



OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO EM UMA REGIÃO ANULAR ALETADA

Cláudia Regina de Andrade

Edson Luiz Zaparoli

ITA - Instituto Tecnológico de Aeronáutica /IEME - Departamento de Energia

Pça Marechal Eduardo Gomes, 50 - Vila das Acácias - São José dos Campos - SP - Brasil

CEP: 12228-900 E-mail: claudia@mec.ita.cta.br/ zaparoli@mec.ita.cta.br

Resumo. Neste trabalho simula-se numericamente o escoamento turbulento em uma região anular aletada, empregando a técnica de elementos finitos na solução do sistema de equações (conservação de massa, quantidade de movimento, energia e modelo de turbulência). O problema de transferência de calor é analisado através de uma formulação conjugada, onde a condução na parede do tubo e aletas e a convecção no fluido são estudadas de forma acoplada. São analisadas geometrias onde se varia a razão altura/espaçamento das aletas e para cada uma dessas configurações são calculados parâmetros como a perda de carga, a taxa total de calor, a massa e o volume ocupado pelo equipamento. Determina-se então, uma geometria “ótima” com relação a cada parâmetro analisado, tomando como referência a região anular sem aletas. Os resultados obtidos para a perda de carga e a taxa total de troca de calor quando comparados com os dados para o tubo sem aletas mostram que a introdução de aletas aumenta as trocas de calor com o fluido mas também eleva significativamente os valores do coeficiente de atrito.

Palavras-chave: Problema conjugado, Aletas, Elementos Finitos, Região Anular.

1. INTRODUÇÃO

A utilização de superfícies aletadas é um importante mecanismo para se intensificar a taxa de transferência de calor no escoamento interno em tubos. O estudo de transferência de calor nestes dispositivos se aplica ao projeto de trocadores de calor utilizados nas indústrias (automotiva, eletrônica e de processo). Quando ocorrem restrições de espaço são empregados trocadores de calor compactos, como os utilizados na indústria aeroespacial (Obermeier e Henne, 1993).

Para estudar as dimensões ótimas de uma aleta circular, Ullman e Kalman (1989) analisaram diversos perfis, supondo propriedades constantes, condução unidimensional e um coeficiente de convecção constante, independente da forma geométrica da superfície aletada. Zubair *et al.* (1996) estenderam essa análise para o caso de condutividade térmica variável com a temperatura. Esse tipo de otimização é feita considerando-se uma única aleta. No entanto, a

forma geométrica e o espaçamento entre as aletas influenciam significativamente no coeficiente de convecção, de modo na otimização de um trocador de calor o efeito desses parâmetros devem ser avaliado. Bravo e Chen (1989) consideraram a influência da dimensão e espaçamento entre as aletas na otimização de trocadores de calor compactos, quanto à maximização da transferência de calor com um mínimo acréscimo na perda de pressão.

A geometria esquematizada na Fig. 1 é representativa de um trocador de calor, onde serão estudados os mecanismos de transferência de calor para o escoamento entre tubos concêntricos, introduzindo-se *aletas* para intensificar as trocas de calor. Adota-se uma abordagem onde se consideram os efeitos do espaçamento e geometria das aletas na convecção. Além disso, utiliza-se uma formulação conjugada para analisar a variação de temperatura na interface sólido-fluido sobre o coeficiente de convecção. Neste caso os problemas de condução e convecção são estudados de maneira simultânea em um único domínio. Essa formulação acoplada é referenciada na literatura como problema *conjugado* (Perelman, 1961; Davis e Gill, 1970; Vinnycky *et al.*, 1998).

A otimização dos trocadores de calor pode ser feita com relação à diversos parâmetros, tais como peso, volume ocupado, taxa de calor trocada, perda de pressão, etc.

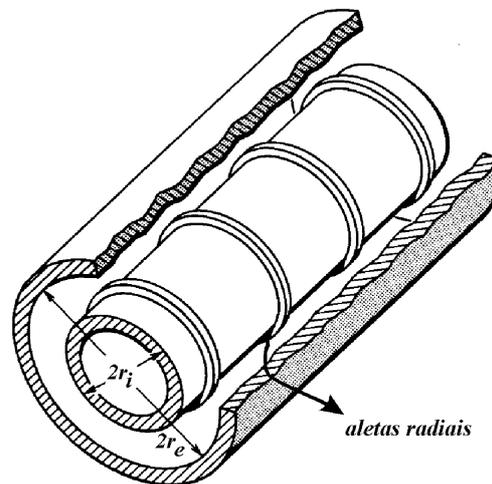


Figura 1- Tubos concêntricos com aletas radiais.

Neste trabalho, são analisadas geometrias onde se varia a razão altura/espaçamento das aletas e para cada uma dessas configurações são calculados alguns parâmetros como a perda de carga, a taxa total de calor, a massa e o volume ocupado pelo equipamento. A partir disso determina-se a geometria "ótima" com relação a cada parâmetro analisado, tomando como referência a região anular sem aletas.

2. EQUAÇÕES BÁSICAS

Adota-se uma formulação matemática bidimensional para estudar o escoamento turbulento do fluido e a condução no sólido. O problema térmico é estudado através de única equação para representar os domínios sólido e fluido. As propriedades do sólido e do fluido são consideradas constantes. Deste modo, a representação matemática do problema é feita por meio das equações médias para escoamento turbulento (continuidade, quantidade de movimento, energia e modelo de turbulência), em coordenadas cilíndricas, expressas por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] - 2\mu_{ef} \frac{v}{r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial r} \right) \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{ef} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial K}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial K}{\partial r} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{K} G_k - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{K} \quad (6)$$

onde G_k representa o termo de dissipação viscosa,

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (7)$$

com as constantes $C\mu = 0,09$; $C_1 = 1,45$; $C_2 = 1,9$; $\sigma_t = 1,0$ e $\sigma_\epsilon = 1,3$.

No sistema de equações (1)-(6) ρ é a densidade do fluido; u e v são as componentes axial e radial da velocidade; T é a temperatura; K é a energia cinética da turbulência e ϵ a sua taxa de dissipação; k_{ef} é condutividade térmica efetiva, C_p é o calor específico a pressão constante e μ_{ef} é a viscosidade dinâmica efetiva. Os termos de viscosidade e condutividade efetivas são definidas como a soma da parcela laminar com a turbulenta, indicadas por:

$$k_{ef} = k + k_t \quad \text{e} \quad \mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (8)$$

onde as parcelas turbulentas são calculadas de acordo com o modelo K - ϵ de Launder e Spalding (1974).

Uma representação do problema é indicada na Fig. 2, onde s indica a altura das aletas fixadas ao longo da porção aquecida do tubo e p o espaçamento entre elas. Os raios do tubo externo e interno são indicados por r_e e r_i , respectivamente.

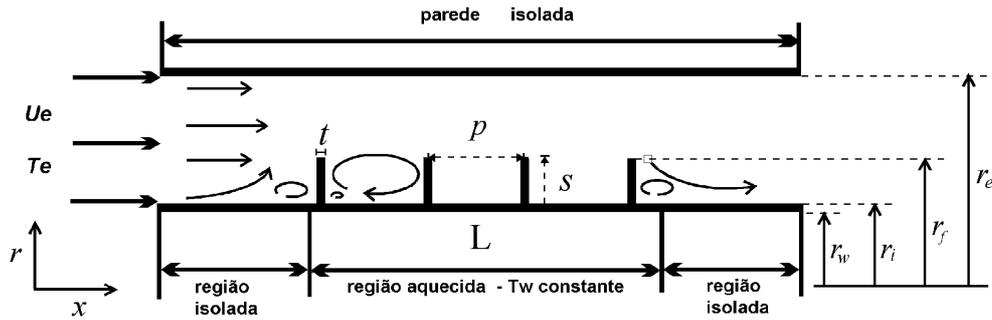


Figura 2 - Representação esquemática do problema.

As condições de contorno são u e v iguais a zero junto às fronteiras sólidas (parede do tubo e superfícies das aletas). Na parte central aquecida do tubo interno (em $r = r_w$) tem-se uma condição de temperatura constante (T_w) enquanto as regiões de entrada e saída estão isoladas. As condições de entrada são perfis de velocidade (u_e), temperatura (T_e), K e ϵ uniformes. Na saída do tubo impõe-se um valor para a pressão ($P=0$) e condições livres (derivada nula na direção normal à superfície) para as demais variáveis. Nas proximidades das fronteiras sólidas, o programa utiliza a Lei Logarítmica da Parede (Launder e Spalding; 1974) para estabelecer os valores de K e ϵ . Foram ainda definidos os seguintes parâmetros adimensionais:

$$Pr = \mu C_p / k \quad e \quad Re = \rho u_e D_h / \mu, \quad (9)$$

onde D_h representa o diâmetro hidráulico indicado por:

$$D_h = 2 \cdot (r_e - r_i) \quad (10)$$

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

O sistema de equações governantes Eqs. (1) a (6) foi discretizado utilizando o método de elementos finitos e a solução foi obtida por meio de um algoritmo segregado, onde calculam-se separada e seqüencialmente os campos de u , v , T , K e ϵ), conforme detalhado em Rice e Schnipke (1986). O domínio foi discretizado utilizando uma malha estruturada e elementos quadriláteros (com 4 nós), totalizando 30.000 elementos no caso da simulação com 4 aletas. Os sistemas de equações algébricas resultantes foram resolvidos utilizando-se métodos iterativos como o TDMA (*Tri-diagonal Matrix Algorithm*), na solução dos campos de velocidade e temperatura e o PCG (*Preconditioned Conjugate Gradient Algorithm*) no caso da pressão.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho, para estudar a transferência de calor conjugada entre tubos concêntricos aletados foram realizadas simulações numéricas de acordo com a configuração esquematizada na Fig. 1. Analisou-se o escoamento de água em regime turbulento na faixa de Re entre $2 \cdot 10^4$ e $8 \cdot 10^4$. Na região aquecida ($L = 0,5 \text{ m}$) foram acopladas 4, 14 e 56 aletas, mantendo-se constantes:

- a espessura das aletas ($t = 0,001 \text{ m}$);
- os raios dos tubos externo, interno e da parede ($r_e = 0,05 \text{ m}$; $r_i = 0,02 \text{ m}$ e $r_w = 0,018 \text{ m}$).

4.1 Análise dos Resultados

A partir dos dados relativos à perda de pressão ($\Delta P/\Delta x$) calculou-se o coeficiente de atrito (cf), tanto para o escoamento entre os tubos concêntricos sem aletas como para a região anular aletada, comparando-os com os resultados experimentais de Obermeier e Henne (1993). Os resultados são mostrados na Tabela 1 e foram obtidos através da expressão:

$$cf = 2 \cdot \frac{Dh}{\rho u_e} \left(\frac{\Delta P}{\Delta x} \right) \quad (11)$$

Tabela 1 - Coeficiente de atrito para a região anular sem aletas e com 4 aletas.

FATOR DE ATRITO	EXPERIMENTAL	NUMÉRICO	DIFERENÇA
<i>Sem aletas</i>	$cf = 0,025$	$cf = 0,0257$	2,8 %
<i>Com 4 aletas</i>	$cf = 0,094$	$cf = 0,0976$	4,2 %

Comparando-se os valores do coeficiente de atrito (cf) para o escoamento na região anular sem aletas e com 4 aletas, nota-se que a introdução de aletas aumenta significativamente a perda de pressão (quase 4 vezes mais).

Os resultados numéricos para a transferência de calor na região anular aletada também foram comparados com os dados de Obermeier e Henne (1993) através do número de Nusselt, calculado segundo a Eq. (12):

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad , \quad (12)$$

onde h é o coeficiente de convecção médio, expresso por:

$$h = \frac{Qm}{(As + \eta Af)(T_{wm} - T_{bm})} = \frac{\rho u_e C_p \pi (r_e^2 - r_i^2) (T_{bs} - T_e)}{(As + \eta Af)(T_{wm} - T_{bm})} \quad , \quad (13)$$

sendo T_{wm} a média da temperatura na interface; T_b temperatura média de mistura; $T_{bm} = (T_{bs} + T_e)/2$ é a temperatura média do fluido; T_{bs} é o valor de T_b na saída; Qm a taxa de troca de calor; As é a área de troca de calor da interface sem aletas; Af é a área de troca de calor das aletas e η a eficiência das aletas. É importante lembrar que como η é função de h , a Equação 13 é resolvida de forma iterativa.

Os valores numéricos obtidos para o número de Nusselt (Nu) são apresentados na Fig. 3, para razão de condutividade térmica do sólido/fluido igual a 500 (cobre/água), e são comparados com os resultados em Obermeier e Henne (1993).

A análise da Fig. 3 indica que os valores de Nu crescem com o aumento de Re tanto para a região anular aletada como para o tubo de referência sem aletas. Os resultados mostram que as aletas aumentam significativamente as trocas de calor com o fluido em comparação com o tubo sem aletas.

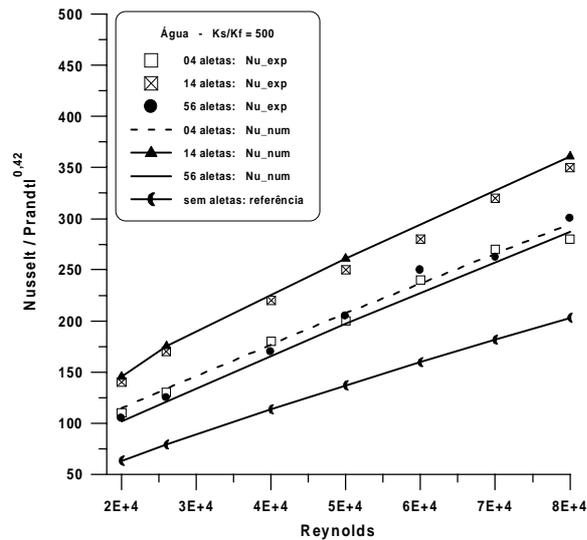


Figura 3 - Nusselt experimental e numérico em função do número de Reynolds.

No entanto, a simples introdução de um número maior de aletas não garante a melhor intensificação das trocas de calor com o fluido. Tanto nos resultados experimentais (símbolos) como numéricos (linhas contínuas), a configuração com 14 aletas representa o trocador de calor com melhor eficiência em comparação com as demais. Neste caso as trocas de calor são intensificadas por que ocorrem pontos de reatamento no escoamento entre as aletas, isto é, o fluido entra em contato com a parede do tubo que está sendo aquecida, enquanto escoava.

As aletas elevam a perda de pressão e também provocam um aumento na taxa de transferência de calor com o fluido, aqui avaliada através da evolução da temperatura de mistura adimensional (θ_b), indicada na Fig. 4.

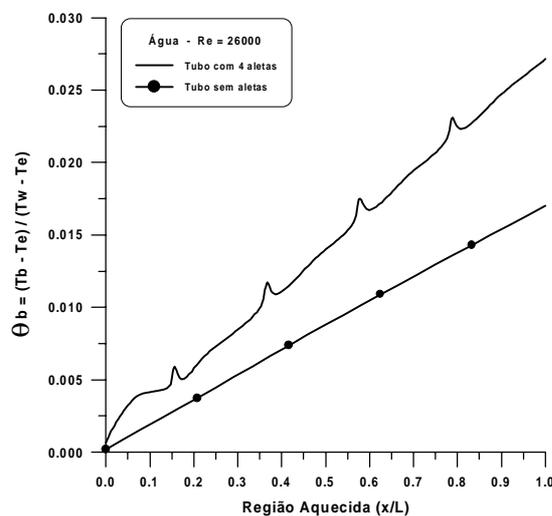


Figura 4 - Temperatura média de mistura para o escoamento sem aletas e com 4 aletas, com C.C. de T_w constante.

O aumento na variação da temperatura de mistura adimensional entre entrada e saída deve-se ao aumento nos valores de Tbs que acarreta uma elevação do coeficiente de convecção e do número de Nusselt (de acordo com a Equação 13). Isto ocorre porque as aletas geram maiores níveis de turbulência ao longo da porção aquecida “quebrando” a camada limite que se forma junto à parede externa do tubo interno. A análise da Fig. 4 também mostra

que o acoplamento de 4 aletas elevou a temperatura média de mistura adimensional em quase 100%, quando comparada com o tubo sem aletas.

Enquanto a região anular sem aletas apresenta um crescimento regular de θ_b , o tubo aletado apresenta picos justamente na posição onde as 4 aletas são acopladas. Neste caso, as aletas diminuem a área livre de escoamento do fluido provocando um “estrangulamento” do escoamento na posição das aletas. Para que a continuidade de massa seja satisfeita ocorre um aumento da velocidade do fluido que escoo no espaço entre as aletas. Além disso, as aletas introduzem um aumento na área de troca de calor e, conseqüentemente, se eleva a temperatura de mistura adimensional da água ao longo da parte aquecida do tubo. Após as aletas, os valores de θ_b diminuem pois nessa região o fluido perde calor para as aletas, ocorrendo reversão no sentido das trocas de calor.

No entanto, como verificado, a intensificação da transferência de calor também se associa a um grande aumento na perda de pressão no equipamento, com uma magnitude muitas vezes maior do que o ganho na troca de calor. Deste modo, torna-se necessário estudar uma geometria cuja eficiência leve em conta um critério de otimização de acordo com a necessidade específica da aplicação.

4.2 Estudos de Otimização do Trocador de Calor

Dependendo da área de aplicação (dispositivos industriais, trocadores de calor compactos utilizados na indústria aeroespacial), o projeto de trocadores de calor precisa ser otimizado com relação à diferentes parâmetros. Essas restrições normalmente referem-se ao espaço físico ocupado pelo equipamento, massa e/ou perda de pressão na tubulação. Neste trabalho, estuda-se a performance dos trocadores de calor em função de alguns parâmetros, utilizando a região anular *sem aletas* como padrão de referência (indicada pelo subscrito *ref*).

Para um mesmo valor de Reynolds ($Re = 2,6 \cdot 10^4$), os trocadores de calor foram otimizados em relação aos seguintes parâmetros *adimensionais*:

- Taxa de troca de calor por volume externo ocupado pelo trocador de calor ($Qadi_Vol$);
- Taxa de troca de calor ponderada pela massa do equipamento ($Qadi_Mas$);
- Taxa de troca de calor ponderada pela perda de pressão ($Qadi_DP$).

Para analisar uma geometria onde o critério de otimização é minimizar o volume ocupado pelo trocador de calor utilizou-se a seguinte expressão:

$$Qadi_Vol = \left(\frac{Qm_alet}{Vol_alet} \right) / \left(\frac{Qm_ref}{Vol_ref} \right) \quad (14)$$

onde Qm_ref indica o valor de Qm para o caso sem aletas e Qm_alet para o tubo aletado (avaliadas segundo a Eq. 13). O volume ocupado pelo equipamento é indicado como:

$$Vol_ref = Vol_alet = \pi r_c^2 L \quad (15)$$

Para analisar a configuração com mínimo peso, empregou-se o critério a seguir:

$$Qadi_Mas = \left(\frac{Qm_alet}{Mas_alet} \right) / \left(\frac{Qm_ref}{Mas_ref} \right) \quad (16)$$

onde a massa do trocador de calor sem aletas e aletado são definidas como:

$$Mas_ref = \rho\pi(r_i^2 - r_w^2)L \text{ e } Mas_alet = Mas_ref + N\rho\pi(r_f^2 - r_i^2)t \quad (17)$$

sendo N é o número de aletas, t e r_f a espessura e o raio externo das aletas, respectivamente.

Para avaliar a geometria com mínima perda de pressão ao longo da direção axial da tubulação, calculou-se o seguinte parâmetro adimensional:

$$Qadi_ΔP = \left(\frac{Qm_alet}{ΔP_alet} \right) / \left(\frac{Qm_ref}{ΔP_ref} \right) \quad (18)$$

$$\text{onde } ΔP = Pm_ (x = L) - Pm_ (x = 0), \text{ com } Pm = \frac{2}{(r_e^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_e} Pr dr \quad (19)$$

Nas Tabelas 2 a 4 são apresentados os valores obtidos para esses parâmetros adimensionais (Eqs. 14, 16 e 18) nas 3 configurações geométricas estudadas. São indicados também o coeficiente de atrito (cf), coeficiente de convecção médio (h) e o número de Nusselt (Nu) relativos a cada trocador de calor simulado. Os índices f e s referem-se ao tubo aletado e tubo de referência (sem aletas).

Tabela 2 - Performance da região anular com 4 aletas.

	N = 4 ALETAS - Re=2,6·10 ⁴ - ks/kf = 500					
ALTURA	cf_f/cf_s	h_f/h_s	Nu_f/Nu_s	$Qadi_Vol$	$Qadi_Mas$	$Qadi_ΔP$
$s=4·10^{-3} m$	3,80	1,49	1,29	1,57	1,55	0,415
$s=8·10^{-3} m$	6,03	1,64	1,42	1,80	1,73	0,298

Tabela 3 - Performance da região anular com 14 aletas.

<i>água</i>	N = 14 ALETAS - Re=2,6·10 ⁴ - ks/kf = 500					
ALTURA	cf_f/cf_s	h_f/h_s	Nu_f/Nu_s	$Qadi_Vol$	$Qadi_Mas$	$Qadi_ΔP$
$s=4·10^{-3} m$	4,80	2,10	1,70	2,47	2,32	0,422
$s=8·10^{-3} m$	12,3	1,79	1,56	2,37	2,07	0,193

Tabela 4 - Performance da região anular com 56 aletas.

<i>água</i>	N = 56 ALETAS - Re=2,6·10 ⁴ - ks/kf = 500					
ALTURA	cf_f/cf_s	h_f/h_s	Nu_f/Nu_s	$Qadi_Vol$	$Qadi_Mas$	$Qadi_ΔP$
$s=4·10^{-3} m$	6,30	1,28	1,17	2,49	1,98	0,395
$s=8·10^{-3} m$	14,2	1,13	1,01	2,92	1,85	0,206

Os resultados mostram que a colocação de aletas aumenta significativamente os valores de cf em relação ao tubo de referência chegando a 14,2 vezes, para o caso do tubo com 56 aletas com $s=8·10^{-3} m$ (Tabela 4). Observa-se ainda que nos 3 espaçamentos analisados, o acoplamento de aletas mais longas ($s=8·10^{-3} m$) eleva sensivelmente a perda de pressão no equipamento em comparação com as aletas mais curtas. Isto ocorre principalmente devido à

redução na área livre de escoamento do fluido, provocando um maior estrangulamento deste ao encontrar as aletas como obstáculo. Além disso, verifica-se que a configuração onde ocorre o menor aumento de cf é a colocação de 4 aletas com altura $s=4\cdot 10^{-3}$ m (Tabela 2).

Os dados numéricos obtidos mostram que o coeficiente de convecção médio do tubo aletado (h_f) e o número de Nusselt (Nu_f) aumentam em relação ao tubo de referência em todas as simulações realizadas. Nota-se que o trocador com 14 aletas curtas ($s=4\cdot 10^{-3}$ m) fornece os maiores valores das relações h_f/h_s e Nu_f/Nu_s (como já havia sido observado pela análise da Fig. 3) enquanto que a configuração com 56 aletas de altura $s=8\cdot 10^{-3}$ m apresenta o pior desempenho. Verifica-se ainda que no equipamento com 4 aletas a utilização de aletas mais longas também provoca um aumento nos valores do coeficiente de convecção e número de Nusselt. No entanto, à medida que o espaçamento entre as aletas diminui (14 e 56 aletas) o acoplamento de aletas de altura $s=8\cdot 10^{-3}$ m reduz os valores de h_f e Nu_f .

Quanto à otimização do trocador de calor com relação à perda de pressão, os resultados da taxa total de calor trocada ($Qadi_{\Delta P}$) mostraram que a utilização de 14 aletas com $s=4\cdot 10^{-3}$ m fornece a melhor performance do equipamento (Tabela 3). A análise das Tabelas 2 a 4 também mostra que independente do número de aletas acopladas ao tubo, os valores de $Qadi_{\Delta P}$ são maiores no caso de aletas com $s=4\cdot 10^{-3}$ m do que nas simulações de $s=8\cdot 10^{-3}$ m, indicando que neste caso as perdas de pressão são menores em comparação com as aletas mais longas.

No que se refere à otimização do trocador de calor quanto ao volume, os dados obtidos indicam que a performance do equipamento melhora à medida que diminui o espaçamento entre as aletas se levarmos em conta apenas o volume externo ocupado pelo trocador (que é o mesmo independente do número de aletas). O valor máximo de $Qadi_{Vol}$ ocorre para a simulação com 56 aletas e altura $s=8\cdot 10^{-3}$ m, como mostra a Tabela 4.

Quanto à otimização do trocador de calor com relação à massa do trocador de calor a utilização de aletas mais longas compromete a sua performance como indica as Tabelas 2 a 4, para o caso de 14 e 56 aletas. A comparação do parâmetro $Qadi_{Mas}$ indica que a geometria com 14 aletas fornece o melhor desempenho, enquanto que o acoplamento de 4 aletas mais curtas resulta em menores valores da taxa de calor trocada com o fluido ponderada pela massa do equipamento. No entanto, neste caso a utilização de aletas mais longas aumenta o valor de $Qadi_{Mas}$ (Tabela 2).

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, as diferentes geometrias analisadas permitiram concluir que a introdução de aletas eleva os valores obtidos do número de Nusselt mas o aumento nas trocas de calor é acompanhado por uma elevação significativa do coeficiente de atrito em todas as configurações estudadas. A perda de pressão e os valores de Nu também foram fortemente influenciados pela variação de altura e espaçamento entre as aletas. Mostrou-se ainda que a simples introdução de um número maior de aletas não garante a melhor performance do equipamento. Muitas vezes, a diminuição do espaçamento entre as aletas acaba inibindo a recirculação entre elas e fazendo com que o escoamento fique praticamente estagnado, o que reduz as trocas de calor em comparação à uma geometria com menor número de aletas. Os parâmetros adimensionais calculados ($Qadi_{Vol}$, $Qadi_{Mas}$ e $Qadi_{\Delta P}$) mostraram que o desempenho “ótimo” do trocador de calor depende das restrições econômicas, geométricas e/ou operacionais associadas ao projeto.

6. REFERÊNCIAS

- Bravo, R.H. e Chen, C.J., 1989, "Heat Flow Characteristics of a Finned Heat Exchanger", Proceedings of ASME Heat Transfer in Convective Flows, HTD, pp. 185-190.
- Davis, E. J. e Gill, W. N., 1970, "The Effects of Axial Conduction In The Wall On Heat Transfer With Laminar Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 13, pp. 459-470.
- Lauder, B.E. e Spalding, D.B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, Vol. 3, pp. 269-289.
- Obermeier, E. e Henne, R. A., 1993, "Performance Analysis of Augmented Heat Transfer Surfaces - Theoretical and Experimental Results for Tubes with Circunferencial Fins in Longitudinal Flow". Proceedings of the First International Conference on Aerospace Heat Exchanger Technology, pp. 329-345, Palo Alto, USA.
- Perelman, T. L., 1961, "On Conjugate Problems Heat Transfer Hydrodynamically, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 3, pp. 293-303.
- Rice, J.G. e Schnipke, R.J., 1986, "An Equal-Order Velocity-Pressure Formulation That Does Not Exhibit Spurious Pressure Modes". Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, Vol.58, pp. 135-149.
- Vinnycky, M., Kimura, S. Kanev, K. e Pop, I., 1998, "Forced Convection heat Transfer from a Flat Plate: The Conjugate Problem", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 45-59.
- Ullmann, A. e Kalman, H., 1989, "Efficiency and Optimized Dimensions of Annular Fins of Different Cross-Section Shapes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32 (6), pp. 1105-1110.
- Zubair, S.M., Al-Garni, A.Z. e Nizami, J.S., 1996, "The Optimal Dimensions of Circular Fins with Variable Profile and Temperature-Dependent Thermal Conductivity", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39 (6), pp. 3431-3439.

OPTIMAL PARAMETERS FOR HEAT TRANSFER IN A FINNED CONCENTRIC DUCT ANNULAR FLOW

Abstract. *In this work the turbulent flow in a finned concentric duct is numerically simulated. The solution of the mathematical model equations (mass, momentum, energy and turbulence model equations) is obtained by the finite element technique. The heat transfer problem is analyzed with a conjugated approach, where the tube wall and fin conduction and the convection in the fluid are studied by a coupled formulation. The heat transfer rate and pressure drop are calculated for different fins height/pitch ratio, then mass and volume of each heat exchanger configuration are obtained. These data are used to evaluate optimal compactness parameters taking as reference the smooth annuli are also determined. Results showed that fins enhance heat transfer but they increase significantly friction loss coefficient.*

Keywords: *Conjugated Problem, Fins, Finite Elements, and Concentric Annular Duct.*