

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA TRANSIENTE EM PLACA TRIDIMENSIONAL NO CHOQUE TÉRMICO

Marcelo Matos Martins

Instituto Superior TUPY- IST, Sociedade Educacional de Santa Catarina – SOCIESC
Rua Albano Schmidt, 3333, 89227-700 – Joinville/SC – Brasil. email: mmartins@sociesc.com.br

José Divo Bressan

Departamento de Engenharia Mecânica - Udesc Joinville – Campus Universitário, 89.223-100 – Joinville/SC – Brasil. email: dem2jdb@joinville.udesc.br

Miguel Vaz Junior

Departamento de Engenharia Mecânica - Udesc Joinville – Campus Universitário, 89.223-100 – Joinville/SC – Brasil. email: m.vaz@joinville.udesc.br

Resumo: O presente trabalho trata do modelamento matemático da distribuição de temperatura numa placa durante o resfriamento rápido ou choque térmico, partindo-se de uma elevada temperatura inicial. O choque térmico é um processo que ocorre freqüentemente em processos industriais. No resfriamento, ocorrem grandes gradientes de temperatura que provocam tensões térmicas trativas que podem causar trincas, inutilizando o componente ou produto. Existem muitos critérios práticos para se definir a resistência ao choque térmico, porém, estes critérios são específicos para cada operação industrial e material. O presente trabalho trata do desenvolvimento de um programa computacional, em Fortran, para o cálculo da distribuição de temperatura transiente numa placa retangular tridimensional resfriada rapidamente. As equações foram resolvidas através do método dos volumes finitos, utilizando um balanço de energia em cada tipo de volume de controle, de acordo com as condições nas fronteiras. A solução dos sistemas de equações formados, para cada iteração do tempo, foi o método de Gauss-Seidel com sobre-relaxação. Os resultados gerados no programa computacional para uma placa com temperatura inicial de 1000 °C e resfriada em água a 20 °C são apresentados, comparados e validados pelo método da capacitância global e o método analítico de Lu et al.. A distribuição de temperatura está em boa concordância com os resultados analíticos e experimentais obtidos da literatura para placa de alumínio e cilindro de aço. Mostram-se a distribuição de temperaturas na placa para tempos entre zero e dez segundos e Biot de 1 e 10. Apresentam-se também as curvas de resfriamento da superfície e do centro da placa.

Palavras-chave: Choque térmico, campo de temperatura, método dos volumes finitos, placa.

1. INTRODUÇÃO

O comportamento dos materiais e sua resistência a fratura na exposição a um aquecimento ou resfriamento rápido tem sido amplamente estudados. Este processo de resfriamento ou aquecimento rápido é chamado apropriadamente de *choque térmico*. Freqüentemente, o choque térmico aparece na aplicação dos materiais em diversas situações, como a tempera de aços ferramentas, exigindo dos mesmos propriedades que garantam sua durabilidade. Tanto em peças de geometrias complexas ou simples, de aplicação mais freqüente como uma chapa ou bloco de aço ou vidro os fenômenos físicos envolvidos são os mesmos e dependem das propriedades mecânicas e térmicas do material^(1,2,3). O engenheiro ou pesquisador tem normalmente a disposição três ferramentas para analisar este fenômeno: *Métodos experimentais* (empírico), *Métodos analíticos* (modelamento matemático),

Métodos numéricos (simulação computacional). O método fenomenológico que chamaremos aqui de método experimental ou empírico é oneroso em termos de custo financeiro e tempo. Porém, tem a vantagem de tratar o fenômeno com a sua configuração real, isto é, analisar o que realmente acontece no processo. Entretanto, para uma utilização confiável, ele depende muito da precisão dos instrumentos de medição para que os registros das observações do pesquisador sejam confiáveis.

O modelamento matemático analítico produz as equações que representam o fenômeno. Porém, este método aplicado a problemas práticos, acaba se desviando muito do fenômeno físico real, pois suas hipóteses iniciais são simplificadas para facilitar a análise teórica. Entretanto, os resultados dos métodos analíticos são usados para a validação dos resultados obtidos pelos numéricos ^(4, 5, 6).

Por sua vez, os métodos numéricos ou simulação computacional resolvem problemas complexos, ou seja, podem ser consideradas condições de contorno gerais e com a vantagem da velocidade extremamente grande no processamento das informações, reduzindo-se muito o custo e o tempo de análise do projeto. Por isso, os métodos numéricos vêm ganhando muito espaço no meio científico e industrial ^(7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14).

Os métodos numéricos resolvem uma ou várias equações diferenciais obtidas do modelamento matemático do problema investigado. A resolução consiste na substituição das derivadas existentes nestas equações, por expressões algébricas aproximadas que envolvem a função incógnita. Na solução numérica, se aceita como hipótese inicial, ter um número discreto de pontos, isto é, um número finito de pontos, logo, aceita-se também que a solução terá um determinado erro que pode ser controlado a partir desta quantidade de pontos. Quanto maior for o número de pontos mais perto da solução exata ficará a solução numérica. Porém, quanto maior a quantidade de pontos, maior será o número de variáveis e maior será o número de equações. Portanto, maior será o esforço computacional para encontrar os valores procurados. Dentro dos métodos numéricos existem diversos caminhos diferentes para resolver as equações diferenciais, dentre eles: o Método dos Volumes Finitos (MVF), o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF). A presente análise será desenvolvida usando o Método dos Volumes Finitos.

O MVF consiste em aproximar a equação que representa o fenômeno através da conservação da propriedade do material num volume elementar. Isto pode ser feito fazendo um balanço da propriedade em questão no volume elementar ou de controle e também através da integração sobre o volume de controle, no tempo e no espaço, da equação na forma conservativa ⁽¹⁵⁾.

2. MODELAMENTO MATEMÁTICO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NUMA PLACA RESFRIADA

Este trabalho tratará do modelamento matemático do problema de condução de calor em uma placa retangular tridimensional, sem geração interna de calor, com o objetivo de se calcular a distribuição de temperatura transiente na placa no choque térmico.

2.1 Método dos Volumes Finitos

Para aplicar o Método dos Volumes Finitos, precisa-se encontrar as equações aproximadas para cada volume de controle na placa, levando em consideração as suas condições de fronteira. Para definirmos as equações, é feito, inicialmente, um balanço da conservação da energia em nível de um volume controle conforme a Figura 1. Tomando como referência o sistema de coordenadas cartesiano, podemos nomear as seis faces do cubo da seguinte forma:

Na direção x: temos a face w (oeste) e a face e (leste).

Na direção y: temos a face s (sul) e a face n (norte).

Na direção z: temos a face b (atrás) e a face f (frente).

Analisando-se ainda a configuração da Figura 1a podemos destacar os pontos W, E, S, N, B e F que são os pontos centrais dos volumes de controle adjacentes e também o ponto P que representa o ponto central do volume em questão. Em uma placa tridimensional retangular tem-se um total de

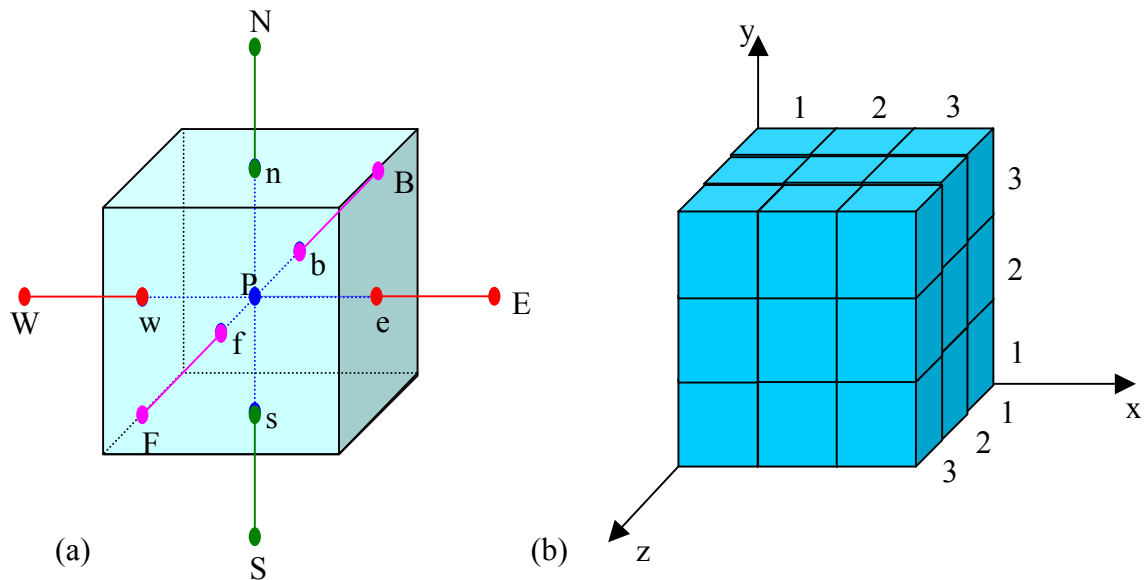


Figura 1 – a) Volume de controle tridimensional numa placa ⁽¹⁵⁾. b) Placa tridimensional retangular dividida nos volumes de controle de acordo com a sua posição Volume (x,y,z).

vinte e sete volumes de controle com condições de fronteira diferentes nas faces, ou seja, condução ou convecção, conforme mostra a Figura 1b.

A Figura 1b organiza a distribuição dos volumes de controle dentro da placa de acordo com a posição estabelecida a partir do sistema de coordenadas XYZ, isto é, variando os valores de x, y e z de 1 até 3 pode-se ter os Volume (1,1,1) até o Volume (3,3,3). A seguir, será apresentada a demonstração completa da equação do balanço de energia do volume de posição V(1,1,1).

Balanço de Energia no Volume de Controle (1,1,1) :

Para se fazer o balanço de energia em cada volume de controle, em geral, o ponto de partida é a equação geral da conservação de energia para propriedades variáveis, dada pela equação ⁽²⁾,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_x}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k_y}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_z}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} \quad (1)$$

onde T é a temperatura, t é o tempo, k é a condutividade térmica e \dot{q} é a taxa de geração de calor interna no volume de controle. Admitindo-se que não haja geração interna de calor no volume de controle, ou seja, $\dot{q} = 0$ e as propriedades são constantes no tempo, tem-se a equação,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

onde $\alpha = k / \rho c_p$ é a difusividade térmica do material. Considerando as temperaturas nos volumes de controle adjacentes e no ponto central do volume em questão, Figura 1a, pode-se escrever as derivadas, considerando a aproximação da derivada central,

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_i = \frac{T(x_i + \Delta x) - T(x_i - \Delta x)}{2\Delta x} \quad (3)$$

onde T é a função da temperatura aproximada. Esta aproximação é a de menor erro, por isso, a derivada segunda também é aproximada por uma derivada central, que fica escrita por:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{T_{i+1} + T_{i-1} - 2T_i}{\Delta x^2} \quad (4)$$

Reescrevendo a equação 1, substituindo os fluxos de calor aproximados na equação do balanço de energia e fazendo o segundo membro da equação 1 variar no tempo e $q^\circ = 0$, tem-se a equação,

$$\begin{aligned} & -\frac{k\Delta y\Delta z}{c_P\delta x} \Big|_e (T_P - T_E) + \frac{h\Delta y\Delta z}{c_P} \Big|_w (T_\infty - T_P) - \frac{k\Delta x\Delta y}{c_P\delta z} \Big|_f (T_P - T_F) + \\ & + \frac{h\Delta x\Delta y}{c_P} \Big|_b (T_\infty - T_P) - \frac{k\Delta x\Delta z}{c_P\delta y} \Big|_n (T_P - T_N) + \frac{h\Delta x\Delta z}{c_P} \Big|_s (T_\infty - T_P) = \frac{\rho\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} T_P - \frac{\rho\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} T_P^0 \end{aligned} \quad (5)$$

onde T_P^0 é a temperatura no ponto central no volume de controle no instante inicial;

T_P = temperatura no ponto central do volume de controle; T_E = temperatura no ponto central do volume de controle leste; T_W = temperatura no ponto central no volume de controle oeste;

T_F = temperatura no ponto central no volume de controle frente; T_B = temperatura no ponto central no volume de controle atrás; T_N = temperatura no ponto central no volume de controle norte;

T_S = temperatura no ponto central no volume de controle sul; T_∞ = temperatura no ponto superfície.

O sinal positivo na equação (5) representa a quantidade de energia que entra no volume de controle e o sinal negativo representa a quantidade de energia que sai do volume. A equação reorganizada a partir de uma nova formulação apresenta o formato,

$$A_P T_P = A_e T_E + A_f T_F + A_n T_N + B \quad (6)$$

onde os coeficientes e termo são representados pelas equações:

$$A_P = A_e + A_w + A_f + A_b + A_n + A_s + M \quad (7.a)$$

$$B = A_w T_\infty + A_b T_\infty + A_s T_\infty + M T_P^0 \quad (7.b)$$

e os coeficientes que aparecem são representados pelas equações 8:

$$M = \frac{\rho\Delta x\Delta y\Delta z}{\Delta t} ; A_e = \frac{k\Delta y\Delta z}{c_P\delta x} \Big|_e ; A_w = \frac{h\Delta y\Delta z}{c_P} \Big|_w ; A_f = \frac{k\Delta x\Delta y}{c_P\delta z} \Big|_f ; \text{ etc..} \quad (8)$$

2.2 Método Matemático de Solução do Sistema de Equações dos Volumes

Conhecendo todas as equações que representam os volumes de controle, podem-se organizá-las em um sistema de equações lineares. Para resolver esse sistema de equações lineares foi elaborado um programa computacional em Fortran que utiliza o método numérico de Gauss-Seidel. O Método de Gauss-Seidel é implementado através da equação 9:

$$A_p T_P^{k+1} = \sum A_{nb} T_{NB}^{k+1} + A_e T_E^k + A_n T_N^k + A_f T_F^k + B_p \quad (9)$$

onde k representa a iteração. O processo iterativo começa estimando o campo inicial das variáveis, em seguida faz a iteração em k , calculando T_P usando a equação 5, por último verifica-se a convergência através de um critério e se não for satisfeita, retorna-se a iteração.

O Método de Gauss-Seidel é de lenta convergência, para acelerar este processo, pode-se utilizar o Método das Sobre-relaxações sucessivas (S.O. R) juntamente com o de Gauss-Seidel. O ciclo iterativo para esse caso é estimar o campo das variáveis iniciais, iterar em k , calculando os valores de T_P , através da equação de Gauss-Seidel, sobre-relaxar os valores usando a equação 10.

$$T_P^{k+1} = w T_P^{k+1} \Big|_{GS} + (1-w) T_P^K \quad (10)$$

por último, verificar a convergência através de um critério e se não for satisfeito retornar ao processo de iteração. Na equação, $T_P^{k+1} \Big|_{GS}$ representa o valor calculado pelo Método de Gauss-Seidel e w o coeficiente de relaxação, este por sua vez serve para avançar mais rapidamente a solução ou segurar a variável, quando ela está avançando demasiadamente, podendo causar a divergência da solução. Os valores mais efetivos para os coeficientes de relaxação variam de 1.5 a 1.7, porém, eles dependem das malhas escolhidas ⁽¹⁵⁾.

2.3 Validação do Programa

No momento que se resolve um problema de forma numérica, deve-se levar em consideração que os dados calculados a partir do mesmo estejam dentro de uma margem de erro aceitável. Para garantir isso, deve-se validar os resultados numéricos. Nesta análise foi utilizado um método clássico de validação de problemas de transferência de calor: o Método da Capacitância Global.

2.3.1 Método da Capacitância Global

Considerando a descrição do método da capacitância global ⁽²⁾ a sua essência é garantir a hipótese de que a temperatura no interior do sólido seja uniforme no espaço, em qualquer instante de tempo durante o processo transiente. Essa hipótese implica que os gradientes de temperatura no interior do sólido sejam desprezíveis. Pela Lei de Fourier, condução térmica na ausência de um gradiente de temperatura implica na existência de uma condutividade térmica infinita. Desta forma não se pode mais analisar o problema através da equação diferencial do calor e a alternativa é fazer um balanço global de energia que fica representada pela seguinte relação:

$$\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp[-Bi \cdot Fo] \quad (11)$$

Onde, $Bi = h.L_C / K$ é o número de Biot e Fo representa o número de Fourier que é o tempo adimensional e caracteriza problemas de condução de térmica transiente e é calculado por:

$$Fo = \frac{\alpha \cdot t}{L_c^2} \quad (12)$$

Onde t é o tempo, α é difusividade térmica e L_c é o comprimento característico que se define através da relação: $L_c = \frac{V}{A_{sup}}$, onde V representa o volume da amostra e A_{sup} é a área da amostra.

2.3.2 Aplicação do Método da Capacitância Global em um Paralelepípedo

Para se fazer uma análise comparativa entre os valores calculados pelo método dos volumes finitos e a função analítica definida pelo método da capacitância global, foi considerado um paralelepípedo de lados iguais, ou seja, um cubo. As informações abaixo foram utilizadas para definir a equação 13 que representa a função analítica do método da capacitância global:

Lado do paralelepípedo igual a 0,05 m; condutividade térmica na ordem de 5×10^6 ; um número de Biot na ordem de $2,79 \times 10^{-5}$; um intervalo de tempo de 10 segundos e um comprimento crítico de $L_c = 0,008333$ m,

$$\frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \exp[-0,59003097t] \quad (13)$$

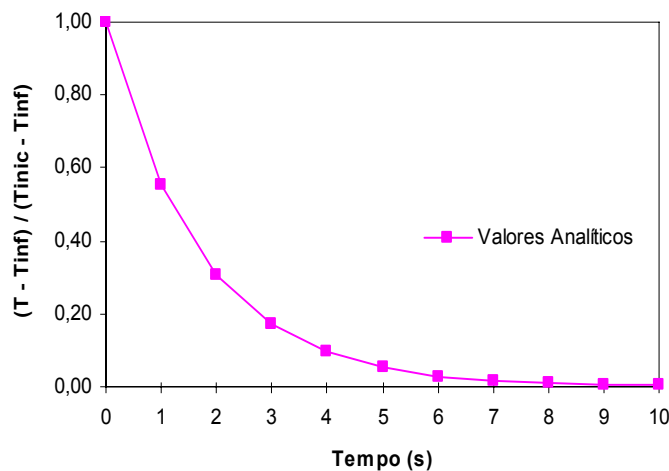


Figura 2 – Variação da temperatura com o tempo, equação 13, para ponto central do cubo.

A Figura 2 representa o perfil gráfico da função analítica representada pela equação 13 para os dez primeiros segundos do processo de resfriamento do cubo para um ponto central usando uma malha $30 \times 30 \times 30$ volumes. Em seguida pode-se verificar através da figura 3a a comparação entre o perfil gráfico da figura 2 com os perfis gráficos para o mesmo ponto central na placa, nos mesmos dez segundos iniciais do processo de resfriamento e com a mesma malha de $30 \times 30 \times 30$ volumes, porém calculados a partir do método dos volumes finitos através do programa e considerando intervalos de tempo (Δt) iguais a 0,1; 0,01 e 0,001 s.

Uma forma para comparar as informações obtidas do processo numérico com a função analítica representadas pela figura 3b é calcular o erro global entre os perfis gráficos. Neste caso foi utilizado o erro médio quadrático (EMQ), que é definido pela equação:

$$EMQ = \sqrt{\frac{\sum (T_{analítico} - T_{numérico})^2}{n}} \quad (14)$$

onde $T_{analítico}$ é a temperatura calculada a partir da função analítica, $T_{numérico}$ é a temperatura calculada numericamente e n representa o número de pontos utilizados no cálculo do erro.

A partir das informações mostradas na figura 3b, pode-se perceber que o erro global associado para cada Δt é muito pequeno e reduz quando se diminui o Δt .

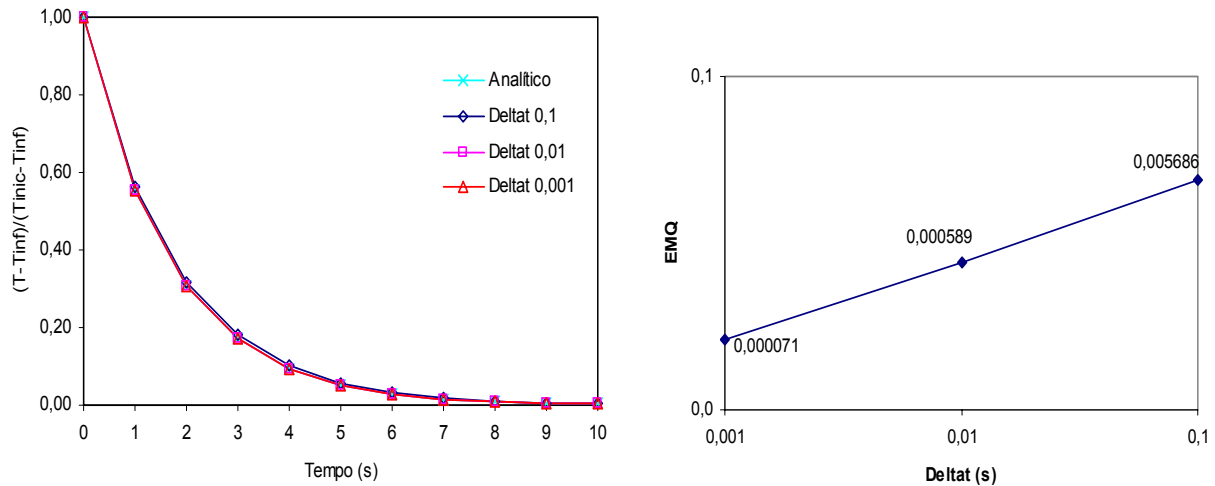


Figura 3 – a) Comparação entre os valores numéricos e analíticos, para um ponto central, usando os intervalos de tempo 0,1; 0,01 e 0,001 s. b) Erro global (erro médio quadrático) em função da redução do intervalo de tempo (Deltat) de iteração para uma malha 30x30x30 volumes.

3. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Esta análise permite fazer algumas comparações entre os valores encontrados pelo método dos volumes finitos, através do programa, e outros resultados obtidos na literatura. Tais resultados da literatura foram definidos pela solução analítica da equação diferencial do calor ou retirados de artigos que os definiram a partir de experimentos práticos.

3.1 Comparação entre a Solução Analítica da Equação Diferencial do Calor e a Solução por Volumes Finitos para uma Placa

Para esta comparação considera-se uma placa com a largura e comprimento dez vezes maior que a espessura, onde foi calculada a distribuição de temperatura pela solução da equação diferencial do calor, através da equação (11)⁽²⁾, e pelo método dos volumes finitos, através do programa.

$$\frac{T(x,t) - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(\frac{4 \operatorname{sen} \beta_n}{2 \beta_n + \operatorname{sen}(2 \beta_n)} \right) \cdot (\exp(-\beta_n \cdot Fo)) \cdot (\cos(\beta_n \cdot x^*)) \right] \quad (15)$$

onde, x^* é uma coordenada espacial adimensional definida por x/L , e L é a semi-espessura da placa. O valor β_n é definido pelas raízes positivas da equação 16 :

$$\beta_n \cdot \operatorname{tg} \beta_n = Bi \quad (16)$$

Os resultados obtidos pela equação 15 possuem boa aproximação quando é usada a primeira raiz da equação 16. Porém, nesta análise foram utilizadas as quatro primeiras raízes e estas estão informadas na tabela 1 para três valores do Número de Biot.

Tabela 1 – Valores das quatro primeiras raízes β da equação 16, para três valores de Biot⁽²⁾.

	β_1	β_2	β_3	β_4
<i>Biot</i> = 1	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293
<i>Biot</i> = 10	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003
<i>Biot</i> = 100	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871

Calculando-se a solução analítica da equação do calor e a solução por volumes finitos para um ponto central e um ponto na superfície de uma placa cujas propriedades são:

densidade: $7854 \text{ Kg} / \text{m}^3$; calor específico: $434 \text{ J} / \text{Kg} \text{ K}$; coeficiente de transferência de calor: $16760 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$; dimensões: largura = $0,050 \text{ m}$; comprimento = $0,050 \text{ m}$; espessura = $0,005 \text{ m}$.

Pode-se perceber através das figuras 4 e 5 que representam os perfis gráficos da distribuição de temperatura para Número de Biot igual a 1 e 10, respectivamente, que os valores calculados a partir da equação diferencial do calor e por volumes finitos praticamente coincidem tanto para o ponto central quanto para o ponto da superfície.

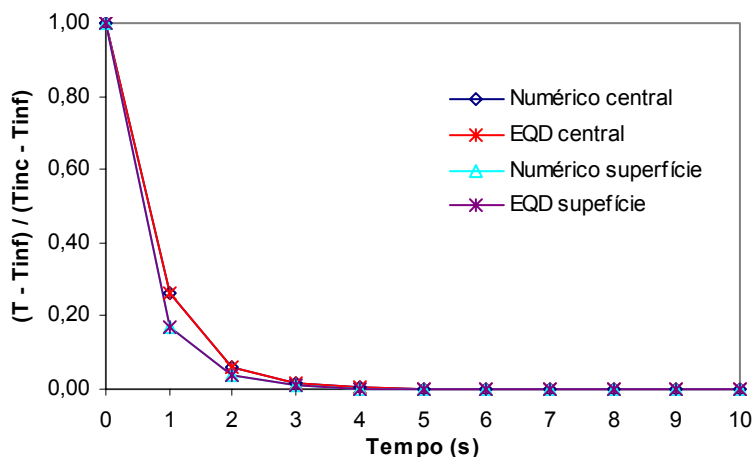


Figura 4 – Comparação entre os resultados da solução analítica e por volumes finitos para um ponto central e superficial da placa, para o Número de Biot igual 1.

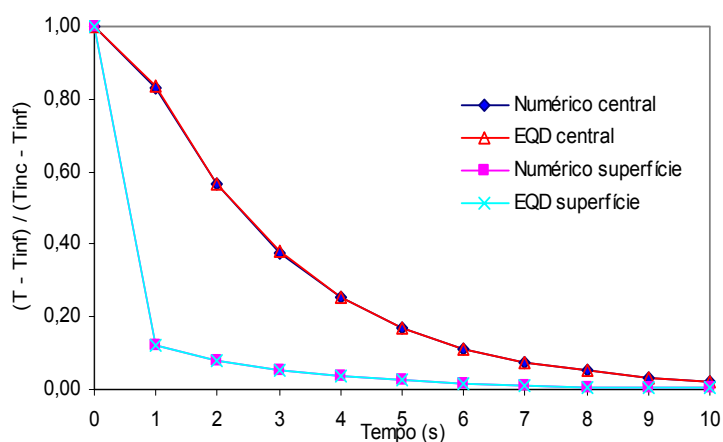


Figura 5 – Comparação entre solução analítica e por volumes finitos para Biot igual 10.

Considerando os mesmos valores definidas para a placa anterior, também se pode apresentar, através da figura 6 uma comparação dos resultados para um ponto central, obtidos através dos volumes finitos e da equação diferencial do calor com os valores retirados das Cartas de Heisler. Os resultados apresentados nas Cartas de Heisler são informações registradas de forma experimental e descritas em gráficos. Verifica-se também que os resultados praticamente coincidem.

3.2 Comparação com Valores da Literatura

Os valores calculados pelo método numérico, através de volumes finitos, foram comparados com valores medidos de forma experimental retirados da literatura. No artigo de HEMING et al. ⁽¹⁶⁾ as informações foram definidas para o ponto central de um cilíndrico de 20 mm de diâmetro e 60 mm de comprimento, com coeficiente de transferência de calor constante, vistos na figura 7a.

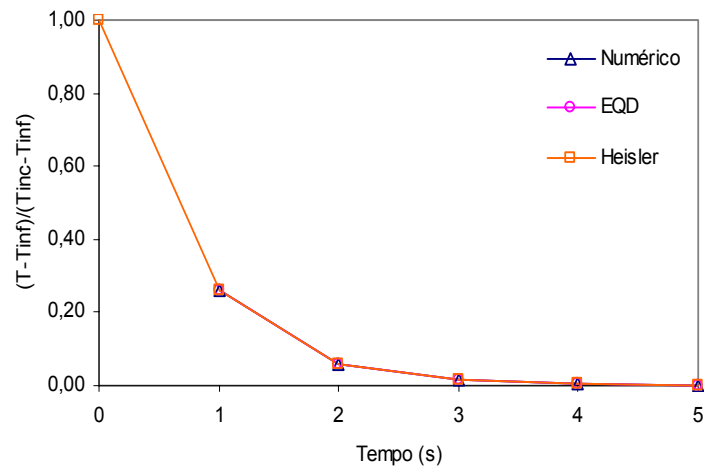


Figura 6 – Comparação entre os valores obtidos através dos volumes finitos, equação diferencial do calor e as Cartas de Heisler, para um ponto central de uma placa usando Biot igual a 1.

Usando os valores retirados do trabalho de HAMOUDA et al. ⁽¹⁷⁾, que foram definidos para um cilindro de 50mm de diâmetro e 50mm de comprimento, considerando também com o coeficiente de transferência de calor constante. A comparação entre os valores do artigo e os valores calculados por volumes finitos são vistos na figura 8.

Comparando-se os resultados calculados através dos volumes finitos com os valores experimentais retirados do trabalho de AUBURTIN et al. ⁽¹⁸⁾ para uma placa de alumínio com dimensões de 100x100x30 mm, considerando o coeficiente de transferência de calor constante, pode-se fazer uma análise dos resultados através da figura 7b.

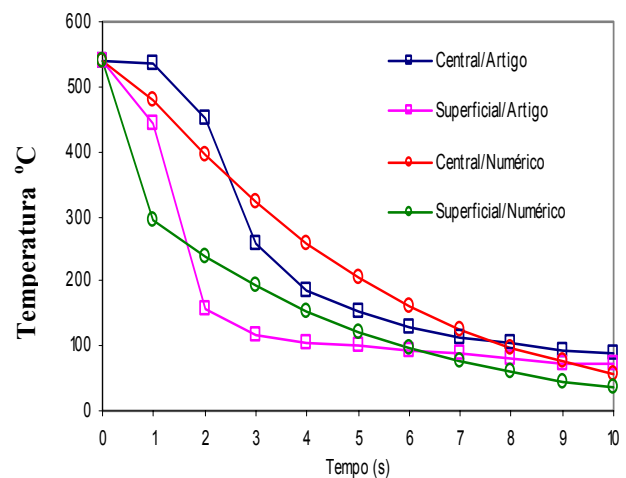
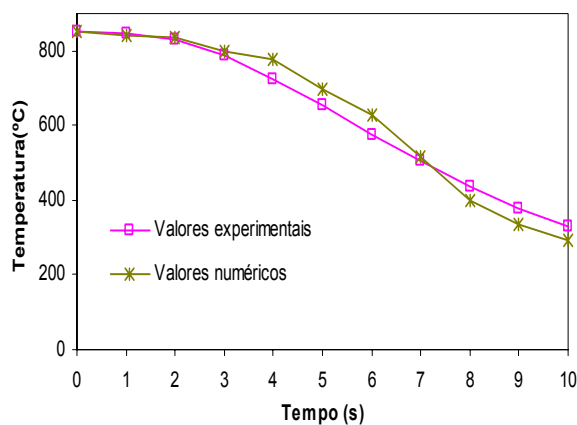


Figura 7 – a) Comparação entre os valores numéricos e experimentais para um ponto no eixo central de um corpo de prova cilíndrico de aço de diâmetro de 20 mm e 60 mm de comprimento, HEMING et al. ⁽¹⁶⁾. b) Comparação entre os valores numéricos e experimentais para um ponto central e superficial de uma placa de alumínio de dimensões 100x100x30 mm ⁽¹⁸⁾.

4. CONCLUSÕES

O programa computacional escrito em Fortran para o cálculo da distribuição de temperatura numa placa tridimensional usando o método dos volumes finitos é uma ferramenta muito poderosa, pois permite determinar de forma rápida e precisa o comportamento térmico na placa com o tempo. Os resultados por volumes finitos quando comparados com resultados obtidos por métodos analíticos, tais como o método da capacitância global e a equação diferencial do calor, apresenta-se com uma precisão muito grande. Porém, quando comparados com valores experimentais retirados

da literatura, os valores obtidos pelo método dos volumes possuem um erro maior, já que estes valores foram calculados considerando constante o coeficiente de transferência de calor na superfície quando na prática o coeficiente de transferência de calor varia consideravelmente ⁽¹⁸⁾.

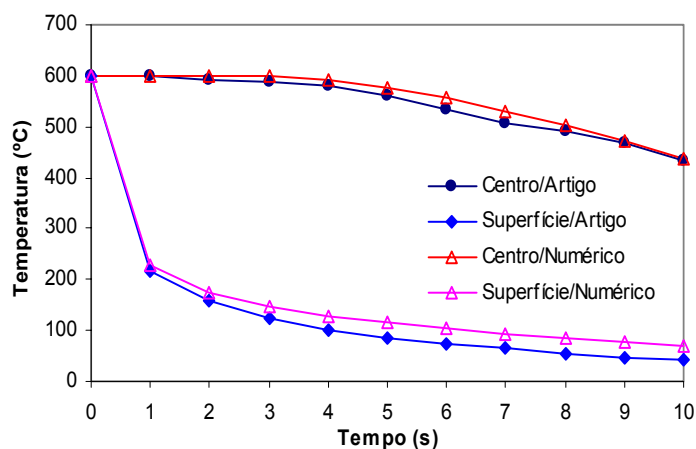


Figura 8 – Comparação entre os valores numéricos e experimentais para um ponto central e superficial de um corpo de prova cilíndrico de aço de diâmetro de 50 mm e 50 mm de comprimento. HAMOUDA et al. ⁽¹⁷⁾.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer o apoio financeiro recebido da UDESC, da SOCIESC, da FAPESC e do CNPq.

6. REFERÊNCIAS

1. CALLISTER, William D. Jr., **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. Editora: LCT. Rio de Janeiro, 2002.
2. INCROPERA, Frank P. e DEWITT, David P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Editora: LCT. Rio de Janeiro, 1998.
3. RODRIGUES, J. A. ; VILLABOIM, E.L.G. e PANDOLFELLI, V.C.. Behavior of Thermal Shock Damage in Refractory Castables Based on their Elastic Moduli and Poisson's Ratio. *Stahl und Eisen*, 2003, 46, p.100 - 103.
4. LU, T.J. e FLECK, N.A., The Thermal Shock Resistance of Solids. *Acta Materialia*, 1998, 46, p.4755 – 4768.
5. COLLIN, M. e ROWCLIFFE, D., Analysis and Prediction of Thermal Shock in Brittle Materials. *Acta Materialia*, 2000, 48, p.1655 – 1665.
6. PETTERSSON, P.; JOHNSON, M. e SHEN, Z., Parameters for Measuring the Thermal Shock of Ceramic Materials with an Indentation-Quench Method. *Journal of European Ceramic Society*, 2001, 22, p.1883 – 1889.
7. WANG, B. ; MAI, Y. and ZHANG, X., Thermal Shock Resistance of Functionally Graded Materials. *Acta Materialia*, 2004, 52, p.4961 – 1972.
9. WANG, X., Stress Intensity Factors and Weight Functions for Deep Semi-Elliptical Surface Cracks in Finite-Thickness Plates. *Fatigue Fracture Engineering Materials Structure*, 2001, 25, p.291 – 304.
10. YAPACI, H. e BASTÜRK, G., Numerical Solutions os Transient Conjugate Heat Transfer and Thermally Induced Stress distribution in a Heated and Rotating Hollow Disk. *Energy Conversion & Management*, 2005, 46, p.61 – 84.
11. HAMIDUCHE, M. ; BONAONADJA, N.; OLAGNON, C. e FANTOZZI, G., Thermal Shock Behaviour of Mullite Ceramic. *Ceramics International*, 2003, 29, p.599 – 609.

12. GÜR, C.H. e TEKKAYA, A.E., Numerical Investigation of Non-Homogeneous Plastic Deformation in Quenching Process. *Materials Science Engineering*, 2001, A319–321, p.164–169.
13. TOMBA M, A.G. e CAVALIERI, A.L., Numerical of the Thermal Shock of Alumina Disk with Different Surface Finish. *Journal of European Ceramic Society*, 2001, 21, p.1205 – 1212.
14. CHAWLA, D.S.; BHATE, S.R. e KUSHWAHA, H.S., Numerical Simulation of Crack Growth and Arrest in a Vessel under Pressure Thermal Shock. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2000, 77, p.261 - 271.
15. MALISKA, C.R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Editora: LCT, Rio de Janeiro, 2004.
16. HEMING, C.; XIEQING, H. e HONGGANG, W., Calculation of the Residual Stress of a 45 Steel Cylinder with a Non-Linear Surface Heat-Transfer Coefficient Including Phase Transformation during Quenching. *Journal of Materials Process. Techn.*, 1999, 89–90, p.339–343
17. HAMOUDA, A.M.S; SULAIMAN, S. e LAU, C.K., Finite Element Analysis on the Effect of Workpiece Geometry on the Quenching of ST50 Steel. *Journal of Materials Processing Technology*, 2001, 119, p.354 – 360.
18. AUBURTIN, P. e MORIN, N., Thermo-Mechanical Modeling of the Heat Treatment for Aluminium Cylinder Heads. *Mécanique & Industries*, 2003, 4, p.319 – 325.

NUMERICAL SIMULATION OF TRANSIENT TEMPERATURE DISTRIBUTION IN A THREE-DIMENSIONAL PLATE IN THERMAL SHOCK

Marcelo Matos Martins

Instituto Superior TUPY- IST, Sociedade Educacional de Santa Catarina – SOCIESC
Rua Albano Schmidt, 3333, 89227-700 – Joinville/SC – Brasil. email: mmartins@sociesc.com.br

José Divo Bressan

Departamento de Engenharia Mecânica - Udesc Joinville – Campus Universitário, 89.223-100 – Joinville/SC – Brasil. email: dem2jdb@joinville.udesc.br

Miguel Vaz Junior

Departamento de Engenharia Mecânica - Udesc Joinville – Campus Universitário, 89.223-100 – Joinville/SC – Brasil. email: dem2mvj@joinville.udesc.br

Abstract: Present work deal with the mathematical modeling of temperature distribution in a plate during fast cooling or thermal shock, initiating at a high initial temperature. Thermal shock is a process that frequently appears in industrial processes. The critical case of thermal shock is the cooling which produces big temperature gradient that causes traction thermal stresses leading to cracks, inutilizing the component or product. There are many practical criteria to define a material thermal shock resistance, but these criteria are specific for each industrial operation and material. Present work is concerned with the development of a computational procedure, in Fortran, to determine the transient temperature distribution in a rectangular three-dimensional plate fast cooled in water. The equations were solved numerically by the finite volume method, utilizing a energy balance for each kind of control volume, according to the boundary conditions. The solution of the obtained equations system, for each iteration time, was by the Gauss-Seidel method with over-relaxation. The generated results in the computational programme for a plate with initial temperature of 1000 °C and cooled in water at 20 °C are presented, compared and validated by the global capacitance method and the analytical method by Lu et al. The temperature distribution is in good accordance to the analytical and experimental results obtained in the literature for a aluminium plate and a steel cylinder. The temperature distributions in the plate cross section for times between zero and ten seconds and Biot of 1 and 10 are shown. The plate cooling curves for the plate surface and at the middle point are also presented.