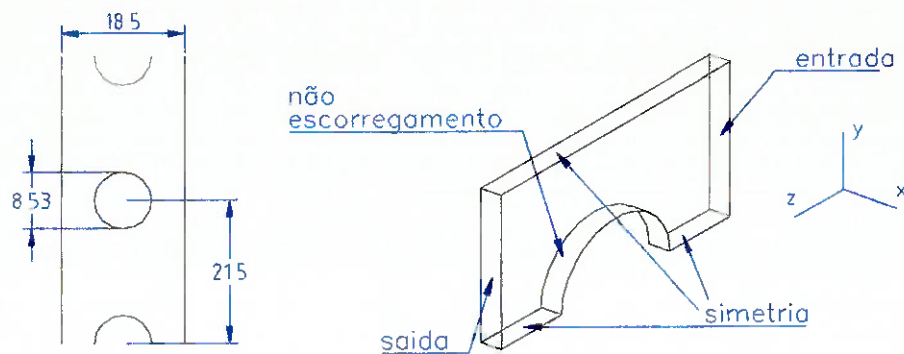


Figura 4.1: Modelo físico utilizado no teste de influência da malha.

No presente trabalho limitou-se a simular trocadores de calor com uma única fileira de tubos pois um número mínimo de volumes deve ser utilizado na região onde encontram-se os recortes na aleta, já que a camada limite se desenvolve nestas regiões. A simulação de trocadores de calor tubo-aleta com mais fileiras de tubos é perfeitamente viável requerendo, contudo, mais tempo de processamento e memória.

#### 4.2 - Validação do procedimento de cálculo

Como não existem soluções analíticas para o problema estudado, a validação do procedimento de cálculo foi realizada através da comparação dos resultados obtidos numericamente com resultados experimentais disponíveis na literatura. Escolheu-se os resultados obtidos por SABOYA; SPARROW (1974) para transferência de massa e posteriormente compilados por ROSMAN et al. (1984) para transferência de calor. Tal escolha deve-se ao trocador de calor considerado apresentar uma fileira de tubos enquanto para os outros trabalhos experimentais disponíveis, o número de fileiras de tubos é sempre igual ou superior a duas.

SABOYA; SPARROW (1974) obtiveram seus resultados utilizando a analogia entre transferência de calor e de massa (sublimação de naftaleno). Os discos de espaçamento, utilizados no aparato experimental para representar os tubos, não eram recobertos por naftaleno. Portanto, o modelo utilizado na validação do procedimento de cálculo apresenta como condição de contorno para o tubo uma parede adiabática e para a aleta uma parede isotérmica.

ROSMAN et al. (1984) apresentam a correlação que resume os dados globais obtidos por SABOYA; SPARROW (1974) já convertidos para o equivalente em transferência de calor.

$$\frac{Nu}{Pr^{0,4}} = 4,18 + 1,50 \cdot 10^{-3} Re^{1,15} \quad (4.1)$$

No gráfico da figura 4.2 observa-se que os pontos obtidos numericamente e a correlação experimental apresentam boa concordância. Para  $Re = 200$ , observa-se um desvio de 9,7 % para o fator de Colburn enquanto que para  $Re = 900$ , o desvio diminui para -2,3 %. Deve-se levar em consideração que, ao utilizar dados experimentais relativos à transferência de massa, desvios desta ordem eram esperados.

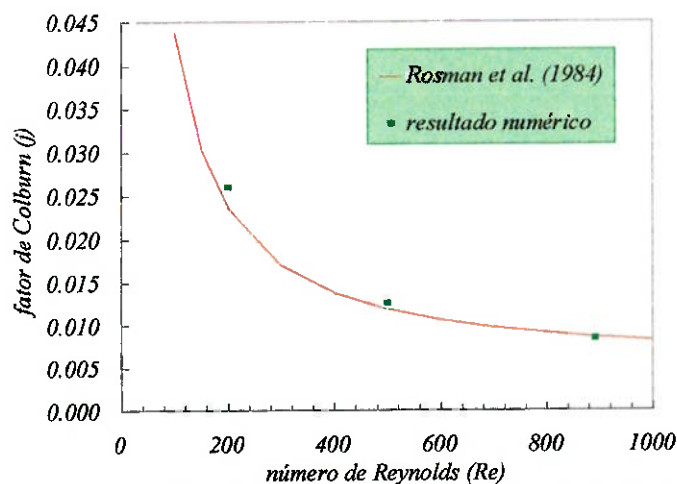


figura 4.2: Validação do procedimento de cálculo comparando os resultados numéricos com dados experimentais de SABOYA; SPARROW (1974).

Não são disponíveis dados relativos à perda de carga de trocadores de calor tubo-aleta com uma fileira de tubos, impossibilitando qualquer comparação com os dados obtidos numericamente.

#### 4.3 - Trocador de calor tubo-aleta com aletas recortadas (transferência de calor conjugada)

Ao considerar a aleta como sendo isotérmica pode-se avaliar mal a transferência de calor, superestimando-a. Portanto, deve-se considerar simultaneamente o efeito de condução de calor na aleta e o problema de convecção, quando se deseja obter resultados mais próximos da realidade. A este tipo de problema dá-se o nome de transferência de calor conjugada.

A disposição dos recortes na aleta é mostrada na figura 4.3. O comprimento (na direção do escoamento) de cada um dos recortes é limitado por questões construtivas e dificilmente pode ser menor que 2 mm. Recortes menores são de difícil fabricação e poderiam comprometer estruturalmente a aleta. Os recortes são dispostos exatamente no centro do canal, entre duas aletas consecutivas.

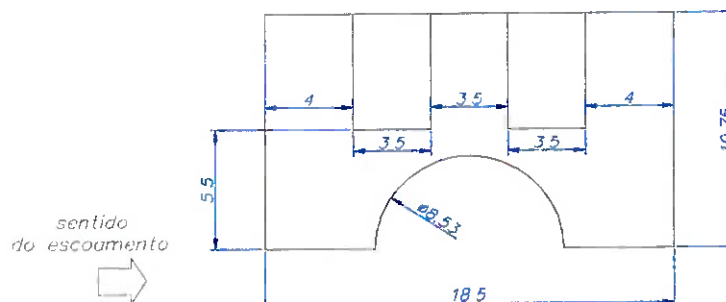


figura 4.3: Disposição dos recortes sobre a aleta.

A malha utilizada apresenta prolongamentos tanto na região da entrada quanto na região da saída do trocador de calor, conforme mostra a figura 4.4. Na verdade, apenas o prolongamento na região da saída é necessário devido à recirculação que se forma na parte do canal posterior ao tubo. Conforme verificou-se, o prolongamento na entrada não afeta os resultados, para o problema em questão.

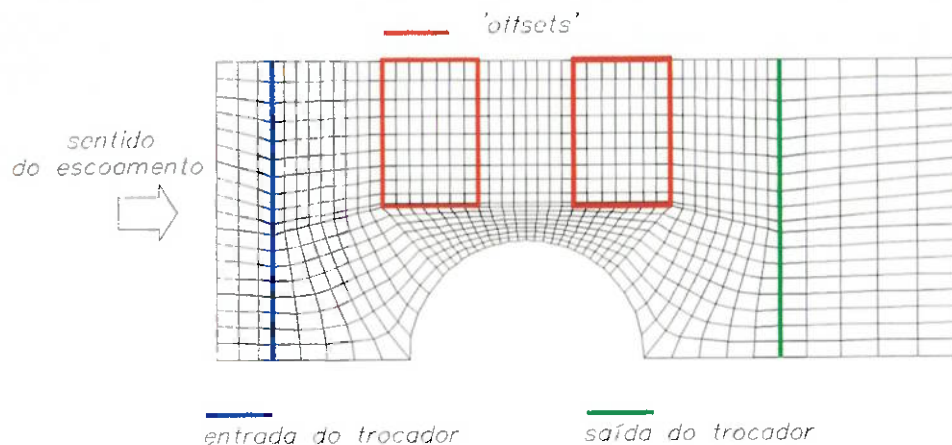


figura 4.4: Malha utilizada para implementar os recortes na aleta.

Os resultados relativos à transferência de calor e à perda de carga, obtidos para o trocador de calor da figura 4.3, são mostrados nas figuras 4.5 e 4.6 comparados a um trocador de calor de mesmo espaçamento e diâmetro dos tubos, porém sem os recortes, ambos considerando os efeitos de condução de calor na aleta. Verifica-se que o nível de intensificação da transferência de calor obtido com o trocador de calor de aletas recortadas é maior para a região onde o número de Reynolds é mais baixo. Para número de Reynolds  $Re = 200$  a intensificação da transferência de calor é de 51,7% enquanto para  $Re = 500$  é de 47,9%.



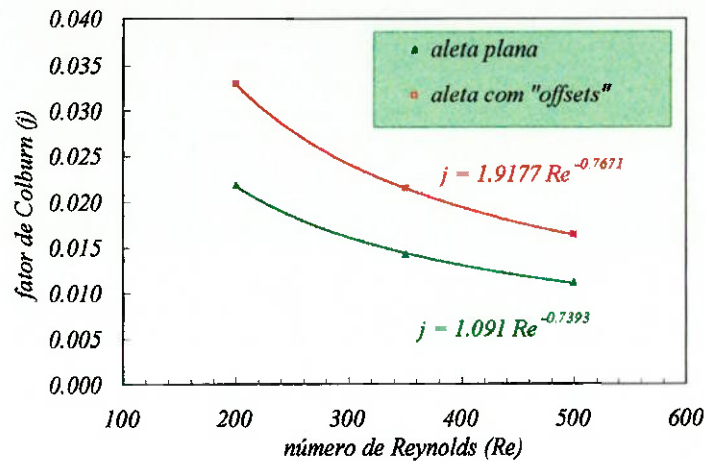


figura 4.5: Fator de Colburn para trocador de calor com e sem recortes.  
- transferência de calor conjugada em ambos os modelos -

A perda de carga, conforme mostra a figura 4.6, também apresenta um aumento considerável e de mesma intensidade. Para  $Re = 200$  o aumento no fator de atrito é de 40,7% enquanto para  $Re = 500$  é de 32,7%.

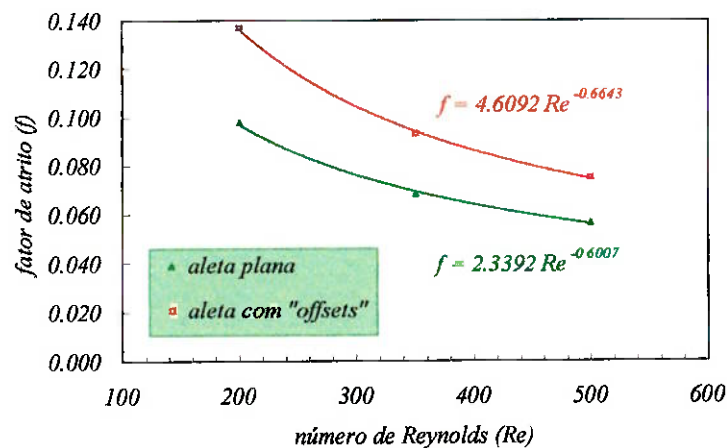


figura 4.6: Fator de atrito para trocador de calor com e sem recortes..

Comparações entre as duas superfícies apenas considerando estes fatores podem levar a conclusões inadequadas. Um bom critério de avaliação de desempenho (PEC - performance evaluation criteria) é a alternativa mais recomendada pela literatura.

Visualizando-se a distribuição de temperatura sobre a aleta com recortes (figura 4.7a) verificam-se regiões na aleta onde a temperatura se afasta significativamente da temperatura do tubo. Isto se deve a dois fatores: aos elevados coeficientes locais de transferência de calor na região da entrada do trocador de calor tubo-aleta e à alteração da transferência de calor por condução na aleta devido à presença dos recortes. Este último fator sugere que a aleta pode ter seu rendimento aumentado através de uma melhor disposição dos recortes sobre a mesma.

Comparando-se a distribuição de temperatura sobre a aleta para o trocador com recortes e para o trocador com aleta lisa (figura 4.7), chega-se à conclusão que, ao adicionar os recortes, a distribuição de temperatura sobre a aleta se altera significativamente. Pode-se afirmar que a aleta lisa é praticamente isotérmica para o caso em questão (aletas de alumínio com condutividade térmica  $k=220$  W/m K e espessura 0,12 mm). Entretanto, deve-se lembrar que, embora a aleta lisa apresente maior eficiência, o desempenho do trocador de calor como um todo depende de uma análise mais detalhada, conforme apresentado adiante.

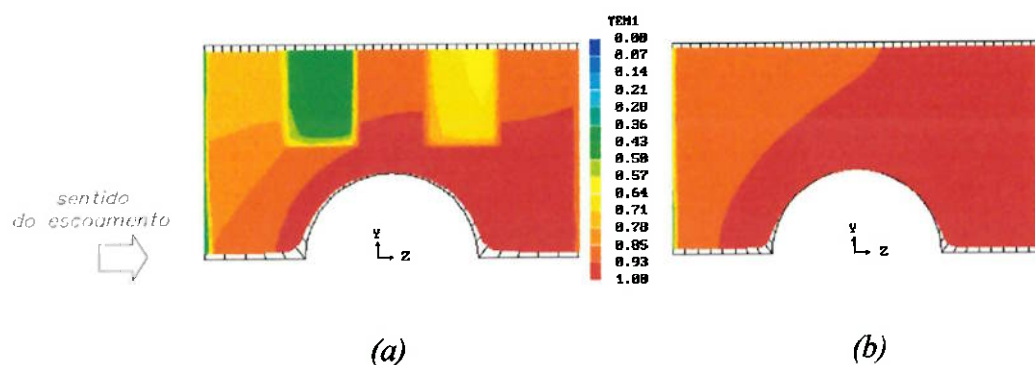


figura 4.7: Distribuição de temperatura sobre a aleta.  
a) aleta com recortes b) aleta sem recortes

No centro do canal, entre duas aletas consecutivas, situam-se os recortes. As distribuições de temperatura para os trocadores com e sem recortes são mostradas na figura 4.8.

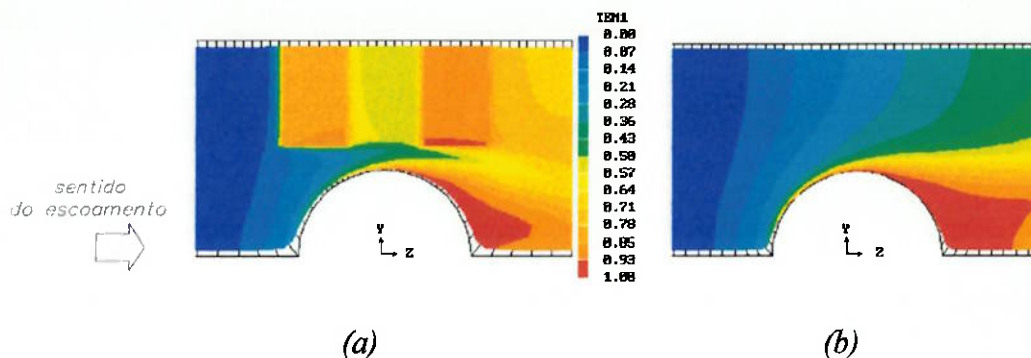


figura 4.8: Distribuição de temperatura no centro do canal entre duas aletas.  
a) trocador com recortes b) trocador sem recortes

A figura 4.8 ajuda a entender porque o trocador com recortes apresenta intensificação da transferência de calor da ordem de 50 %. Observa-se na figura 4.8b que a região central entre duas aletas sofre pequena variação de temperatura quando não se utiliza recortes, com exceção da região posterior ao tubo, onde ocorre recirculação. Com os recortes (figura 4.8a), a camada limite é interrompida e se desenvolve repetidamente em cada um dos recortes na aleta. Quando estes recortes estão posicionados no centro do canal formado entre aletas sucessivas, eles trocam calor com o fluido que até então mantinha sua temperatura inalterada, promovendo uma distribuição de temperatura mais uniforme em todo o domínio.

A possibilidade de visualização das distribuições de temperatura no domínio de cálculo é bastante útil quando se deseja propor novas disposições para os recortes da aleta. Outras disposições para os recortes alteraram não só a eficiência da aleta como todo o escoamento no domínio de cálculo. Apenas com análises experimentais ou

simulações numéricas (alternativa de menor custo) é possível verificar se uma determinada disposição alternativa para os recortes traz melhores resultados ou não.

#### 4.4 - Influência do material da aleta

Verificou-se a influência do material da aleta sobre o fator de Colburn, conforme mostra o gráfico da figura 4.9. Observa-se que para aletas de cobre ( $k=381$  W/m K) e alumínio ( $k=220$  W/m K), o nível de transferência de calor observado é bastante próximo. Esta comparação sugere que a utilização de materiais de condutividade térmica elevada, como o cobre, em substituição ao alumínio, material mais comumente utilizado devido ao seu baixo custo, parece não trazer vantagens significativas. Observa-se também que, para aletas de aço ( $k=48$  W/m K) o desempenho do trocador de calor é alterado significativamente, apresentando um nível de transferência de calor bem menor.

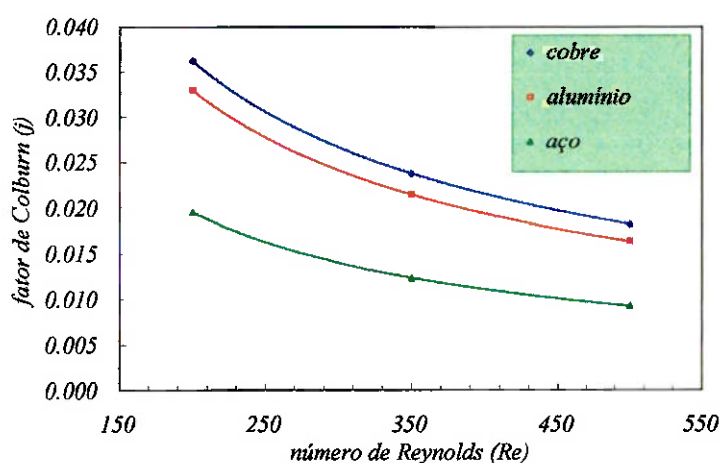


figura 4.9: Efeito da condutividade térmica da aleta sobre o fator de Colburn.  
- aleta com recortes -

Como a substituição do alumínio por cobre parece não trazer melhoras significativas, restam duas alternativas para se melhorar a distribuição de temperatura na

aleta: aumentar a sua espessura ou alterar a disposição dos recortes. A primeira alternativa não é desejável já que a espessura das aletas afeta diretamente a massa do trocador de calor e, conseqüentemente, o seu custo.

#### 4.5 - Disposição dos recortes

Os parâmetros que definem um trocador tubo-aleta (sem recortes) são: diâmetro do tubo, espaçamento transversal, espaçamento longitudinal, número de fileiras de tubos, espaçamento entre aletas, espessura da aleta e condutividade térmica da aleta. Um estudo a respeito da influência de cada um destes parâmetros sobre os fatores  $j$  e  $f$ , obtendo correlações é bastante interessante, e está sendo desenvolvido por RODRIGUES; YANAGIHARA (1997). Como o assunto principal do presente trabalho é a utilização de recortes na aleta para promover intensificação da transferência de calor, todos os parâmetros citados foram mantidos fixos e optou-se por variar a disposição dos recortes.

Observando-se a distribuição de temperatura sobre a aleta do trocador com recortes da figura 4.3 (repetida na figura 4.10), observam-se regiões onde a temperatura se afasta da temperatura do tubo, sugerindo que a configuração da figura 4.11, em que os recortes são dispostos mais a jusante, poderia melhorar a eficiência da aleta.

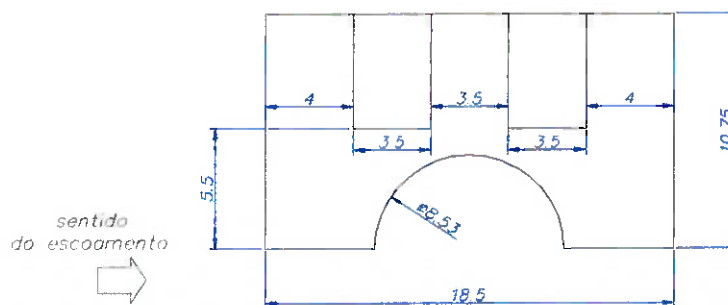
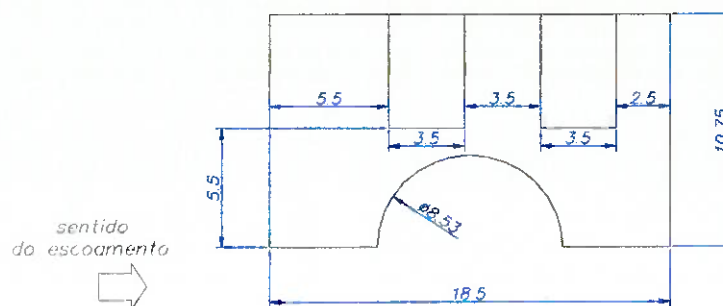
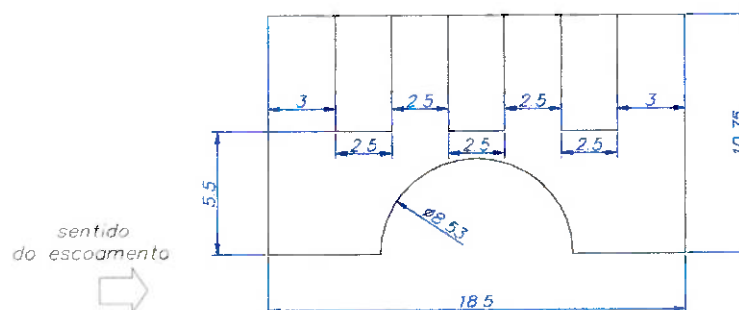


figura 4.10: Trocador com dois recortes de 3,5 mm (figura 4.3).



*figura 4.11: Trocador com dois recortes de 3,5 mm dispostos a jusante.*

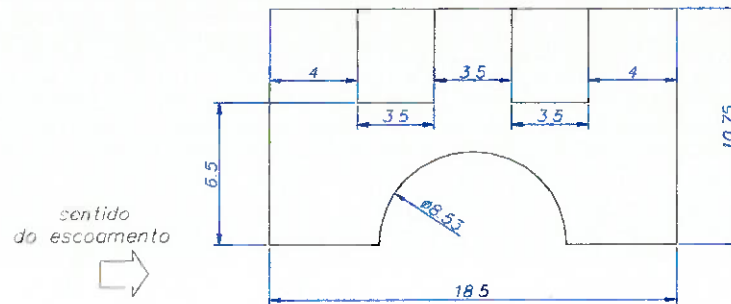
Outro parâmetro importante é o número de recortes. Este parâmetro é limitado por considerações construtivas considerando-se a dificuldade de fabricação de recortes de comprimento inferior a 2 mm. Para efeitos de comparação simulou-se também uma superfície com três recortes como a da figura 4.12.



*figura 4.12: Trocador com três recortes de 2,5 mm.*

A distância entre os recortes e os tubos também pode ser modificada com o objetivo de obter uma aleta mais eficiente como a da figura 4.13. Neste caso, há uma clara diminuição da área de influência dos recortes.





*figura 4.13: Aumento da distância entre os recortes e os tubos.*

Portanto os parâmetros considerados foram o número de recortes, o posicionamento na aleta e o comprimento dos recortes na direção principal do escoamento. Todas as configurações comentadas foram simuladas numericamente, sendo que os resultados obtidos, juntamente com as correlações para os fatores de Colburn e de atrito encontram-se no anexo A.

É conveniente, para organizar as discussões seguintes, definir uma nomenclatura para as configurações simuladas. A tabela 4.2 apresenta a nomenclatura escolhida.

<i>configuração (figura)</i>	<i>nomenclatura</i>	<i>observação sobre as aletas</i>
4.1	TC1	sem recortes
4.10	TC2	com dois recortes simétricos
4.11	TC3	com dois recortes dispostos a jusante
4.12	TC4	com dois recortes simétricos distantes do tubo
4.13	TC5	com três recortes simétricos

*tabela 4.2: Nomenclatura das configurações de trocador tubo-aleta simuladas.*

A eficiência das aletas foi calculada partindo-se de duas simulações para cada uma das configurações de aleta da tabela 4.2. Em uma delas considera-se a aleta isotérmica e na outra considera-se os efeitos de condução na mesma. O resultado destas

simulações é mostrada na figura 4.14. Pode-se verificar que a eficiência das aletas é praticamente independente da disposição dos recortes, sofrendo maior influência do número de Reynolds.

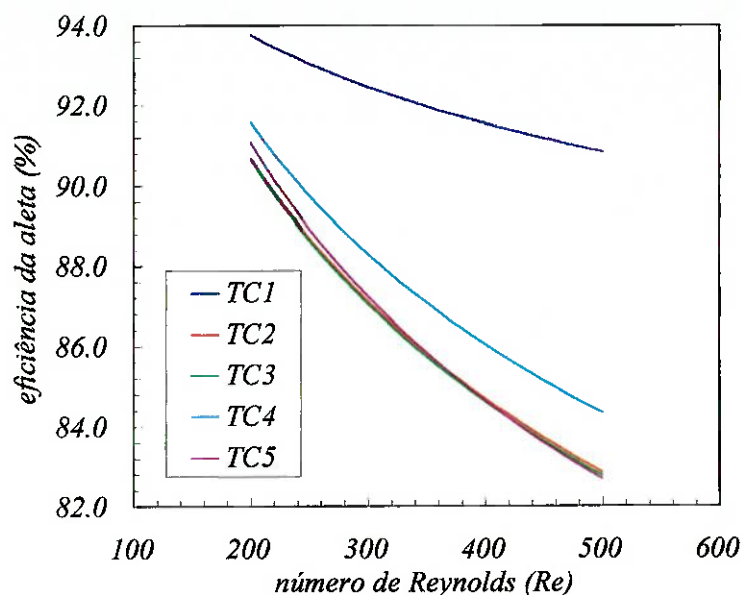


figura 4.14: Eficiência das aletas.

Das configurações de aletas recortadas, aquela que apresenta melhor eficiência é a configuração TC4, talvez por apresentar uma menor área de influência dos recortes. Entretanto, este pequeno aumento de eficiência não implica em melhora no desempenho do trocador de calor, já que esta superfície apresenta menor fator de Colburn para um mesmo número de Reynolds, se comparada às outras superfícies com aletas recortadas. Como se deseja avaliar qual das superfícies apresenta melhor desempenho sobre determinadas condições, faz-se necessário o uso de um critério de avaliação de desempenho.



#### 4.6 - Análise pelo critério de avaliação de COWELL

Como comentado anteriormente no item 4.3, a comparação de diferentes superfícies considerando-se apenas a relação entre o fator de Colburn de cada uma delas pode levar a conclusões erradas. Portanto, para melhor avaliar sob quais condições o trocador tubo-aleta com recortes é vantajoso, empregou-se primeiramente um critério de comparação de superfícies existente na literatura, desenvolvido por COWELL (1990), às duas configurações de trocadores discutidas no item 4.3 (TC1 e TC2), cujos fatores  $j$  e  $f$  foram levantados numericamente.

Deve-se observar que é de fundamental importância a disponibilidade das correlações para o fator de Colburn e para o fator de atrito. Para o trocador com recortes as correlações são as seguintes (TC2):

$$j = 1,9177 \text{ Re}^{-0,7671} \quad (4.2)$$

$$f = 4,6092 \text{ Re}^{-0,6643} \quad (4.3)$$

enquanto que para o trocador de aleta lisa, as seguintes correlações são válidas (TC1):

$$j = 1,0910 \text{ Re}^{-0,7393} \quad (4.4)$$

$$f = 2,3392 \text{ Re}^{-0,6007} \quad (4.5)$$

Empregando o critério de COWELL (1990) para diâmetro hidráulico fixo, obtém-se o gráfico da figura 4.15.

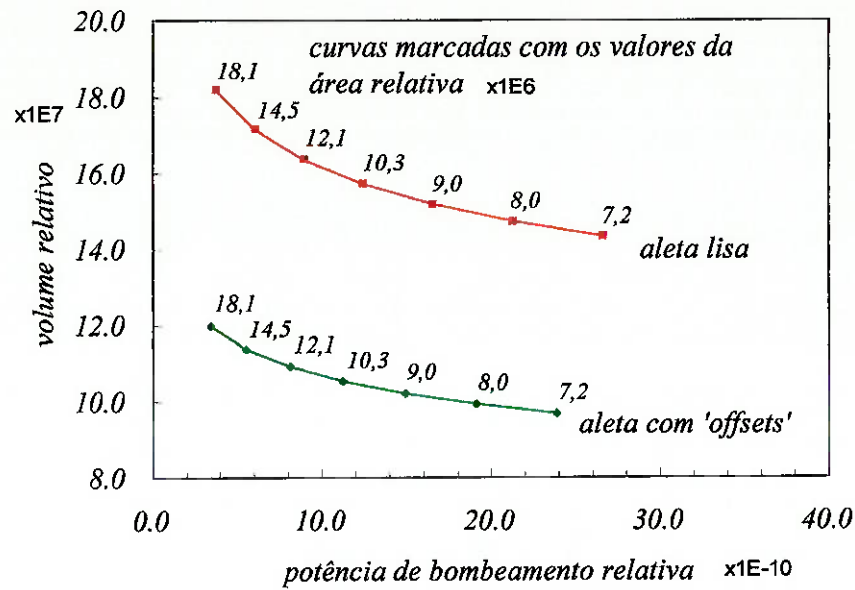


figura 4.15: Critério de avaliação de desempenho de COWELL (1990) para diâmetro hidráulico fixo, aplicado aos dados numéricos obtidos.

O gráfico da figura 4.15 foi construído utilizando-se as relações 4.2 a 4.5 e variando-se o número de Reynolds entre 200 e 500, em intervalos de 50. As grandezas relativas são calculadas com as relações 4.6, 4.7 e 4.8, cuja obtenção já foi discutida no item 2.4:

$$A_{fr}^* = \frac{D_h}{\sigma Re} \quad (4.6)$$

$$V_{total}^* = \frac{D_h^2}{\sigma j Re} \quad (4.7)$$

$$P^* = \frac{f Re^2}{j D_h^2} \quad (4.8)$$

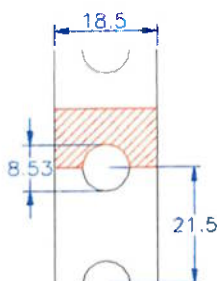
Observa-se pela figura 4.15 que o volume do trocador com recortes é menor que o equivalente com aleta lisa de mesmo diâmetro hidráulico. O critério de COWELL (1990) indica uma redução de volume entre 30 e 35%, para uma dada potência de

bombeamento. Além disso, o critério indica que para uma dada potência de bombeamento, o trocador com recortes apresenta uma área frontal ligeiramente menor.

Pelo critério de COWELL (1990), ao se aumentar os fatores  $j$  e  $f$  na mesma proporção não se altera o valor de  $P^*$ . Entretanto, aumentando-se o fator  $j$ , o volume total relativo  $V_{total}^*$  diminui na mesma proporção. Isto explica a redução de volume observada para uma mesma potência de bombeamento.

Isto ocorre pois o critério proposto por COWELL (1990), assim como a maioria dos critérios existentes na literatura, permite variações no comprimento do trocador no sentido principal do escoamento (variações de  $L$ ). Esta característica oferece maior generalidade ao critério de avaliação já que, uma superfície intensificadora que promove maior perda de carga pode ter seu comprimento  $L$  reduzido com o objetivo de manter a perda de carga nos mesmos níveis da superfície não intensificadora original.

Entretanto, o trocador de calor tubo-aleta não permite que seu comprimento no sentido principal do escoamento  $L$  seja alterado continuamente, mas sim discretamente (aumentando ou diminuindo de um número inteiro de fileiras de tubos). Neste caso, as correlações perderiam a validade, pois tanto a transferência de calor quanto a perda de carga dependem do número de fileiras de tubos.



*figura 4.16: Para todas as configurações de trocadores tubo-aleta simuladas o comprimento  $L$  foi mantido constante e igual a 18,5 mm.*

Poder-se-ia argumentar que variações contínuas de  $L$  são possíveis mediante uma mudança de escala do trocador (diâmetro hidráulico), condição em que as correlações para  $j$  e  $f$  continuariam válidas. Entretanto, do ponto de vista prático, sabe-se que geralmente existem limitações construtivas que limitam esta mudança de escala já que, possíveis alterações no diâmetro dos tubos podem ser indesejáveis.

Portanto, conclui-se que o critério de COWELL (1990) é inadequado para a análise dos resultados e fornece resultados incorretos quando aplicado a trocadores de calor tubo-aleta. Como diversos outros critérios de avaliação, disponíveis na literatura, também não fixam o comprimento  $L$ , isto motivou a análise descrita a seguir.

#### *4.7 - Análise baseada em novo critério de avaliação de desempenho*

A seguir são apresentadas algumas relações úteis na comparação de duas superfícies de trocadores de calor. A potência de bombeamento, dada pela relação 4.9 fornece a relação 4.10, onde os índices 1 e 2 referem-se a duas superfícies distintas.

$$P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (4.9)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\dot{m}_1 \Delta P_1}{\dot{m}_2 \Delta P_2} \quad (4.10)$$

A potência térmica  $\dot{Q}$ , utilizando o conceito de efetividade, é dada pela relação 4.11. Como deseja-se comparar as superfícies dos trocadores sob as mesmas condições,  $C_P$  e  $\Delta T_{max}$  são iguais para ambas, o que fornece a relação de comparação 4.12.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_P \Delta T_{max} \varepsilon \quad (4.11)$$

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{\dot{m}_1 \varepsilon_1}{\dot{m}_2 \varepsilon_2} \quad (4.12)$$

Conforme comentado no item anterior, é necessário manter  $L$  fixo para uma análise correta dos resultados para trocadores tubo-aleta. Com  $L$  fixo, a relação 4.13 é válida.

$$\frac{A_{fr1}}{A_{fr2}} = \frac{Vol_1}{Vol_2} \quad (4.13)$$

onde  $Vol$  é o volume total do trocador e  $A_{fr}$  a área frontal. Desta forma, se ambas as superfícies tiverem o mesmo diâmetro hidráulico e estiverem operando sob as mesmas condições, chega-se a relação de comparação 4.15.

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{\rho_1 A_{fr1} V_{fr1}}{\rho_2 A_{fr2} V_{fr2}} = \frac{Vol_1 Re_1}{Vol_2 Re_2} \quad (4.14)$$

$$\frac{Vol_1}{Vol_2} = \frac{\dot{m}_1 Re_2}{\dot{m}_2 Re_1} \quad (4.15)$$

As relações de comparação 4.10, 4.12 e 4.15 são suficientes para a análise realizada a seguir. Nestas relações, é necessário o conhecimento das seguintes correlações:  $\Delta P = \Delta P(Re)$  e  $\varepsilon = \varepsilon(Re)$ . Estas correlações podem ser obtidas indiretamente partindo-se das correlações de  $j = j(Re)$  e  $f = f(Re)$ , entretanto, isto tornaria alguns dos cálculos iterativos, característica indesejável. Portanto, levantou-se também correlações para a efetividade e para a perda de carga, ambas em função do número de Reynolds, disponíveis no apêndice A.

Aplicaram-se as relações ao caso em que a superfície 1 é o trocador com aletas recortadas (TC2) e a superfície 2 o trocador de aleta plana (TC1). Impondo-se a mesma potência de bombeamento  $P$  para as superfícies 1 e 2 (figura 4.17), verifica-se que o trocador com recortes apresenta um volume total maior que o do trocador de aletas

planas, tendência contrária à esperada. Isto se deve ao seu regime de trabalho (baixo número de Reynolds) imposto para manter a potência de bombeamento igual à do trocador de aletas planas.

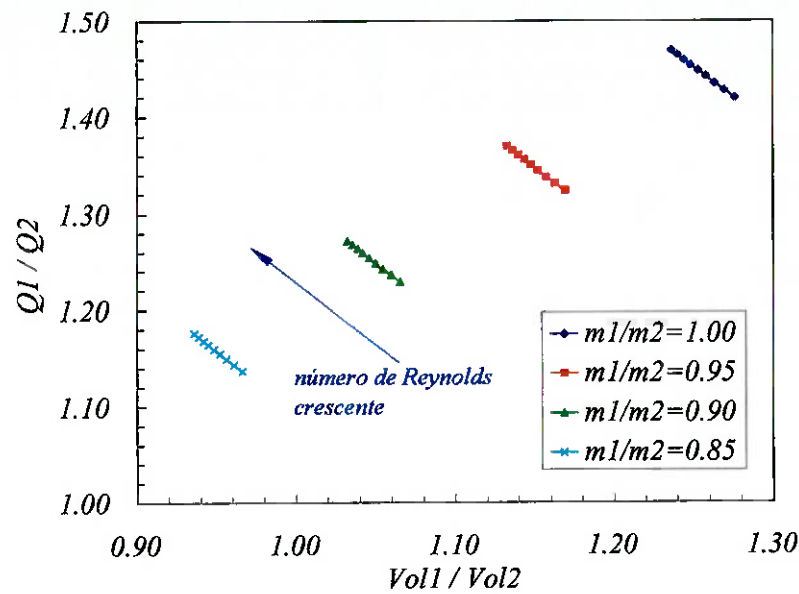


figura 4.17: Comparação para mesma potência de bombeamento.  
- cada um dos pontos do gráfico equivale a um número de Reynolds dentro da faixa de validade das correlações obtidas numericamente -

Apenas quando a vazão no trocador com recortes é cerca de 15% menor que a do trocador de aletas planas é que a relação entre os volumes totais passa a ser favorável ao trocador com recortes. Isto pode ser entendido analisando a relação 4.10. Por outro lado, a relação entre as potências térmicas é bem favorável ao trocador de aletas recortadas.

Impondo-se a mesma potência térmica  $\dot{Q}$  para as superfícies 1 e 2 (figura 4.17), verifica-se que o trocador com recortes apresenta um volume total sempre inferior ao do trocador de aletas planas e esta redução no volume é tanto maior quanto maior a relação entre vazões em massa. Entretanto, a potência de bombeamento para o trocador com

recortes chega a triplicar já que a redução de volume impõe um regime de operação num número de Reynolds mais elevado, para manter a mesma vazão em massa.

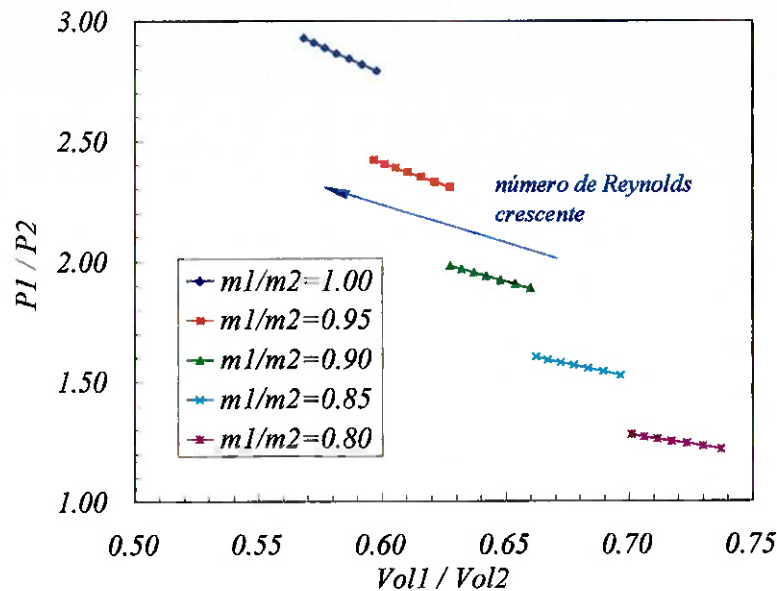


figura 4.18: Comparação para mesma potência térmica.

As análises a  $P$  e a  $\dot{Q}$  constante são interessantes tanto para os casos em que deseja-se alterar significativamente as condições de operação do trocador de calor tubuleta compacto, por exemplo, empregando um ventilador diferente ao equipamento, quanto para os casos em que deseja-se manter aproximadamente as mesmas condições de operação. Em ambas as situações é indispensável analisar a curva de operação do ventilador, para determinar o novo ponto de operação do equipamento.

Outra condição de operação que poderia gerar interesse é a  $P$  e  $\dot{Q}$  constantes simultaneamente. Entretanto, conforme mostra a figura 4.18, esta condição é atingida para uma relação  $m_1/m_2 < 0,80$ , ou seja, alterando-se significativamente a vazão em massa de ar. Esta seria provavelmente uma condição indesejada pois alterações de vazão em massa e velocidade frontal podem dar origem a problemas como formação de gelo no interior do trocador de calor e aumento do nível de ruído.

Diversas correlações foram levantadas utilizando-se os resultados numéricos obtidos e encontram-se no apêndice A. Uma das superfícies de trocador tubo-aleta apresenta aleta sem recortes (TC1) enquanto as outras quatro apresentam aletas recortadas, com diferentes configurações. Utilizando-se o mesmo critério de avaliação, comparou-se o desempenho das superfícies TC2 a TC5 (todas com aletas recortadas), em relação à superfície TC1, para uma dada potência térmica  $\dot{Q}$  fixa.

Cada curva mostrada representa a relação entre volumes totais do trocador e potências de bombeamento, sempre relativamente à superfície TC1. Cada ponto das curvas representa uma condição de operação - números de Reynolds entre 300 e 500 - dentro da faixa de validade das correlações.

Observa-se pelos gráficos das figuras 4.19 e 4.20 que as superfícies TC2 e TC3 apresentam comportamento muito próximo, indicando que ao dispor os recortes a jusante da aleta, não há alteração significativa do comportamento do trocador de calor tubo-aleta. Entretanto, ao dispor os recortes a uma distância maior do tubo, como na superfície TC4, há uma diminuição da influência dos mesmos sobre o comportamento do trocador de calor já que os recortes ocupam menor área sobre a aleta.



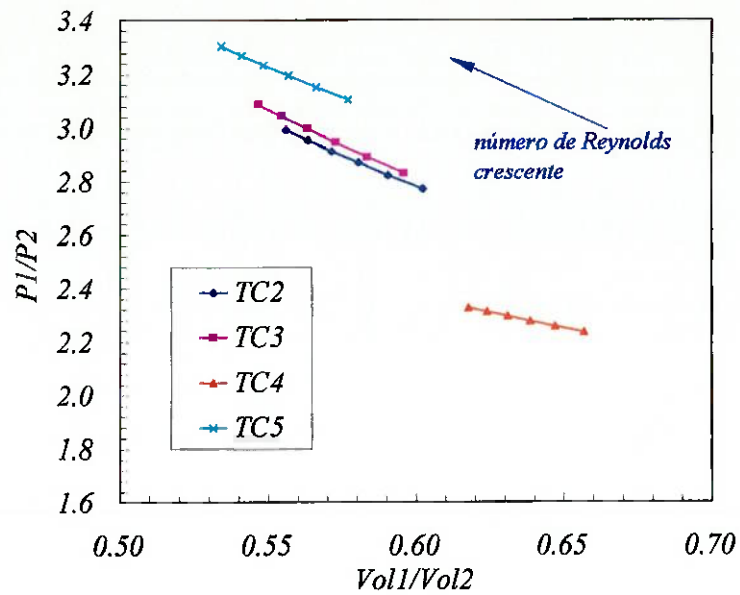


figura 4.19: Comparação para mesma potência térmica.  
-  $m_1/m_2 = 1,0$  -

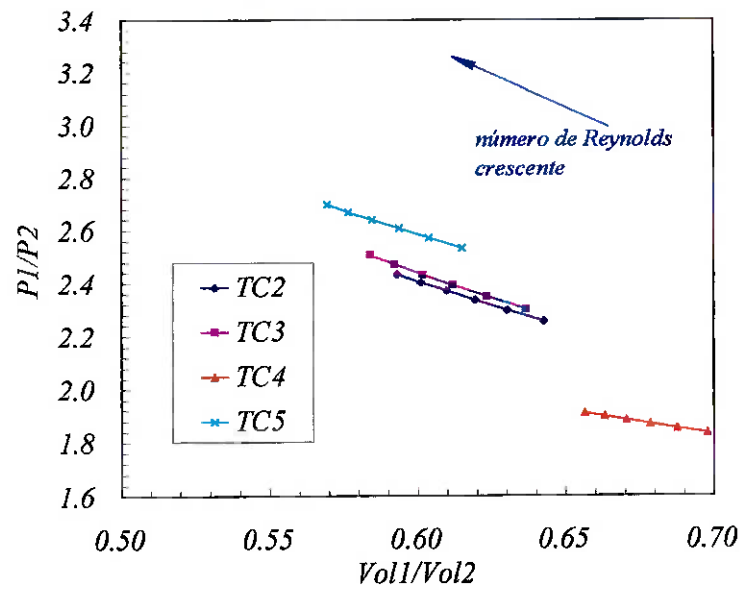


figura 4.20: Comparação para mesma potência térmica.  
-  $m_1/m_2 = 0,95$  -

A superfície TC5 é a que apresenta maior influência dos recortes sobre a transferência de calor e sobre a perda de carga, proporcionando redução de volume (e também área frontal) da ordem de 45%. Entretanto, há um aumento considerável da

potência de bombeamento, da ordem de 3,2 vezes quando  $m_1/m_2 = 1,0$  e 2,6 vezes quando  $m_1/m_2 = 0,95$ .

O aumento da potência de bombeamento neste caso não é tão ruim quanto pode parecer a princípio já que para a superfície TC5, operando com número de Reynolds  $Re=400$ , a potência do ventilador por unidade de área frontal é da ordem de  $27 \text{ W/m}^2$ , valor considerado aceitável.

## *Capítulo 5 - Conclusões*

---

Este trabalho teve como objetivo o estudo de trocadores de calor tubo-aleta compactos, com aletas recortadas, utilizando-se uma abordagem numérica. Para a análise dos resultados desenvolveu-se um critério de avaliação de desempenho para trocadores de calor tubo-aleta.

Uma extensa revisão bibliográfica mostrou que são praticamente inexistentes na literatura trabalhos sobre trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas recortadas, apesar de sua grande importância industrial. Segundo a pesquisa bibliográfica realizada, apenas NAKAYAMA; XU (1983) tratam do assunto, de maneira extremamente sucinta num artigo de sete páginas.

Teve-se o cuidado de verificar a influência da malha sobre os resultados, assim como de validar o procedimento de cálculo através da comparação com resultados experimentais confiáveis disponíveis na literatura. Pode-se afirmar que a utilização da abordagem numérica para o problema permitiu a realização do trabalho em tempo e custo reduzidos, sem comprometer em nada a qualidade dos resultados.

O estudo realizado mostrou que o modelo proposto é bastante conveniente para simular trocadores de calor tubo-aleta compactos, considerando inclusive os efeitos de condução na aleta - transferência de calor conjugada. Esta metodologia permite avaliar a eficiência das aletas e também visualizar a distribuição de temperatura sobre as mesmas.

A visualização das distribuições de temperatura sobre as aletas dos trocadores com e sem aletas recortadas mostrou que estas distribuições são bastante alteradas pela presença dos recortes. A aleta sem recortes mostra-se praticamente isotérmica enquanto

que a aleta recortada apresenta regiões onde a sua temperatura se afasta da temperatura do tubo. Portanto, as aletas recortadas apresentam rendimento menor, embora o trocador de calor como um todo apresente melhores resultados. Isto é explicado pelos elevados coeficientes locais de transferência de calor característicos dos trocadores de calor com aletas recortadas.

Avaliou-se a influência do material da aleta, visando uma possível substituição do alumínio, material normalmente utilizado, por cobre, material de condutividade térmica mais elevada, objetivando aumentar seu rendimento. Verificou-se uma insignificante melhora no desempenho do trocador de calor, que possivelmente inviabiliza tal substituição de material.

Correlações para os fatores de Colburn e de atrito, em função do número de Reynolds, foram obtidas para cinco configurações de trocadores de calor tubo-aleta compactos, quatro delas com aletas recortadas. A eficiência das aletas, a perda de carga e a efetividade também estão disponíveis em função do número de Reynolds. Estas correlações juntas, descrevem bem o comportamento das configurações propostas, permitindo uma série de análises.

Com o objetivo de comparar as superfícies de trocadores de calor simuladas, foi desenvolvido um critério de avaliação de desempenho a partir de relações básicas, para o caso particular em que o parâmetro  $L$  - comprimento do trocador no sentido principal do escoamento - deve ser mantido constante. Estas relações básicas permitiram uma série de análises gráficas. Analisou-se a possível substituição de um trocador tubo-aleta com aletas planas por um de aletas recortadas, avaliando-se em quais condições de operação esta substituição é realmente vantajosa. Duas condições de substituição foram

consideradas: a uma mesma potência térmica  $\dot{Q}$  e a uma mesma potência de bombeamento  $P$ .

A uma mesma potência de bombeamento, o trocador de calor com recortes não apresenta grande vantagem sobre o trocador de aleta plana. Só ocorre redução de volume total do trocador de calor se a vazão em massa diminuir mais de 15%. A análise a uma mesma potência térmica mostra que, os trocadores tubo-aleta com aletas recortadas parecem ser bastante úteis na redução de volume quando, associado à substituição do trocador, substitui-se também o ventilador por um de potência maior.

Uma limitação do presente trabalho foi simular apenas trocadores tubo-aleta com uma única fileira de tubos, quando se sabe que, normalmente, são utilizadas duas ou três fileiras de tubos nos aparelhos de ar condicionado domésticos. Esta limitação deve-se unicamente ao custo computacional associado ao aumento do tamanho do domínio de cálculo e não à metodologia empregada.

## Anexo A - Correlações

---

São apresentadas neste anexo todas as correlações levantadas para o fator de Colburn, fator de atrito, efetividade, perda de carga e eficiência da aleta, em função do número de Reynolds, para regime laminar, na faixa  $200 \leq Re \leq 500$ . As correlações seguem a forma:

$$j = C_1 Re^{C_2} \quad f = C_3 Re^{C_4}$$

$$\varepsilon = C_5 Re^{C_6} \quad \Delta P = C_7 Re^{C_8} \quad \eta = C_9 Re^{C_{10}}$$

Esta forma é utilizada em diversos trabalhos existentes na literatura, para correlacionar  $j$  e  $f$ , e mostrou-se bastante conveniente para correlacionar os dados numéricos obtidos, descrevendo muito bem o comportamento dos diversos parâmetros.

A eficiência da aleta do trocador de calor foi obtida para aletas de alumínio ( $k = 220 \text{ W/m K}$ ).

A efetividade é exatamente igual à temperatura adimensional de saída para o caso em que o tubo é isotérmico (capacidade calorífica do fluido dentro dos tubos tendendo a infinito).

# TC1

- aleta sem recortes -

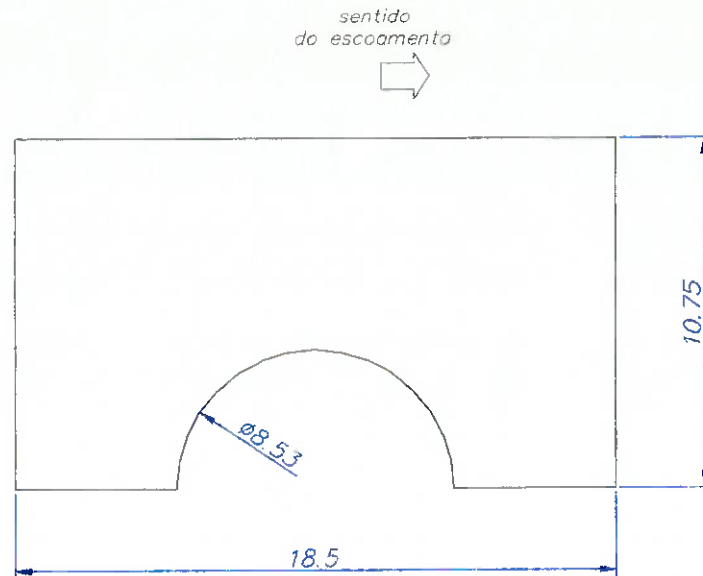


figura A.1: Aleta sem recortes (TC1).

fator de Colburn	$j$	$j = 1,09 Re^{-0,74}$
fator de atrito	$f$	$f = 2,34 Re^{-0,60}$
efetividade	$\varepsilon$	$\varepsilon = 9,31 Re^{-0,52}$
perda de carga	$\Delta P$	$\Delta P = 2,42 \times 10^{-3} Re^{1,40}$
eficiência da aleta	$\eta$	$\eta = 112,4 Re^{-0,0343}$

tabela A1: Correlações para a superfície TC1.

## TC2

- aleta com dois recortes simétricos -

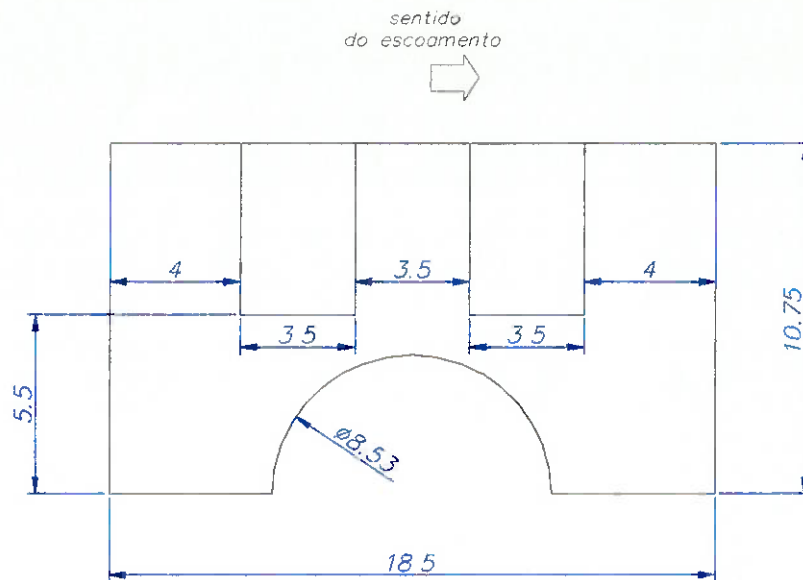


figura A.2: Aleta com dois recortes simétricos (TC2).

fator de Colburn	$j$	$j = 1,92 Re^{-0,77}$
fator de atrito	$f$	$f = 4,61 Re^{-0,66}$
efetividade	$\varepsilon$	$\varepsilon = 7,92 Re^{-0,44}$
perda de carga	$\Delta P$	$\Delta P = 4,77 \times 10^{-3} Re^{1,34}$
eficiência da aleta	$\eta$	$\eta = 152,9 Re^{-0,0986}$

tabela A2: Correlações para a superfície TC2.



## TC3

- aleta com dois recortes dispostos a jusante -

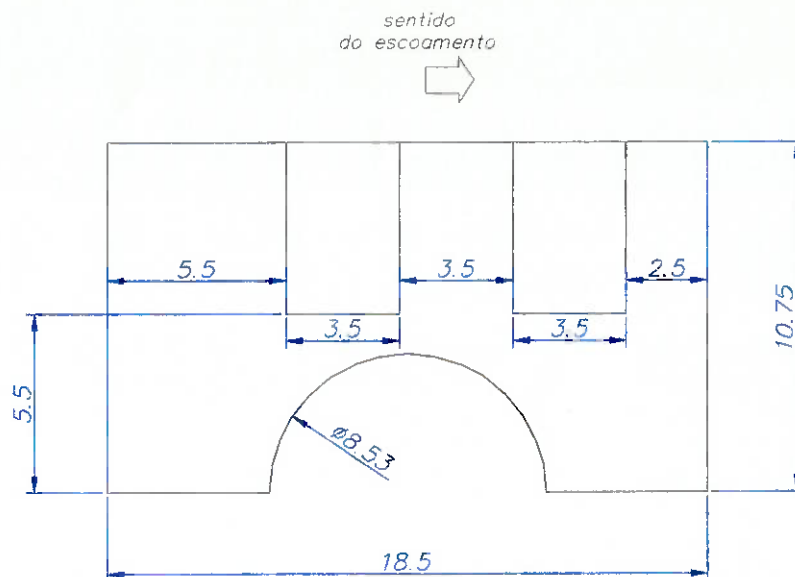


figura A.3: Aleta com dois recortes dispostos a jusante (TC3).

fator de Colburn	$j$	$j = 1,90 Re^{-0,76}$
fator de atrito	$f$	$f = 4,43 Re^{-0,66}$
efetividade	$\varepsilon$	$\varepsilon = 7,74 Re^{-0,44}$
perda de carga	$\Delta P$	$\Delta P = 4,73 \times 10^{-3} Re^{1,34}$
eficiência da aleta	$\eta$	$\eta = 153,4 Re^{-0,0993}$

tabela A3: Correlações para a superfície TC3.

## TC4

- aleta com dois recortes simétricos afastados do tubo -

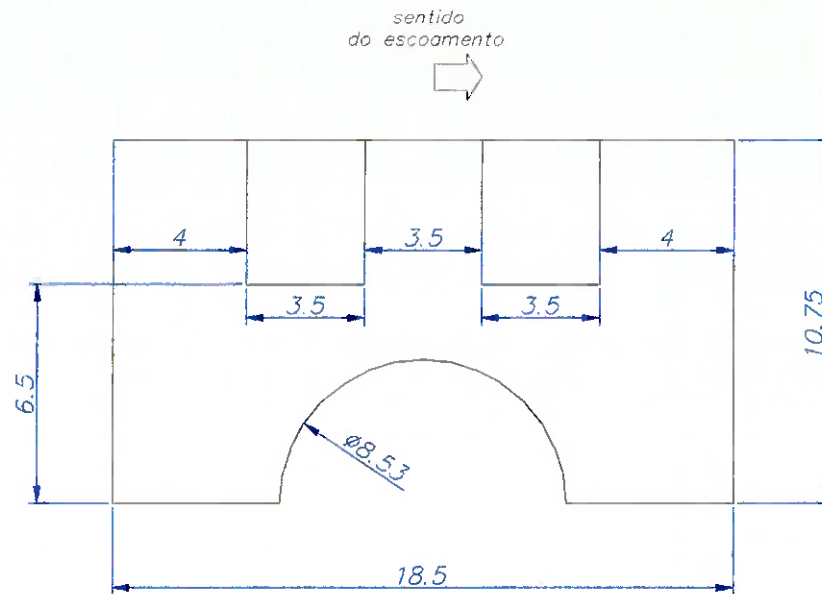


figura A.4: Aleta com dois recortes simétricos afastados do tubo (TC4).

fator de Colburn	$j$	$j = 1,77 Re^{-0,76}$
fator de atrito	$f$	$f = 4,67 Re^{-0,68}$
efetividade	$\varepsilon$	$\varepsilon = 8,32 Re^{-0,46}$
perda de carga	$\Delta P$	$\Delta P = 4,86 \times 10^{-3} Re^{1,32}$
eficiência da aleta	$\eta$	$\eta = 147,5 Re^{-0,0900}$

tabela A4: Correlações para a superfície TC4.

# TC5

- aleta com três recortes simétricos -

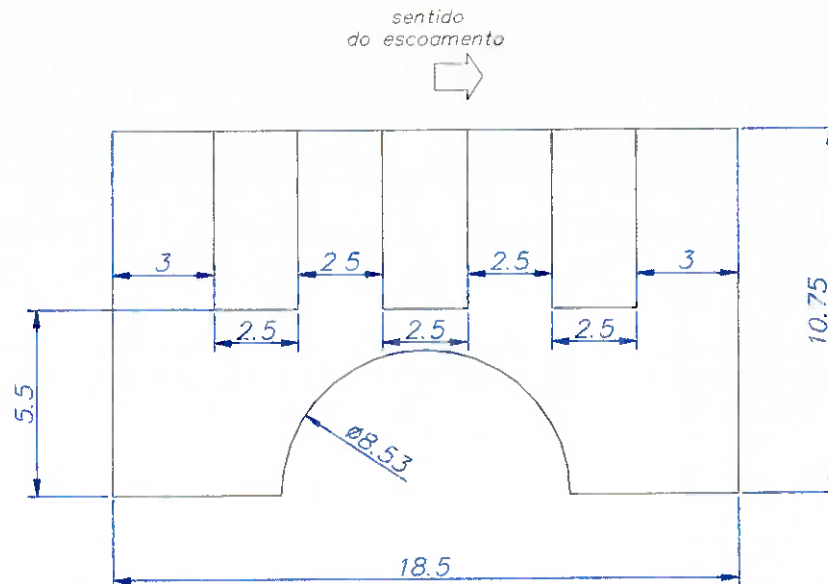


figura A.5: Aleta com três recortes simétricos (TC5).

fator de Colburn	$j$	$j = 2,24 Re^{-0,79}$
fator de atrito	$f$	$f = 5,31 Re^{-0,68}$
efetividade	$\varepsilon$	$\varepsilon = 8,18 Re^{-0,44}$
perda de carga	$\Delta P$	$\Delta P = 5,60 \times 10^{-3} Re^{1,32}$
eficiência da aleta	$\eta$	$\eta = 159,2 Re^{-0,1054}$

tabela A5: Correlações para a superfície TC5.

## *Anexo B - Propriedades do fluido*

---

Em todas as simulações realizadas utilizou-se as propriedades do ar constantes, conforme apresentadas na tabela abaixo, correspondentes a pressão atmosférica e temperatura 300 K.

densidade	1,161 kg/m <sup>3</sup>
calor específico	1007 J/kg K
viscosidade dinâmica	$18,46 \times 10^{-6}$ N s/m <sup>2</sup>
condutividade térmica	0,0263 W/m K
número de Prandtl	0,707

## *Referências Bibliográficas*

---

BAYÓN, J. J. G. **Análise experimental da intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices utilizando a técnica de sublimação de naftaleno.** São Paulo, 1996. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

COWELL, T. A. A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces. **Transactions of the ASME**, v.112, p.288-294, 1990.

ELMAHDY, A.H.; BIGGS, R. C. Finned tube heat exchanger: correlation of dry surface heat transfer data. **ASHRAE Transactions**, v.85, parte 2, p.262-273, 1979.

FIEBIG, M.; GROSSE-GORGEMANN, A.; CHEN, Y.; MITRA, N.K. Conjugate heat transfer of a finned tube part a: heat transfer behaviour and occurrence of heat transfer reversal. **Numerical Heat Transfer**, parte A, v.28, p.133-146, 1995.

FIEBIG, M.; GROSSE-GORGEMANN, A.; CHEN, Y.; MITRA, N.K. Conjugate heat transfer of a finned tube part b: heat transfer augmentation and avoidance of heat transfer reversal by longitudinal vortex generators. **Numerical Heat Transfer**, parte A, v.28, p.147-155, 1995.

INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** Guanabara Koogan, 1992.

JIN, Y.J.; MU C.W.; WEN, J.C. Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.39, p.3057-3066, 1996.

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, p.69-84, 1987.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. **Compact heat exchangers**, 3 ed., McGraw-Hill, 1984.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional.** LTC, 1995.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.10, p.171-180, 1995.

- McQUISTON, F.C. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. **ASHRAE Transactions**, v.84, parte 1, p.294-309, 1978.
- NAKAYAMA, W.; XU, L. P.; Enhanced fins for air-cooled heat exchangers - heat transfer and friction factor correlations. **Proceedings of the 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference**, v.1, p.495-502, 1983.
- PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Hemisphere Publishing, 1980.
- RICH, D.G. The effect of fin spacing on heat transfer and friction performance of multi-row, plate fin-and-tube heat exchangers. **ASHRAE Transactions**, v.79, parte 2, p.137-145, 1973.
- RICH, D.G. The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers. **ASHRAE Transactions**, v.81, parte 1, p.307-319, 1975.
- RODRIGUES, R. Jr. **Análise computacional da intensificação da transferência de calor em trocadores de calor tubo-aleta compactos**. São Paulo, 1996. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- RODRIGUES, R. Jr.; YANAGIHARA, J. I. Conjugate heat transfer and flow losses in compact heat exchanger with smooth fins and two rows of tubes, **Anais do Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**. Código do artigo no CD-ROM: 1132, 1997.
- ROSMAN, E. C.; CARAJILESCOV, P.; SABOYA, F.E.M. Performance of one- and two-row tube and plate fin heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v.106, p.627-632, 1984.
- SABANAI, H. J. **Intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices em trocadores de calor tubo-aleta**. São Paulo, 1996. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- SABOYA, F. E. M.; SPARROW, E. M. Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations. **Journal of Heat Transfer**, v.96, p.265-272, 1974.
- SABOYA, F. E. M.; SPARROW, E. M. Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.19, p.41-49, 1976.
- SCHENONE, C.; TAGLIAFICO, L.; TANDA, G. Second law performance analysis for offset strip-fin heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, v.12, n.1, p.19-26, 1991.

TINAUT, F. V.; MELGAR, A.; RAHMAN ALI, A. A. Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.35, p.1659-1664, 1992.

TOOSI, R.; ASHEGHI, M.; HOU, K. S. Effect of fluid properties on heat transfer in channels with offset strip fins. **Experimental Heat Transfer**, v.7, p.189-202, 1994.

WEBB, R. L. **Principles of enhanced heat transfer**, John Wiley & Sons, 1994.

WIETING, A. R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v.1, p.488-490, 1975.