

CARACTERÍSTICAS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO CANAL DE UM COLETOR SOLAR DE ABSORVEDOR ALETADO

Sergio Mourão Saboya - saboya@mec.ita.cta.br
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA -IEME
12228-900 S. J. dos Campos - SP - Brasil

Francisco Eduardo Mourão Saboya - fsaboya@mec.uff.br
Universidade Federal Fluminense - UFF
Niterói - RJ – Brasil

***Resumo.** Coletores com absorvedores aletados são dispositivos nos quais são montadas, perpendicularmente à placa absorvedora de energia, aletas. Essas aletas têm um duplo objetivo: diminuir as perdas por convecção e provocar o chamado “efeito cavidade”, isto é, a radiação emitida pela placa absorvedora pode, ao refletir nas aletas, eventualmente retornar a ela, diminuindo também as perdas por radiação. O propósito do presente trabalho é analisar as características da transferência de calor que ocorre no canal do coletor, isto é, no duto situado abaixo da placa absorvedora, onde escoia um fluido (ar, por exemplo), o qual absorve a energia coletada. Essa análise é feita a partir das características térmicas do coletor, que estão sintetizadas no parâmetro eficiência. Os valores da eficiência são obtidos a partir da solução do sistema de equações que regem o comportamento térmico do coletor. A análise da convecção no canal é feita a partir dos valores das eficiências e da quantidade de calor trocada entre o fluido no canal e a placa absorvedora. Essa análise permite a determinação dos parâmetros necessários ao dimensionamento térmico do sistema, tais como: temperatura de saída do fluido no canal e a vazão requerida.*

***Palavras-chave:** Radiação Térmica, Energia Solar, Coletores Solares.*

1. INTRODUÇÃO

A idéia de utilizar-se coletores solares cujos absorvedores construídos de tal forma que as perdas sejam diminuídas tem sido bastante estudada. Um dos dispositivos mais comuns é o que usa as chamadas “colméias” (“honeycombs”). Uma revisão dos resultados mais importantes é apresentada em Saboya (1987) e em Saboya e Saboya (1996).

O objetivo do presente artigo é o estudo do coletor esquematizado na “Fig. 1”. O absorvedor desse coletor é constituído de placas (aletas) montadas longitudinalmente sobre uma base. Estas aletas visam desempenhar um papel similar às células em forma de colméia. As aletas, dificultando a movimentação do ar ambiente, diminuem as perdas por convecção ao mesmo tempo que provocam o chamado “efeito cavidade”, isto é, a radiação que tenderia a deixar o coletor, eventualmente seria refletida nas aletas, e, retornado à base, seria absorvida pelo sistema. Com esse tipo de geometria tem-se um sistema de mais fácil construção e de

menor custo do que o coletor de colméia, sem que isso reflita negativamente na eficiência (Saboya e Saboya, 1996).

Neste artigo será dado destaque às características de transferência de calor no canal do coletor, que são, em última análise, os objetivos primordiais do projetista do sistema. Esse projetista necessita, por exemplo, determinar qual a temperatura de saída do fluido que escoar no canal e que transporta a energia coletada na placa absorvedora. Necessita também conhecer a vazão do fluido em escoamento. Ou inversamente: a partir de uma temperatura e vazão requeridas determinar qual a área de coleta de energia. Em ambas situações a grandeza relevante (ou determinante) é a fração de energia solar que é coletada, ou seja, a eficiência do coletor. Portanto, serão dados, neste artigo, resultados do cálculo da eficiência dos coletores e será mostrado como esses resultados são incorporados ao problema de transferência de calor no canal.

2. MODELAMENTO MATEMÁTICO

No modelamento matemático do problema de transferência de calor no coletor serão feitas as seguintes hipóteses:

- a) o material do qual é feito o aparato é opaco e emite e reflete radiação difusamente;
- b) a temperatura da base na qual são montadas as aletas é constante e o aparato será considerado de dimensão infinita no sentido longitudinal;
- c) a radiação solar incidente é direta e paralela às aletas atingindo, portanto, somente a base, o que implica na hipótese de rastreamento do Sol pelo coletor;
- d) nas aletas será considerada condução unidimensional de calor;
- e) será considerada a convecção entre as superfícies do coletor e o ambiente e o correspondente coeficiente de transferência de calor será considerado conhecido;
- f) será utilizado o modelo de duas bandas para a radiação (espectros solar e infravermelho);
- g) o meio será considerado não participante;
- h) será considerado regime permanente.

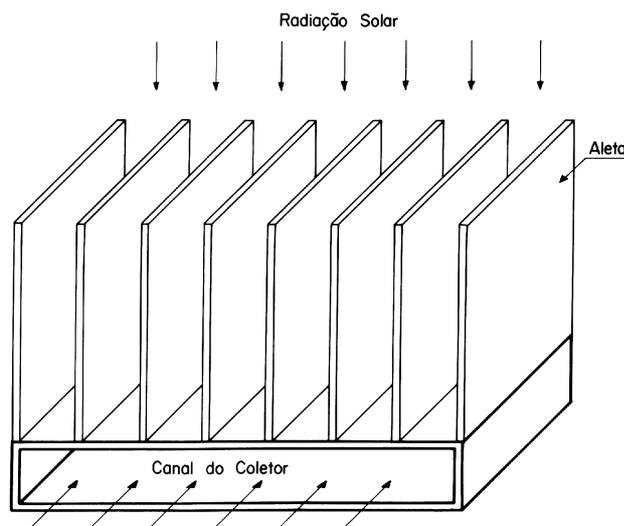


Figura 1 - Coletor com absorvedor aletado

O modelo de duas bandas consiste em considerar que a radiação nas superfícies do coletor está contida em duas faixas de comprimentos de onda: a primeira é o espectro solar

(0 a $3\mu\text{m}$) e a segunda o infravermelho ($3\mu\text{m}$ em diante). Desta forma a potência emissiva total de uma superfície é:

$$e(T) = \int_0^{3\mu\text{m}} \varepsilon_s e_b(T) d\lambda + \int_{3\mu\text{m}}^{\infty} \varepsilon_i e_b(T) d\lambda \quad (1)$$

onde: ε_s e ε_i são as emissividades das superfícies respectivamente nos espectros solar e infravermelho; e_b é a potência emissiva do corpo negro e T é a temperatura absoluta da superfície. Além disto o modelo considera que as emissividades e as absorptividades são iguais e constantes em cada uma das bandas consideradas, isto é:

$$\varepsilon_s = \alpha_s = (\text{const})_s \quad (2)$$

$$\varepsilon_i = \alpha_i = (\text{const})_i \quad (3)$$

Sabe-se, entretanto, que o Sol, considerado como um corpo negro na temperatura de 6000 K, emite 98% de sua energia na faixa de 0 a $3\mu\text{m}$ e que um corpo negro na faixa de temperaturas de operação do coletor emitirá 99,8% de energia radiante na faixa acima de $3\mu\text{m}$. Vê-se, dessa forma, que a primeira integral da “Eq. (1)” é praticamente nula nas temperaturas típicas de operação dos coletores, pois a potência emissiva de um corpo negro nessas circunstâncias será muito pequena. O emprego deste modelo permite um tratamento mais realista dos problemas de radiação térmica, pois evita as hipóteses muito simplificadoras de superfícies negras ou cinzas, revelando-se adequado no tratamento de superfícies seletivas bastante usadas em coletores. Além disto as características da radiação, as quais foram discutidas acima, permitem o desacoplamento entre os espectros solar e infravermelho, facilitando a solução do problema, como será visto a seguir.

A radiosidade de uma superfície é definida como o fluxo de energia radiante que deixa a superfície, ou seja, a soma da energia emitida com a refletida. Aplicando-se esta definição às diversas superfícies do coletor (“Fig. 2”) pode-se mostrar que, (Saboya, 1987) para o espectro solar, tem-se:

$$\beta_{s1} = (1 - \varepsilon_{s1}) \left[\int_0^1 \beta_{s2} dF_{dA_1 \rightarrow dA_2} + \int_0^{L/D} \beta_{s1} dF_{dA_1 \rightarrow dA_3} \right] \quad (4)$$

$$\beta_{s2} = (1 - \varepsilon_{s2}) \left[\int_0^{L/D} \beta_{s1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_1} + \int_0^{L/D} \beta_{s1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_3} + H \right] \quad (5)$$

Para o espectro infravermelho resulta:

$$\beta_{i1} = \varepsilon_{i1} \theta_1^4(Y) + (1 - \varepsilon_{i1}) \left[\int_0^1 \beta_{i2} dF_{dA_1 \rightarrow dA_2} + \int_0^{L/D} \beta_{i1} dF_{dA_1 \rightarrow dA_3} \right] \quad (6)$$

$$\beta_{i2} = \varepsilon_{i2} + (1 - \varepsilon_{i2}) \left[\int_0^{L/D} \beta_{i1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_1} + \int_0^{L/D} \beta_{i1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_3} \right] \quad (7)$$

Nas “Eqs. (4), (5), (6) e (7)” tem-se:

$\beta = B/\sigma T_w^4 =$ radiosidade adimensional, sendo:
 $B =$ radiosidade, $T_w =$ temperatura na base do coletor
 $\sigma =$ constante de Stefan-Boltzmann
 $T_w =$ temperatura da placa absorvedora do coletor
 $H = H_{sol}/\sigma T_w^4 =$ radiação solar adimensional
 $\theta = T/T_w =$ temperatura adimensional
 $Y = y/D =$ coordenada adimensional na aleta
 $dF_{dA_k \rightarrow dA_j} =$ fatores de forma elementares

O entendimento dessa simbologia é facilitado pelo exame da “Fig. 2”. Os índices s e i referem-se aos espectros solar e infravermelho, respectivamente, enquanto os índices k e j nos fatores de forma podem ser 1, 2 ou 3 de acordo com a superfície em questão.

Para o cálculo dos fatores de forma considerou-se que as superfícies fossem alongadas, isto é, infinitas na direção longitudinal do aparato. As expressões para esses fatores podem ser encontradas em Sparrow e Cess (1978) ou em Siegel e Howell (1972).

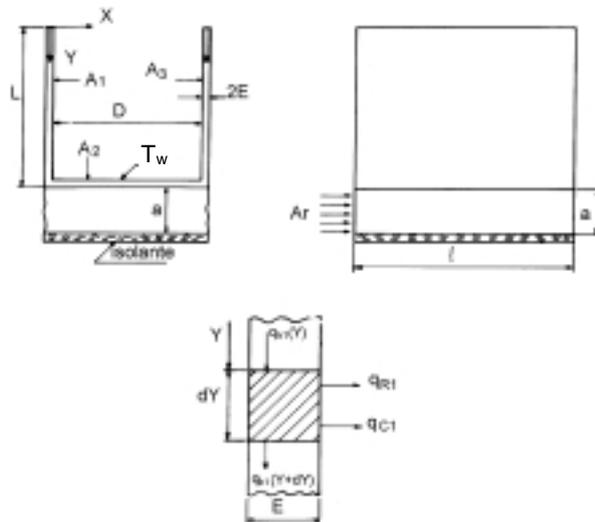


Figura 2 - Nomenclatura e balanço de energia na aleta

As “Eqs. (4), (5), (6) e (7)” apresentam como incógnitas as 4 radiosidades mais a distribuição de temperaturas, $\theta_1(Y)$ na aleta. O balanço de energia no elemento da aleta, mostrado na “Fig 2”, fornece a equação diferencial para as temperaturas, determinando o sistema. Nessa figura q_{k1} , q_{R1} , e q_{c1} representam os fluxos locais de calor transferidos por condução, radiação e convecção, respectivamente. O referido balanço fornece, em termos adimensionais, a seguinte equação diferencial (Saboya, 1987):

$$\frac{d^2\theta_1(Y)}{dY^2} = N_c \left[\frac{\epsilon_{i1}}{1 - \epsilon_{i1}} (\theta_1^4(Y) - \beta_{i1}) - \frac{\epsilon_{s1}}{1 - \epsilon_{s1}} \beta_{s1} \right] + M_c \left[\theta_1(Y) - \theta_\infty \right] \quad (8)$$

Na “Eq. (8)” tem-se:

$$N_c = \frac{D^2 \sigma T_w^3}{kE} \quad (9)$$

onde: k = condutividade da aleta

$$Mc = \frac{hD^2}{kE} \quad (10)$$

onde: h é coeficiente de transferência de calor ao ambiente por convecção

$$\theta_\infty = \frac{T_\infty}{T_w} \quad (11)$$

onde: T_∞ é a temperatura do meio ambiente.

As condições de contorno da “Eq. (8)” são: isolamento na ponta da aleta e temperatura constante e igual a T_w na sua raiz. Em termos matemáticos tem-se:

$$Y(0) \Rightarrow \frac{d\theta}{dY} = 0 \quad (12)$$

$$Y\left(\frac{L}{D}\right) \Rightarrow \theta = 1 \quad (13)$$

O resultado de interesse para a análise do desempenho do coletores é a eficiência, definida por:

$$\eta = -\frac{Q_R + Q_C}{H} \quad (14)$$

onde Q_R e Q_C são, respectivamente, as taxas adimensionais de transferência de calor por radiação e convecção nas superfícies do aparato. Os valores de Q_R e Q_C são obtidos a partir da solução do sistema íntegro-diferencial, integrando-se os fluxos de calor de radiação e de convecção nas superfícies do coletor (Saboya, 1987 e Saboya e Saboya, 1996).

3. MÉTODO NUMÉRICO DE SOLUÇÃO

O sistema íntegro-diferencial formado pelas 4 equações integrais e pela equação diferencial e respectivas condições de contorno é composto por duas partes: - a primeira, formada pelas “Eqs. (4) e (5)”, é linear e desacoplada da segunda, formada pelas “Eqs. (6), (7) e (8)”. As “Eqs. (4) e (5)”, podem, portanto, ser resolvidas independentemente das demais. Elas foram resolvidas pelo método das substituições sucessivas (Carnahan et al., 1969), usando-se como método de integração a regra de Simpson.

A segunda parte do sistema é não linear e as equações integrais têm que se resolvidas juntamente com a equação diferencial, a qual necessita também da solução da primeira parte. A principal dificuldade na solução é a não linearidade no termo θ^4 . O procedimento utilizado foi um método iterativo no qual se combinou as substituições sucessivas nas equações integrais com uma solução por diferenças finitas na equação diferencial. O termo das temperaturas era linearizado por um desenvolvimento em série de Taylor em torno de uma estimativa θ_c da distribuição de temperaturas. Essa estimativa era corrigida ao final de cada iteração até obter-se $\theta_c = \theta$ dentro de uma certa tolerância especificada. Os detalhes do método numérico encontram-se em Saboya (1987).

4. A CONVECÇÃO INTERNA NO CANAL DO COLETOR

A eficiência do coletor pode ser expressa por:

$$\eta = \frac{\bar{h}_o (T_w - T_o)}{H_{sol}} \quad (15)$$

onde: T_o = temperatura média global (temperatura “bulk”) na entrada do canal;
 \bar{h}_o = coeficiente médio de convecção.

Em termos adimensionais esta equação fica:

$$\eta = \frac{1}{H} \overline{Nu} Z_c \left(1 - \frac{T_o}{T_w} \right) \quad (16)$$

na qual:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_o 2a}{k_a} \text{ é o número de Nusselt e}$$

$$Z_c = \frac{k_a}{2a\sigma T_w^3} \text{ sendo}$$

k_a = condutividade térmica do fluido (ar) que escoar no canal do coletor.

A fórmula de Mercer e al. (1967) fornece o número de Nusselt médio para a situação de convecção laminar forçada no interior de canais formados por placas planas paralelas, nas condições de contorno do canal do coletor: uma placa isotérmica e a outra isolada (“Fig. 2”):

$$\overline{Nu} = \frac{1}{2X^+} [1 - \exp(-4FX^+)] \quad (17)$$

onde:

$$F = 2,43 + \frac{0,03032 \left(\frac{1}{X^+} \right)^{0,5}}{1 + 0,0856 \left(\frac{1}{X^+} \right)^{0,7}} \quad (18)$$

e

$$X^+ = A_c \mu \frac{1}{2\dot{m} Pr 2a} \quad (19)$$

onde: (“Fig. 2”)

$A_c = A_2 =$ área de transferência de calor na parede do coletor;

$a =$ altura do canal

$\mu =$ viscosidade dinâmica do ar

$Pr =$ número de Prandtl do ar

$\dot{m} =$ vazão do ar no canal do coletor

O balanço de energia no ar que escoo no canal do coletor fornece:

$$\bar{h}_o A_c (T_w - T_o) = \dot{m} c_p (T_e - T_o) \quad (20)$$

Na equação acima c_p é o calor específico a pressão constante do ar. Essa equação em termos adimensionais é:

$$\overline{Nu} \left(1 - \frac{T_o}{T_w} \right) = \frac{1}{2X^+} \left(\frac{T_e - T_w}{T_w} \right) \quad (21)$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As “Figs. 3, 4, 5” mostram os resultados obtidos por intermédio do método numérico descrito anteriormente.

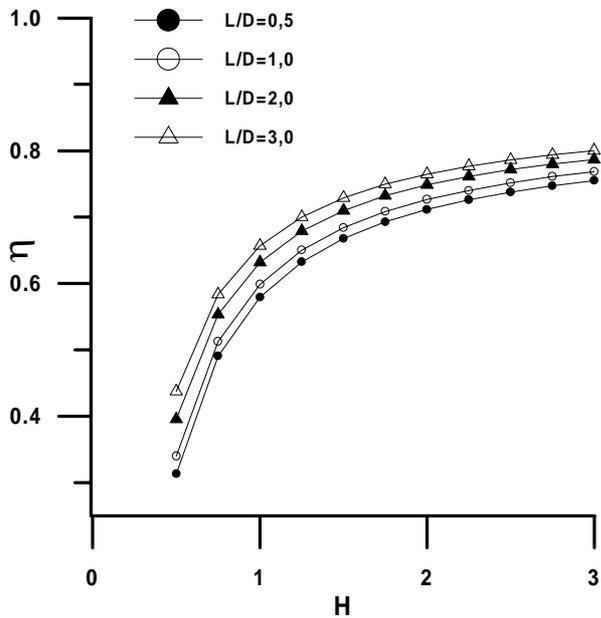


Figura 3 - Eficiência dos coletores: $N_c = 20$; $M_{cs} = 0$;
 $\varepsilon_{s1} = \varepsilon_{s2} = 0,80$; $\varepsilon_{i1} = \varepsilon_{i2} = 0,20$;

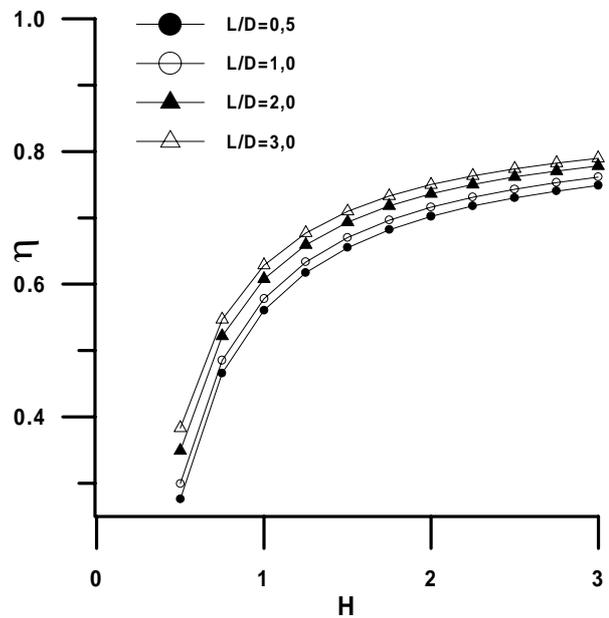


Figura 4 - Eficiência dos coletores: $N_c = 20$; $M_{cs} = 0,40$;
 $\theta_\infty = 0,40$; $\varepsilon_{s1} = \varepsilon_{s2} = 0,80$; $\varepsilon_{i1} = \varepsilon_{i2} = 0,20$;

Elas mostram a eficiência do coletor, calculada por intermédio da “Eq. 14”, como função da radiação solar adimensional incidente para os valores dos parâmetros físicos do coletor dados nas respectivas legendas. As curvas são parametrizadas em termos dos comprimentos adimensionais das aletas dos coletores. As figuras nas quais $M_c = 0$ correspondem a um ambiente sem convecção, isto é, o espaço. Os valores dos parâmetros adimensionais foram escolhidos de forma expressarem situações típicas das grandezas dimensionais que os compõem. Em particular os valores das emissividades nas duas faixas de comprimento de onda são de superfícies seletivas empregadas na engenharia (Kreider e Kreith 1981, pag. 5-25).

O primeiro fato a ser notado nestas figuras é o da presença do efeito cavidade: a eficiência do coletor aumenta com o comprimento adimensional da aleta, tanto nos casos onde há como nos que não há convecção externa aos coletores, como é mostrado nas “Figs. 3 e 4”

Deve-se observar também a influência do parâmetro N_c no desempenho dos coletores. Uma comparação entre as “Figs. 3 e 5” mostra que coletores com N_c maiores tendem a ter eficiências maiores. Isso é explicado por meio da interpretação física de N_c , que representa a razão entre duas condutâncias de transferência de calor: a de radiação para a de condução. (vide “Eq. 9”). Um valor maior de N_c ocasiona, portanto, uma maior resistência à condução de calor na aleta, o que provoca nela uma maior variação de temperatura ao longo de seu comprimento. Essa maior variação de temperatura tende a diminuir a temperatura média do coletor, diminuindo as perdas por radiação. Uma discussão completa a respeito dos mecanismos físicos que determinam o desempenho dos coletores, incluindo as distribuições de temperaturas nas aletas, é feita em Saboya (1987) e Saboya e Saboya (1996).

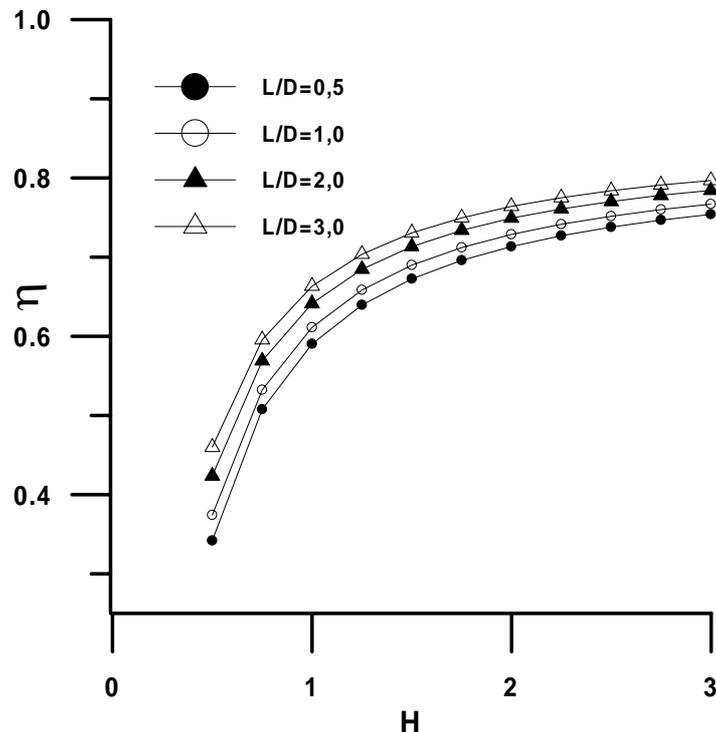


Figura 5 - Eficiência dos coletores: $N_c = 40$; $M_c = 0,40$; $\theta_\infty = 0,40$; $\epsilon_{s1} = \epsilon_{s2} = 0,80$; $\epsilon_{i1} = \epsilon_{i2} = 0,20$

5.1 Características da Transferência de Calor no Canal do Coletor

As “Eqs (16), (17) e (21)” constituem um sistema de equações algébricas cuja solução fornece os valores de \overline{Nu} , X^+ e T_e/T_w em função de η e dos demais parâmetros físicos e geométricos do coletor. Essa solução permite a determinação das temperatura de saída e a vazão do ar no canal do coletor, que são grandezas de primordial interesse para o projetista do sistema. A “Tabela 1” dá um exemplo dessa solução para diversos valores de η , obtidos na “Fig. 3”, numa configuração típica dos outros parâmetros físicos e geométricos

Os valores dos parâmetros físicos e geométricos utilizados para construir as soluções foram:

$$\begin{aligned} L/D &= 2,0; \varepsilon_{s1} = \varepsilon_{s2} = 0,80; \varepsilon_{i1} = \varepsilon_{i2} = 0,20; N_c = 20,0; M_c = 0; \\ T_o &= 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}; T_w = 80^\circ\text{C} = 353 \text{ K}; \\ k_a &= 0,02624 \text{ W/m.kg}; Pr = 0,708; \\ 2a &= 2,75 \times 10^{-2} \text{ m}; A_c = 1,0 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Essa configuração é definida pelos valores dos parâmetros adimensionais Z_c e T_o/T_w que aparecem nas “Eqs. (16), (17) e (21)”:

:

$$Z_c = 0,382 \text{ e } T_o/T_w = 0,844$$

Tabela 1. Características de Transferência de Calor no Canal do Coletor – $L/D = 2,00$; $Z_c = 0,382$; $T_o/T_w = 0,884$

H	η	\overline{Nu}	X^+	T_e/T_w
0,50	0,396	3,32	$1,018 \times 10^{-1}$	0,949
1,00	0,632	10,60	$6,49 \times 10^{-3}$	0,886
1,50	0,710	17,87	$2,025 \times 10^{-3}$	0,855
2,00	0,749	25,47	$9,39 \times 10^{-4}$	0,852
2,50	0,772	32,38	$5,63 \times 10^{-4}$	0,850
3,00	0,787	39,62	$3,67 \times 10^{-4}$	0,849

As propriedades do ar foram avaliadas na temperatura da entrada do canal T_o . Admitindo-se que se disponha de uma radiação solar incidente H_{sol} de, por exemplo, $440,17 \text{ W/m}^2$, tem-se $H = 0,5$ e a tabela 1 fornece: $\overline{Nu} = 3,32$; $X^+ = 1,018 \times 10^{-1}$ e $T_e/T_w = 0,949$, resultando em:

$$\begin{aligned} T_e &= 335 \text{ K} = 62^\circ\text{C}, \text{ e, utilizando-se a “Eq. (19)”,} \\ \dot{m} &= 5,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Deve ser lembrado que essa vazão corresponde a um módulo do coletor, ou seja, o canal compreendido entre duas aletas.

Esse tipo de cálculo é conhecido na literatura de transferência de calor (Incropera e DeWitt, 1990) como “rating problem”, isto é, consiste na determinação das características de transferência de calor num aparato cuja geometria é conhecida. Outro tipo de procedimento de interesse para o projetista é a solução do, chamado “sizing problem”, ou seja, a determinação da área do coletor a partir do conhecimento das características de transferência requeridas. Evidentemente, os dados fornecidos também permitem a solução desse segundo problema

6. CONCLUSÕES

A utilização do modelo de duas bandas forneceu um tratamento realista dos coletores, permitindo o estudo de superfícies seletivas. Mostrou-se como as eficiências dos coletores, fornecidas pelas figuras apresentadas, deve ser incluída na análise da transferência de calor no canal do coletor, tanto nos problemas "rating" ou "sizing". Convém lembrar que a utilização de recursos computacionais modernos, como planilhas de cálculo, podem servir de grande auxílio ao projetista na realização das várias simulações para a escolha da situação mais adequada às suas necessidades.

REFERÊNCIAS

- Carnahan, B., Luther, H. A. e Wilkes, J. O., 1969, Applied Numerical Methods, Wiley, New York.
- Mercer, W. E., Pearce, W. M., e Hitchcock, J. E., 1967, Laminar Forced Convection in the Entrance Region Between Parallel Flat Plates, Journal of Heat Transfer, Aug. 1967, pp. 251 - 257.
- Saboya, S. M., 1987, "Análise Térmica de Coletor Solar com Absorvedor Aletado", Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP.
- Saboya, S. M. e Saboya, F. E. M., 1996, Eficiência de Coletores com Absorvedores Aletados, Anais do 6º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Novembro 11 - 14, Florianópolis, SC, vol. 3, pp. 1621 - 1626.
- Incropera, F. P., e DeWitt, D. P., 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, New York.
- Kreider, J. F. e Kreith, F., 1981, Solar Energy Handbook, McGraw-Hill, New York.
- Siegel, R. e Howell, J. R., 1972, "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill, New York.
- Sparrow, E. M. e Cess, R. D., 1978, "Radiation Heat Transfer", Hemisphere, Washington.

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN THE CHANNEL OF A FINNED ABSORBER SOLAR COLLECTOR

Abstract. *Finned absorber solar collectors are devices in which plates (fins) are fixed perpendicularly to the absorber plate. The purpose of these fins is to cause the so called "cavity effect", lowering the collector losses. This paper studies the heat transfer that occurs in the collector channel. This analysis is done using the efficiency of the collector, which is calculated solving the system of equations that govern the collector thermal behavior, and the computation of the convection heat transfer between the fluid flowing in the channel and the absorber plate. This analysis allows the calculation of design parameters such as mass flow rate and exit bulk temperature of the fluid.*

Keywords: *Thermal Radiation, Solar energy, Solar collectors.*