

# ESTUDO NUMÉRICO DE UMA JANELA DE VIDRO DUPLO VENTILADA SOB CONDIÇÕES DE ESCOAMENTO FORÇADO

**Jorge R. Henríquez**

Depto. de Engenharia Mecânica – CTG - Universidade Federal de Pernambuco – Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cid. Universitária, Recife-PE, Brasil, Fax: 55-81-2126-8232, rjorgeh@demec.ufpe.br

**Kamal A. R. Ismail,**

Depto de Engenharia. Térmica e Fluidos - FEM - Unicamp – Cid. Universitária Zeferino Vaz, Barão Geraldo, Campinas-SP, Brasil, Fax: 55-19-32893722, kamal@fem.unicamp.br

**Resumo:** *Este trabalho apresenta um estudo numérico sobre uma janela ventilada composta de duas placas de vidro separadas por um espaçamento através do qual ar é forçado a escoar. O modelo proposto é unidimensional em regime transiente e baseia-se num balanço de energia nas placas de vidro e o escoamento de fluido. O vidro externo da janela dupla é submetido a um fluxo de calor variável devido tanto à radiação solar incidente como à variação da temperatura ambiente externa. A transferência de calor por radiação (radiação térmica) entre as placas de vidro que formam o canal é também incluída na formulação e determinada através do método da radiosidade. O efeito da variação da vazão mássica sobre o comportamento térmico da janela é apresentado. Resultados para o coeficiente de ganho de calor solar e coeficiente de sombreamento são obtidos de modo a caracterizar a eficiência do sistema.*

**Palavras chaves:** *Janelas ventiladas, Simulação numérica, Escoamento forçado, Radiação solar.*

## 1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas mudou consideravelmente a tecnologia de janelas. O desenvolvimento de novos materiais, tecnologias avançadas de fabricação e políticas de redução no consumo de energia, possibilitaram o aparecimento de janelas termicamente mais eficientes. Hoje, diversos tipos e avançados sistemas estão disponíveis para ajudar no controle de perda ou ganho de calor. Estes sistemas incluem janelas duplas e triplas com camadas especiais tais como as de baixa emissividade, espectralmente seletivas, que absorvem calor ou refletivas (Lampert, 1981; Sebastian e Sivaramakrishnan, 1992; Sebastian e Pattabi, 1992 e Alvarez et al, 1998-a). Altos índices de desempenho são também alcançados com o uso de painéis de vidro duplo evacuados como mostra o trabalho de Collins e Simko (1998) ou gases absorventes encapsulados entre placas de vidro conforme os trabalhos de Reilly et al (1990) e Zhao et al (1997). Alguns sistemas substituem os gases por outros materiais de preenchimento que possuem como características básicas uma boa transparência e um bom isolamento térmico. Einarsrud et al. (1993) e Duer e Svendsen (1998) apresentam estudos mostrando o uso de aerogel de sílica em sistemas de janelas. Uma outra estratégia usa material de mudança de fase (PCM) encapsulado entre duas placas de vidro. Este conceito de controle térmico foi estudado inicialmente para uso em paredes e tetos, mostrando-se efetivo em reduzir a carga térmica para o interior das edificações como indicado no estudo de Castro (1991). Henríquez (1996) e Ismail e Henríquez (1998; 2001) desenvolveram esse mesmo conceito em sistemas de janelas.

Permitir o escoamento de um fluido entre duas placas de vidro tem sido apontado como uma possível solução de uma janela eficiente para climas frios, semelhante a uma parede trombe. No entanto, este conceito pode ser também uma excelente solução para climas quentes uma vez que o fluido que escoar pelo canal pode resfriar as placas de vidro aquecidas pela absorção de radiação solar, e com isto diminuir o ganho de calor solar. Este tipo de janelas é conhecido como janelas ventiladas e são constituídas por placas de vidros duplos e/ou triplos com as extremidades abertas e um escoamento de ar no canal formado pelas placas. Diversos estudos têm sido reportados sobre esta técnica (Tanimoto e Kimura, 1997; Haddad e Elmahdy, 1998 e Henríquez, 2002).

No presente trabalho é apresentado um modelo simplificado, baseado em balanços globais para simular o comportamento térmico de uma janela de vidro duplo ventilada sob condições de escoamento forçado no canal. O modelo proposto é unidimensional e em regime transiente. É investigado o efeito da variação da vazão mássica sobre o desempenho térmico da janela e são apresentados resultados para o Coeficiente de Ganho de calor Solar e Coeficiente de Sombreamento em função da vazão mássica.

## 2. ANALISE MATEMÁTICA E NUMÉRICA

A janela em estudo é formada por duas placas de vidro iguais, de altura  $L$  (m), largura  $w$  (m) e separadas por uma distância  $b$  (m) formando um canal vertical aberto nas suas extremidades como mostra a Fig. (1a). O escoamento forçado de ar entrando pela base do canal provoca o resfriamento das placas ao longo do seu percurso pelo canal. A Fig. (1b) mostra os modos de transferência de calor a serem considerados na modelagem matemática deste problema. A radiação solar incidente é caracterizada através de um modelo que prevê a variação horária ao longo de um dia solar, baseada em informações como latitude, longitude, dia do ano, índices de visibilidade, e a presença de radiação direta e difusa. Admite-se também que a temperatura do meio externo varia ao longo do dia simulando condições ambientais diárias baseadas em valores médios das temperaturas máxima e mínima, para um dia padrão. A temperatura do meio ambiente interno será assumida como sendo constante e igual a  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ , enquanto que a temperatura de entrada do fluido será para todas as simulações como sendo igual a  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

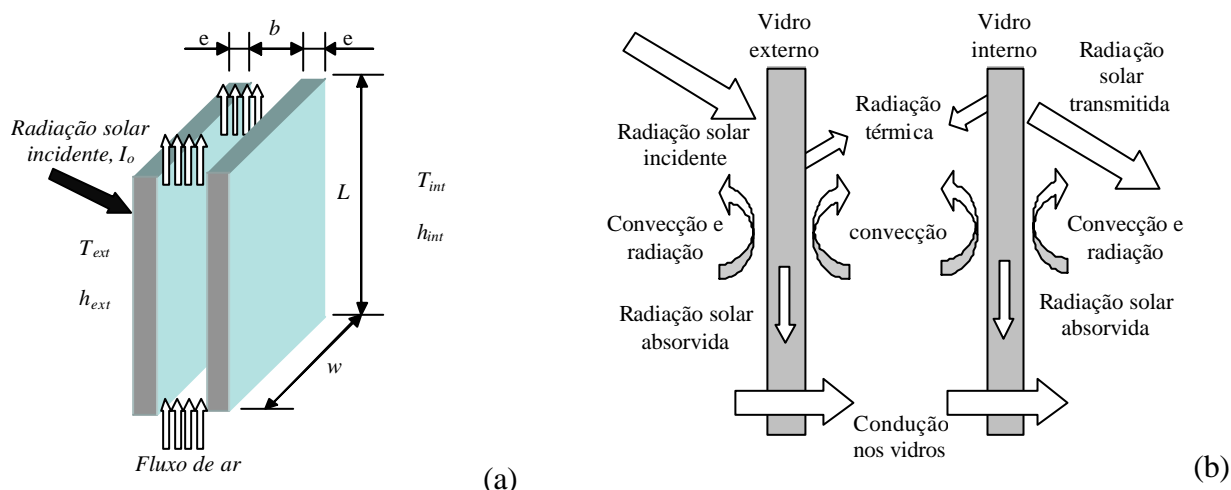


Figura 1. Janela de vidro duplo ventilada; (a) esquema, (b) Modos de transferência de calor

As superfícies das placas de vidro em contato com o fluido que escoar pelo canal trocam calor por convecção, e esta é caracterizada a partir de um coeficiente convectivo forçado obtido de correlações para este tipo de escoamento entre placas. Estas mesmas superfícies também trocam calor radiante entre si e uma análise pelo método da radiosidade em cavidades permitirá calcular o fluxo líquido de calor radiante de cada superfície.

## 2.1. Modelo matemático

As equações diferenciais que governam o problema foram deduzidas a partir de balanços de energia aplicados a volumes de controle elementares no fluido e nas placas de vidros. Esses volumes foram obtidos dividindo-se a altura da janela em  $n$  segmentos de igual tamanho formando uma malha na direção vertical do domínio. As Figs. (2a), (2b) e (2c) mostram os volumes de controle elementares num ponto genérico ao longo da janela para o vidro externo, fluido e vidro interno respectivamente. Os pontos nos centros dos volumes de controle ( $i-1$ ,  $i$  e  $i+1$ ) são indicados para computar as temperaturas para cada volume, enquanto que os fluxos de entalpia entrando e saindo do volume de controle são indicados nos pontos de fronteira dos volumes de controle ( $M$  e  $M+1$ ) no domínio correspondente ao fluido.

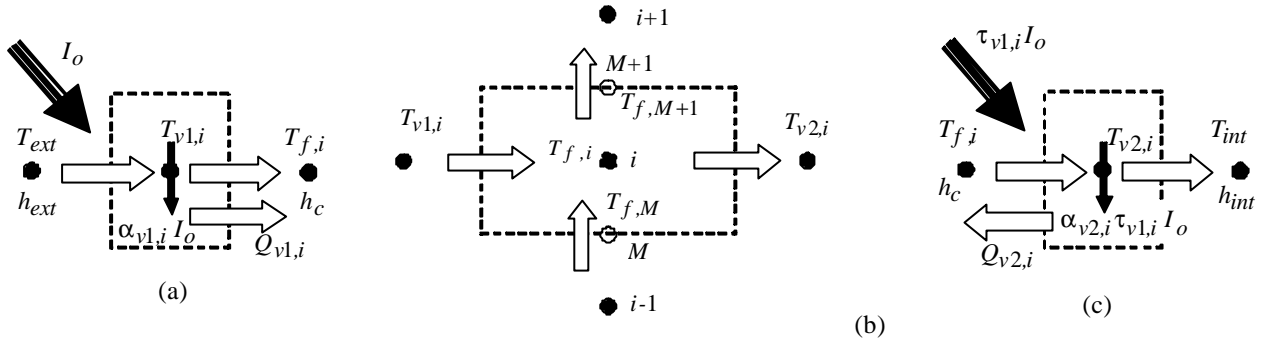


Figura 2. Volumes de controle elementares; (a) vidro externo; (b) fluido e (c) vidro interno

Do balanço de energia aplicado ao volume de controle indicado na Fig. (2b), deve-se obter uma equação diferencial que representa a variação da temperatura no fluido ao longo do canal em função do tempo e dos parâmetros termofísicos do problema. A temperatura no centro do volume ( $T_{f,i}$ ), utilizada para computar a transferência de calor convectivo no canal, pode ser calculada de forma aproximada como a média entre as temperaturas na entrada ( $T_{f,M}$ ) e saída ( $T_{f,M+1}$ ) do fluido no volume de controle,  $T_{f,i} = (T_{f,M+1} + T_{f,M})/2$ , reduzindo assim o número de variáveis envolvidas e tornando o cálculo mais direto. Para pequenos volumes de controle esta hipótese torna-se razoável e pode ser plenamente justificada quando a solução das equações diferenciais é realizada através de técnicas numéricas com um número adequado de volumes de controle. A sua validade pode ser avaliada num teste de malha simples, calculando o perfil de temperatura ao longo do canal em função do número de volumes empregados na solução numérica.

$$\begin{aligned} \frac{(\rho c V)_f}{2} \frac{\partial (T_{f,M+1} + T_{f,M})}{\partial t} = \dot{m} c (T_{f,M} - T_{f,M+1}) + h_c A \left( T_{v1,i} - \left( \frac{T_{f,M+1} + T_{f,M}}{2} \right) \right) + \\ + h_c A \left( T_{v2,i} - \left( \frac{T_{f,M+1} + T_{f,M}}{2} \right) \right) \end{aligned} \quad (1)$$

De maneira similar, realizando-se balanços de energia nos vidros externo e interno, conforme as Figs. (2a) e (2c), resultam as seguintes equações.

$$(\rho c V)_{v1,i} \frac{\partial T_{v1,i}}{\partial t} = h_{ext} A (T_{ext} - T_{v1,i}) + h_c A (T_{f,i} - T_{v1,i}) + \sigma \epsilon_{v1} A (T_{ext}^4 - T_{v1,i}^4) + \alpha_{v1} I + Q_{v1,i} \quad (2)$$

$$(\rho c V)_{v2,i} \frac{\partial T_{v2,i}}{\partial t} = h_{int} A (T_{int} - T_{v2,i}) + h_c A (T_{f,i} - T_{v2,i}) + \sigma \epsilon_{v2} A (T_{int}^4 - T_{v2,i}^4) + \alpha_{v2} \tau_{v1} I + Q_{v2,i} \quad (3)$$

Nas Eqs. (1) a (3), os termos  $\rho$  ( $\text{kg m}^{-3}$ ),  $c$  ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) e  $V$  ( $\text{m}^3$ ) correspondem à densidade, calor específico e volume dos elementos onde estão sendo realizados os balanços de energia.  $\dot{m}$  é o fluxo mássico de ar escoando pelo canal dado em ( $\text{kg s}^{-1}$ ),  $A$  em ( $\text{m}^2$ ) é a área de transferência de calor, e  $h_{\text{ext}}$ ,  $h_{\text{int}}$  e  $h_c$ , dados em ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ), são os coeficientes convectivos externo, interno e do canal respectivamente.  $\varepsilon$  é a emissividade,  $\alpha$  a absorptância,  $\tau$  a transmitância e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann ( $5,669 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-4}$ ). Os sub-índices  $f$ ,  $v1$  e  $v2$  Referem-se ao fluido no canal, vidro externo e vidro interno respectivamente. O termo  $Q_{v1,i}$  em (W) representa a troca líquida de calor radiante entre um elemento diferencial  $i$  da placa 1 e os demais elementos da cavidade formada pelas duas placas. De igual forma, o termo  $Q_{v2,i}$  é a troca líquida de calor radiante entre um elemento diferencial da placa 2 e os demais elementos da mesma cavidade. O cálculo da transferência de calor radiante é realizado empregando-se o método da radiosidade representado pelas Eqs. (4) e (5).

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \sum_{k=1}^n F_{i,k} J_k \quad (4)$$

$$\frac{Q_i}{A_i} = \frac{\varepsilon_i}{(1 - \varepsilon_i)} (\sigma T_i^4 - J_i) \quad (5)$$

onde  $J_i$  é a radiosidade da superfície do elemento  $i$  do canal, escrita como função das radiosidades das superfícies dos outros elementos do canal como indicado pelo esquema da Fig. (3), e  $F_{i,k}$  é o fator de forma entre a superfície  $i$  e a superfície  $k$ .

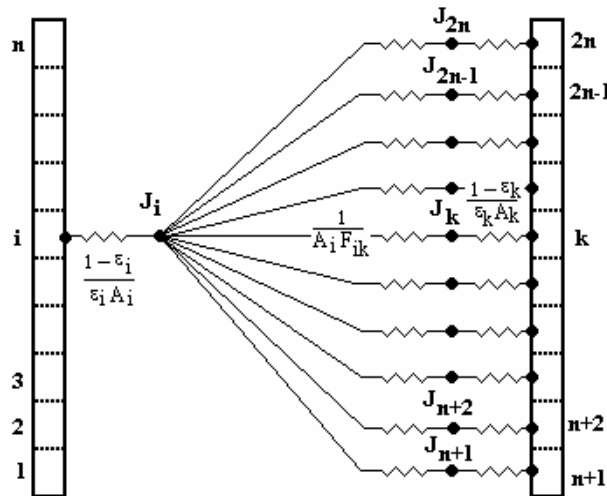


Figura 3. Troca de calor radiante entre o elemento  $i$  da placa 1 e os elementos da placa 2

## 2.2. Solução Numérica

Na resolução simultânea do sistema de equações diferenciais, formado pelas Eqs. (1), (2) e (3), foi usado o método de diferenças finitas com esquema explícito de discretização. O procedimento de cálculo pode ser descrito resumidamente como um processo de marcha aplicando-se as equações discretizadas em diferenças finitas a cada volume desde  $i=1$  até  $i=n$  ao longo do canal. Sendo este um problema de valor inicial, o campo de temperatura no fluido e nas placas de vidro é perfeitamente conhecido no tempo  $t=0$ . Da condição de contorno na entrada no canal, conhece-se a temperatura e a vazão mássica do fluido nesta posição, possibilitando calcular através da Eq. (1) na sua forma discretizada, a temperatura na saída do primeiro volume de controle no fluido. Com esta temperatura calculada e a temperatura conhecida na entrada, aproxima-se a temperatura do

fluido no primeiro volume de controle ( $T_{f,1}$ ). De posse desta informação podem-se aplicar as Eqs. (2) e (3), também na suas formas discretizadas, para calcular a temperatura do primeiro volume nos vidros interno e externo. Este mesmo procedimento repete-se para os demais volumes de controle marchando na direção vertical até o último volume de controle no canal. Após computar um passo de tempo, todo o procedimento recém descrito é novamente realizado. A simulação termina quando um tempo final, previamente estabelecido, é atingido. Os fluxos de calor radiante  $Q_{v1,i}$  e  $Q_{v2,i}$  são calculados a cada passo de tempo a partir do campo de temperatura conhecido naquele instante e utilizados como informação complementar no instante de tempo subsequente.

### 3. RESULTADOS

Inicialmente foi feito um teste de malha para verificar como o número volumes escolhidos influencia nos cálculos e desta maneira otimizar o tempo computacional. Os testes foram realizados para uma janela formada por duas placas de vidro com 8 mm de espessura cada e separadas por uma distância de 3mm. A altura da janela é de 1m e a sua largura de 0,6 m. A vazão mássica, por unidade de largura ( $w$ ) da janela, usada no teste de malha foi  $5,4 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ . Dos resultados obtidos verifica-se que uma malha de 20 volumes na direção vertical já é adequada para obter resultados numéricos que independem da malha escolhida.

Definida a melhor malha, foram simulados diversos casos para a mesma configuração geométrica descrita acima, variando-se a vazão mássica de fluido de modo a verificar o seu efeito sobre o desempenho da janela ventilada. Estas vazões são calculadas por unidade de largura da placa de vidro (ou profundidade do canal) e variam de  $1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$  até  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ .

Na Fig. (3) mostra-se a variação da temperatura dos vidros externo, interno e fluido no canal, na altura média da janela e para uma vazão de  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ . Verifica-se que a temperatura da placa de vidro interna é sensivelmente menor que a temperatura da placa de vidro externa. Essa diferença entre as temperaturas deve-se ao fato de que o escoamento de fluido entre as placas retira parte do calor que poderia entrar para o ambiente interno atuando como uma barreira térmica contra o ganho de calor.

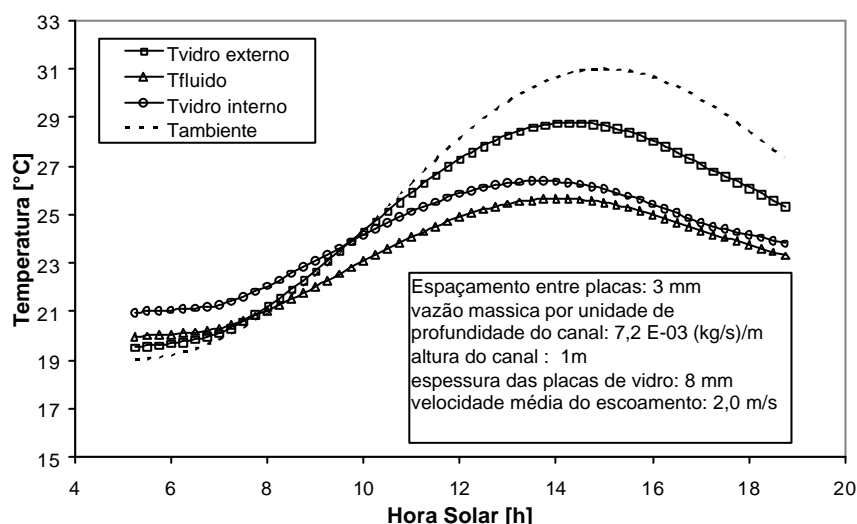


Figura 3 Variação da temperatura do fluido e vidros em função da hora solar

A Fig. (4) mostra o efeito da vazão sobre a temperatura da placa de vidro interna na altura média do canal. Verifica-se que o aumento da vazão provoca uma diminuição no campo de temperatura da placa de vidro interno da janela, isto deve proporcionalmente diminuir o ganho de calor total para o interior do ambiente. Na mesma figura também é mostrada uma curva de temperatura para uma placa de vidro simples, de 8 mm de espessura, simulada sob as mesmas condições e uma curva

representando a variação da temperatura ambiente externa. Comparando-se as curvas podemos ver que a janela ventilada apresenta melhor performance que a janela de vidro simples.

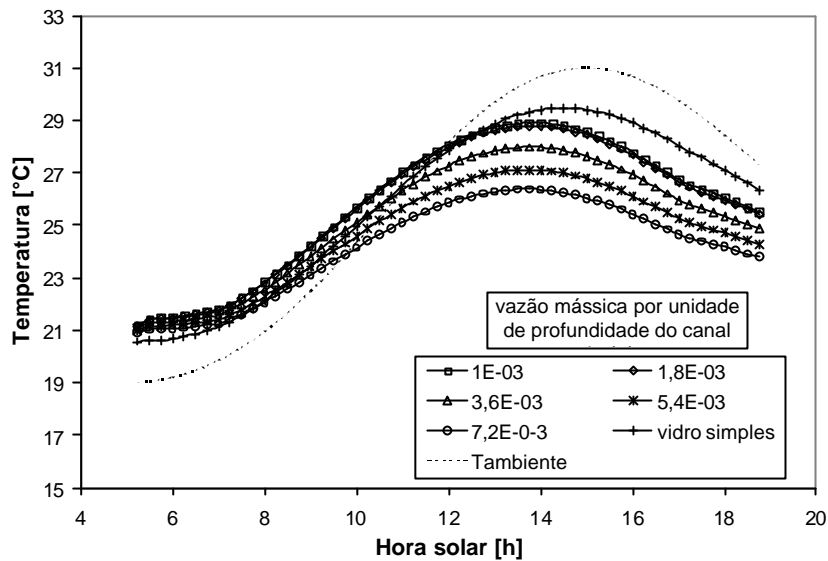


Figura 4. Temperatura do vidro interno para diferentes vazões mássicas.

De forma a verificar o efeito da temperatura na entrada do fluido no canal, foi simulado um caso onde a temperatura do fluido varia conforme a temperatura do ar no ambiente externo. Isto é como se o fluido que circula pelo canal fosse captado diretamente do ambiente externo. A Fig. (5) mostra este efeito sobre a temperatura do vidro interno medida na altura média da janela, e verifica-se que o desempenho da janela cai para este caso.

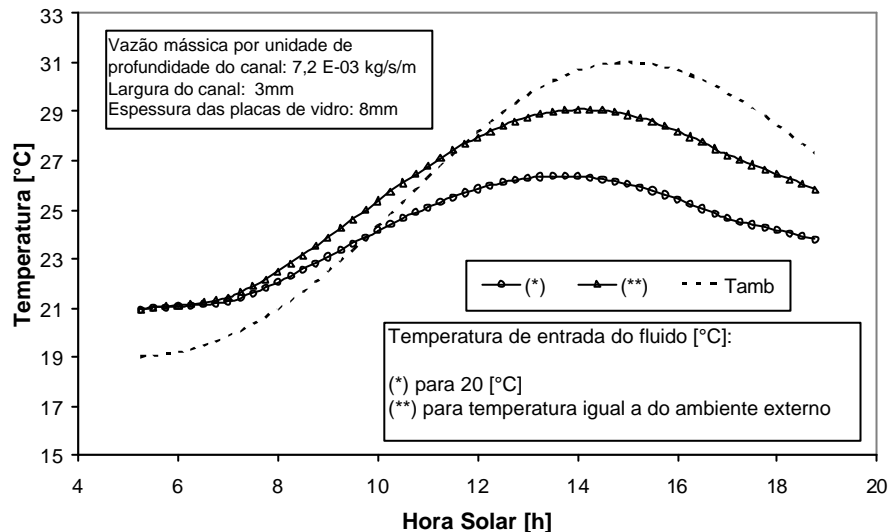


Figura 5. Efeito da temperatura de entrada do fluido.

O ganho de calor pode ser obtido de um balanço de energia nos elementos de volume em contato com o ambiente interno. Este envolve a parcela de energia transferida a partir do vidro interno por convecção e radiação térmica, mas a energia solar transferida diretamente através do sistema. O somatório dos balanços de energia em cada um desses elementos permite computar o ganho de calor total experimentado pelo sistema para um dado instante de tempo. A Fig. (6) mostra um gráfico da variação horária do ganho de calor total, ganho de calor solar e ganho de calor devido apenas à diferença de temperatura entre os ambientes interno e externos da janela (simulação sem a radiação solar presente), para uma vazão de  $7,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s/m}$ . Para efeito de comparação é mostrada no mesmo gráfico a curva de radiação solar incidente para o caso simulado.

$$q_{\text{total}} = \frac{1}{n\Delta x} \sum_{i=1}^n h_{\text{int}} \Delta x (T_{v2,i} - T_{\text{int}}) + \sigma \epsilon_{v2} \Delta x (T_{v2,i}^4 - T_{\text{int}}^4) + \tau_{v1} \tau_{v2} I_o \Delta x \quad (6)$$

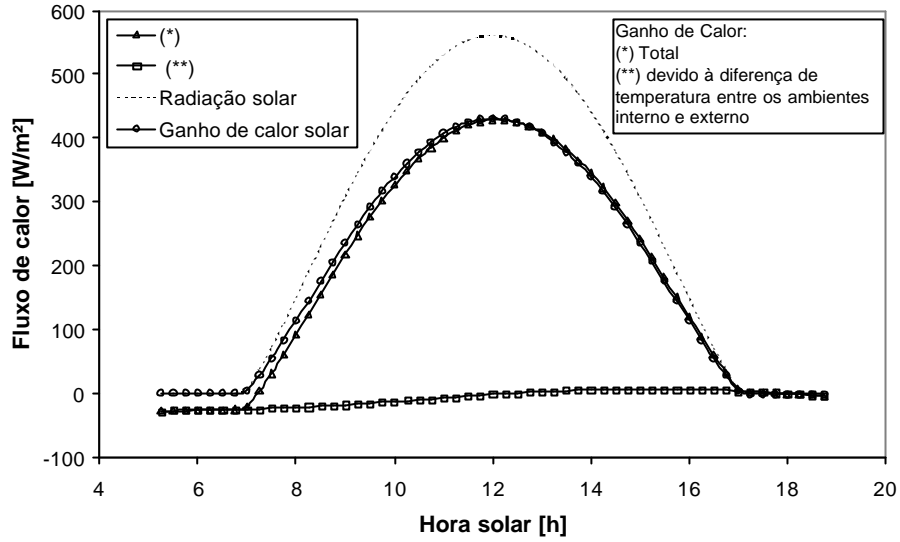


Figura 6. Comparação entre o calor ganho devido à presença ou não de radiação solar incidente, vazão de  $7,2 \times 10^{-3} [\text{kg} / \text{s} / \text{m}]$ .

O coeficiente de ganho de calor solar (F) é definido como a soma da fração de radiação solar incidente admitida diretamente através de uma janela e a fração de radiação solar absorvida e redirecionada para o ambiente interno através de mecanismos de transferência de calor. Este coeficiente pode ser obtido diretamente fazendo uso da Eq. (7), calculando o calor total ganho com e sem radiação solar, subtraindo um do outro e dividindo o resultado pela radiação solar incidente,

$$F = \frac{q_{c/I} - q_{s/I}}{I} \quad (7)$$

O conceito do coeficiente de sombreamento (SC) é utilizado para fornecer uma indicação de quanto o coeficiente de ganho de calor solar de um sistema de janela de interesse difere do ganho de calor solar de um sistema adotado como padrão de comparação. Assim, o SC representa uma forma conveniente de padronizar os valores de coeficiente de ganho de calor solar (F) de janelas mais complexas e pode ser obtido conforme a Eq. (8). O sistema de referência adotado é uma placa de vidro simples de 3,0 mm de espessura tipo DSA (double-strength sheet glass).

$$SC = \frac{F_{\text{janela de interesse}}}{F_{\text{padrão}}} \quad (8)$$

Se o coeficiente de ganho de calor solar (F) e o coeficiente de sombreamento, calculados instantaneamente através das Eqs. (7) e (8), forem integradas sobre o período de incidência de radiação solar pode-se obter valores médios para estes coeficientes. Estes resultados são mostrados na Tab. (1) para diferentes vazões mássicas. Como pode ser observado na referida tabela, ambos valores decrescem com o aumento da vazão e são menores do que os valores correspondentes a uma janela de vidro simples de 8 mm de espessura sob as mesmas condições de incidência de radiação solar e temperaturas dos ambientes externo e interno.

Tabela 1. Valores de F, SC para janelas ventiladas por convecção forçada.

Configuração		F	SC
Janela Ventilada: vazão [kg / s / m]	$1,0 \times 10^{-3}$	0,779	0,855
	$1,8 \times 10^{-3}$	0,776	0,852
	$3,6 \times 10^{-3}$	0,769	0,844
	$5,4 \times 10^{-3}$	0,765	0,840
	$7,2 \times 10^{-3}$	0,762	0,836
Janela de vidro simples 8 mm		0,89	0,978

#### 4. CONCLUSÕES

Foi apresentado aqui um modelo matemático simplificado desenvolvido especificamente para simular o comportamento térmico de uma janela de vidro duplo ventilada. O modelo incorpora a maioria dos fenômenos físicos presentes no processo de transferência de calor e escoamento no canal formado pelas duas placas de vidro, assim como também condições de contorno complexas como é o caso de radiação solar incidente e temperatura do ambiente externo, assumidas variando no tempo de acordo com um modelo que tenta reproduzir condições fisicamente reais para estas variáveis. Os resultados mostram que o aumento da taxa de vazão mássica causa uma pequena redução sobre o coeficiente de ganho de calor solar e sobre o coeficiente de sombreamento, entretanto esta apresenta um desempenho térmico melhor se comparado a uma janela de vidro simples.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer ao CNPq pelo suporte financeiro.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Alvarez, G., Jiménez, D.N. and Estrada, C.A., 1998, "Thermal performance of solar control coatings: a mathematical model and its experimental verification", J. Physics D: Applied Physics, Vol. 31, pp. 2249-2257.
- Castro, J.N., 1991, "Paredes térmicas", Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 302p.
- Collins, R.E. and Simko, T.M., 1998, "Current status of the science and technology of vacuum glazing", Solar Energy, Vol. 62, No. 3, pp. 189-213.
- Duer, K. and Svendsen, S., 1998, "Monolithic silica aerogel in superinsulating glazings", Solar Energy, Vol. 63, No. 4, pp.259-267.
- Einarsrud, M., Haereid, S. and Wittwe, V., 1993, "Some thermal and optical properties of a new transparent silica xerogel material with low density", Solar Energy Materials and Solar Cell, Vol.31, pp.341-347.
- Haddad, K.H. and Elmahdy, A.H., 1998, "Comparison of the monthly thermal performance of a conventional window and a supply-air window", ASHRAE Transactions, Vol. 104, part 1B, pp. 1261-1270.
- Henríquez, J.R., 1996, "Estudo numérico e experimental sobre vidros térmicos", Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 147p.
- Henríquez, J.R., 2002, "Modelagem e análise de janelas térmicas", Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 279p.
- Ismail, K.A.R. and Henríquez, J.R., 1998, "U-values, optical and thermal coefficients of composite glass systems", Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 52, pp.155-182.



- Ismail, K.A.R. and Henríquez, J.R., 2001, "Thermally effective windows with moving phase change material curtains", Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp.1909-1923.
- Lampert, C.M., 1981, "Heat mirror coatings for energy conserving windows", Solar Energy Materials and Solar Cell, Vol. 6, pp. 1-41.
- Reilly, S., Arasteh, D. and Rubin, M., 1990, "The effects of infrared absorbing gasses on window heat transfer: a comparison of theory and experiments", Solar Energy Materials, Vol. 20, pp.277-288.
- Sebastian, P.J. and Pattabi, 1992, M. "Solar control characteristics of Cu<sub>2</sub>Se coating", J. Physics D: Applied Physics, Vol. 25, pp. 981-985.
- Sebastian, P.J. and Sivaramakrishnan, V., 1992, "CdSe thin films as solar control coatings", Solar Energy Materials and Solar Cell, Vol. 27, pp. 321-326.
- Tanimoto, J. and Kimura, K., 1997, "Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen", Energy and Buildings, Vol.26, pp.317-325.
- Zhao, Y., Goss, W.P. and Curcija, D., 1997, "Prediction of the multicellular flow regime of natural convection in fenestration glazing cavities", ASHRAE Transactions, Vol. 103, part 1, pp.1009-1020.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### NUMERICAL STUDY OF A VENTILATED GLASS WINDOW UNDER FORCED AIR FLOW CONDITIONS

**Jorge R. Henríquez**

Depto. de Engenharia Mecânica – CTG - Universidade Federal de Pernambuco – Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cid. Universitária, Recife-PE, Brasil, Fax: 55-81-2126-8232, rjorgeh@demec.ufpe.br

**Kamal A. R. Ismail,**

Depto de Engenharia. Térmica e Fluidos - FEM - Unicamp – Cid. Universitária Zeferino Vaz, Barão Geraldo, Campinas-SP, Brasil, Fax: 55-19-32893722, kamal@fem.unicamp.br

**Abstract:** *This paper presents a numerical study on a ventilated window composed of two glass sheets separated by spacing through which the circulating air is forced to flow. The proposed model is one dimensional unsteady formulation based upon global energy balance over the glass sheets and the flowing fluid in the channel. The external glass sheet of the double glass window is subjected to variable heat flow due to the solar radiation as well as variable external ambient temperature. The exchange of radiation energy (infrared radiation) between the glass sheets is also included in the formulation and determined by the radiosity method. Effects of the variation of the forced mass flow rate on the thermal performance of the window are presented. Results are obtained for the solar heat gain coefficient and the Shading Coefficient so as to characterize the system efficiency.*

**Keywords:** *Ventilated glass window, Numerical simulation, Forced air flow, Solar radiation*