



COBEM 81
VI CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECANICA
RIO DE JANEIRO, 15 - 18 de dezembro de 1981



TRABALHO
PAPER

N.º D-27

p.p. 265 - 274

PUC/RJ

SIMULAÇÃO DE TRANSIENTES TÉRMICOS UTILIZANDO CSMP

Ahmet Aydin Konuk

Prof. Colaborador - Depto. de Engenharia Química
 UNICAMP

Henrique Martini Paula

Pesquisador, IPEN, SP.

SUMÁRIO

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático para simulação de transientes térmicos no Circulador de Hélio (CH) do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo. O modelo baseia-se nas equações de energia aplicadas aos diversos componentes do CH. O sistema não-linear de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem e de equações algébricas não-lineares assim obtido é resolvido usando o "System/360-Continuous System Modeling Program - CSMP" da IBM. A validação do modelo foi comprovada mediante comparações com resultados experimentais.

SUMMARY

A mathematical model has been developed to simulate thermal transients for the Helium Loop of the "Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares", São Paulo. The model is based on the energy equation applied to the various components of the loop. The não-linear system of first order ordinary differential equation and algebraic equations has been solved using IBM'S "System/360-Continuous System Modeling Program- CSMP". The model has been tested satisfactorily with experimental results.

1. Introdução

O objetivo deste trabalho é desenvolver e testar um modelo para simulação de transientes térmicos no Circulador de Hélio (CH) do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN), SP., que consiste basicamente de um aquecedor elétrico, tubulações e trocadores de calor.

O modelo é obtido através do balanço de energia em estado não-estacionário, global (i.e. derivadas espaciais são evitadas), aplicado aos vários componentes de CH. O resultado é um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeiro grau e de equações algébricas, que é resolvido utilizando um programa do IBM, chamado "Continuous System Modeling Program CSMP".

As temperaturas calculadas e experimentais são comparadas para avaliar a validade do modelo.

2. Modelo Básico

O modelo consiste da equação de conservação de energia em estado não-estacionário aplicada aos trocadores de calor de carcaça e tubos e as tubulações.

Para trocadores de calor (Figura 1), usa-se as equações a seguir:

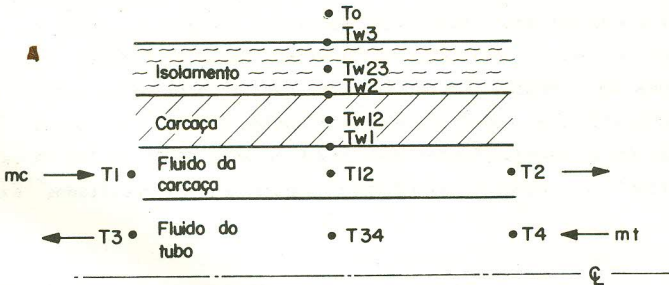


Fig. 1 Esquema de trocador de calor

$$Cv_t M_t \frac{dT_{34}}{dt} = m_t C_{p_t} (T_4 - T_3) + UA (T_{12} - T_{34}) \quad (1)$$

$$Cv_c M_t \frac{dT_{12}}{dt} = m_c C_{p_c} (T_1 - T_2) + UA (T_{34} - T_{12}) + hA_1 (T_{w1} - T_{12}) \quad (2)$$

$$C_w M_w \frac{dT_{w12}}{dt} = h (T_{12} - T_{w1}) + K_w (T_{w2} - T_{w1}) \quad (3)$$

$$C_i M_i \frac{dT_{w23}}{dt} = K_w (T_{w1} - T_{w2}) + K_i (T_{w3} - T_{w2}) \quad (4)$$

$$h_o A_o (T_{w3} - T_o) - K_i (T_{w2} - T_{w3}) = 0 \quad (5)$$

$$T_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \quad (6)$$

$$T_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (7)$$

$$T_{w12} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (8)$$

$$T_{w23} = \frac{T_{w2} + T_{w3}}{2} \quad (9)$$

Equações (1) a (5) são balanços de energia respectivamente para o fluido dos tubos, o da carcaça, parede da carcaça e o isolamento da carcaça, e para a superfície externa da isolação da carcaça. Nas equações (1) a (5), C_v , C_p , m e M são respectivamente calores específicos a volume e pressão constantes, vazão mássica e massa, todos considerados constantes; subscritos t e c se referem ao fluido do tubo e o da carcaça respectivamente. U é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido dos tubos e o fluido da carcaça. A_1 é a área interna da carcaça e h o coeficiente de transferência de calor entre o fluido da carcaça e a carcaça.

T_1 , T_2 , T_{12} e T_4 , T_3 , T_{34} são temperaturas de entrada, de saída e temperatura média do fluido da carcaça e do fluido dos tubos respectivamente. T_{w1} , T_{w2} e T_{w3} são as temperaturas das superfícies interna e externa da carcaça, da superfície externa do isolamento, e T_{12} e T_{13} as temperaturas médias da carcaça e do isolamento. C_w e C_i são calores específicos respectivamente da carcaça e do isolamento. A_o e h_o são a área superfície externa da isolação e o coeficiente da transferência de calor entre a superfície externa do isolamento e o ar ambiente, a temperatura T_o . K_w e K_i são definidos como:

$$K_w = \frac{2 k_w A_2}{D_2 \ln \frac{D_2}{D_1}} \quad (10)$$

$$K_i = \frac{2 k_i A_o}{D_o \ln \frac{D_o}{D_2}} \quad (11)$$

onde k_w e k_i são condutividades térmicas da carcaça e do isolamento, considerados constantes. D_1 , D_2 e A_2 são os diâmetros interno e externo e a área externa da carcaça, e D_o e A_o diâmetro externo e a área externa do isolamento. Nota-se que a condução axial não aparece em nenhuma das equações do modelo.

As temperaturas médias T_{12} , T_{34} , T_{w12} e T_{w23} são consideradas como médias aritméticas das temperaturas nos extremos do trocador como indicam as equações (6) a (9).

O modelo referente ao trocador de calor consiste então de um total de 9 equações, das quais 4 são equações diferenciais ordinárias de primeiro grau (eqs. (1) a (4)) e 5 equações algébricas ((5) a (9)). As nove temperaturas incógnitas são T_2 , T_3 , T_{34} , T_{12} , T_{w1} , T_{w2} , T_{w3} , T_{w12} e T_{w23} . Os parâmetros do modelo, que podem variar com o tempo são T_1 , T_4 , T_o , m_t e m_c .

Para as tubulações (Figura 2), usam-se as equações (3) a (5), (7) a (9) e (10) e (11), substituindo o fluido da carcaça e a parede da carcaça pelo fluido na tubulação e parede da tubulação. Um balanço de energia para o fluido na tubulação dá a equação a seguir, obtendo-se um sistema de 7 equações e 7 temperaturas incógnitas.

$$Cv_c M_c \frac{dT_{12}}{dt} = m_c C_{p_c} (T_1 - T_2) + h A_1 (T_{w1} - T_{12}) \quad (12)$$

Nota-se que a eq. (12) difere da (3) somente pela falta do termo $UA(T_{34} - T_{12})$, e os subscritos c, 1, 2 e 12 se referem agora ao fluido na tubulação e w refere-se a parede da tubulação.

$$C_w M_w \frac{dT_{w12}}{dt} = h (T_{12} - T_{w1}) + K_w (T_{w2} - T_{w1}) \quad (3)$$

$$C_i M_i \frac{dT_{w23}}{dt} = K_w (T_{w1} - T_{w2}) + K_i (T_{w3} - T_{w2}) \quad (4)$$

$$h_o A_o (T_{w3} - T_o) - K_i (T_{w2} - T_{w3}) = 0 \quad (5)$$

$$T_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \quad (6)$$

$$T_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (7)$$

$$T_{w12} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (8)$$

$$T_{w23} = \frac{T_{w2} + T_{w3}}{2} \quad (9)$$

Equações (1) a (5) são balanços de energia respectivamente para o fluido dos tubos, da carcaça, parede da carcaça e o isolamento da carcaça, e para a superfície externa da isolamento da carcaça. Nas equações (1) a (5), C_v , C_p , m e M são respectivamente calores específicos a volume e pressão constantes, vazão mássica e massa, todos considerados constantes; subscritos t e c se referem ao fluido do tubo e o da carcaça respectivamente. U é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido dos tubos e o fluido da carcaça. A_i é a área interna da carcaça e h o coeficiente de transferência de calor entre o fluido da carcaça e a carcaça.

T_1 , T_2 , T_{12} e T_4 , T_3 , T_{34} são temperaturas de entrada, de saída e temperatura média do fluido da carcaça e do fluido dos tubos respectivamente. T_{w1} , T_{w2} e T_{w3} são as temperaturas das superfícies interna e externa da carcaça, da superfície externa do isolamento, e T_{12} e T_{13} as temperaturas médias da carcaça e do isolamento. C_w e C_i são calores específicos respectivamente da carcaça e do isolamento. A_o e h_o são a área da superfície externa da isolamento e o coeficiente da transferência de calor entre a superfície externa do isolamento e o ar ambiente, a temperatura T_o . K_w e K_i são definidos como:

$$K_w = \frac{2 k_w A_2}{D_2 \ln \frac{D_2}{D_1}} \quad (10)$$

$$K_i = \frac{2 k_i A_o}{D_o \ln \frac{D_o}{D_2}} \quad (11)$$

onde k_w e k_i são condutividades térmicas da carcaça e do isolamento, considerados constantes. D_1 , D_2 e A_2 são os diâmetros interno e externo e a área externa da carcaça, e D_o e A_o diâmetro externo e a área externa do isolamento. Nota-se que a condução axial não aparece em nenhuma das equações do modelo.

As temperaturas médias T_{12} , T_{34} , T_{w12} e T_{w23} são consideradas como médias aritméticas das temperaturas nos extremos do trocador como indicam as equações (6) a (9).

O modelo referente ao trocador de calor consiste então de um total de 9 equações, das quais 4 são equações diferenciais ordinárias de primeiro grau (eqs. (1) a (4)) e 5 equações algébricas ((5) a (9)). As nove temperaturas incógnitas são T_2 , T_3 , T_{34} , T_{12} , T_{w1} , T_{w2} , T_{w3} , T_{w12} e T_{w23} . Os parâmetros do modelo, que podem variar com o tempo são T_1 , T_4 , T_o , m_t e m_c .

Para as tubulações (Figura 2), usam-se as equações (3) a (5), (7) a (9) e (10) e (11), substituindo o fluido da carcaça e a parede da carcaça pelo fluido na tubulação e parede da tubulação. Um balanço de energia para o fluido na tubulação da a equação a seguir, obtendo-se um sistema de 7 equações e 7 temperaturas incógnitas.

$$Cv_c M_c \frac{T_{12}}{dt} = m_c Cp_c (T_1 - T_2) + h A_1 (T_{w1} - T_{12}) \quad (12)$$

Nota-se que a eq. (12) difere da (3) somente pela falta do termo $UA(T_{34} - T_{12})$, e os subscritos c, 1, 2 e 12 se referem agora ao fluido na tubulação e w refere-se a parede da tubulação.

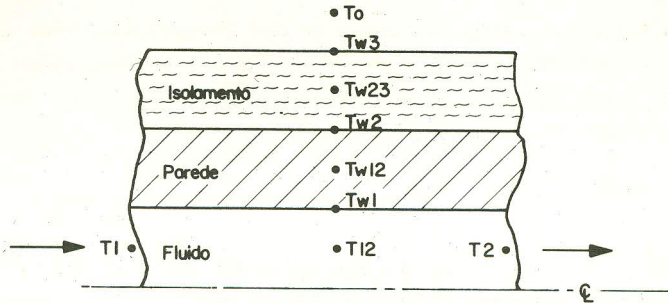


Fig. 2 Esquema de tubulação

Nas junções das tubulações (Figura 3), é aplicado um balanço de energia em estado estacionário, dando:

$$C_{p1} m_1 T_1 = C_{p2} m_2 T_2 + C_{p3} m_3 T_3 \quad (13)$$

onde os subscritos 1, 2 e 3 são definidos na Figura 3.

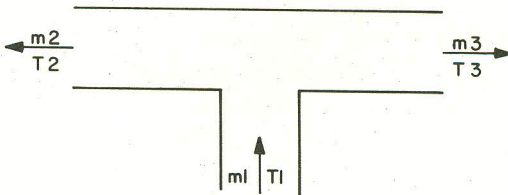


Fig. 3 Esquema de junção

3. Método de resolução

As equações apresentadas, aplicadas aos trocadores de calor, às tubulações e às junções do circuito que está sendo modelado constituem um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeiro grau com valores iniciais e de equações algébricas, que são lineares quando os coeficientes das temperaturas são constantes, e não lineares, quando eles dependem da temperatura. Foi escolhido o "S/360 Continuous System Modeling Program CSMP" da IBM para solução numérica das equações. CSMP resolve sistemas de equações diferenciais ordinárias de primeiro grau com valores iniciais, lineares ou não-lineares, e permite também, que se incluam equações algébricas, lineares ou não-lineares.

Os métodos de integração usados no CSMP (Runge-Kutta, Adam, Simpson, Euler) estão sujeitos à limitação do maior passo de integração Δt , denominado passo crítico Δt_c , para fornecerem soluções estáveis. Para um sistema linear de n equações, dado por:

$$\frac{dX}{dt} = AX + b \quad (14)$$

onde X é o vetor das incógnitas, A a matriz dos coeficientes, ($n \times n$), e b o vetor do lado direito, pode mostrar-se que o método de Euler (retangular) e Runge-Kutta requerem $\Delta t_c = \frac{2}{\rho(A)}$ e $\Delta t_c = \frac{3}{\rho(A)}$ respectivamente, onde $\rho(A)$ é o raio espectral da matriz A . Como o cálculo exato de $\rho(A)$ é muito trabalhoso, considera-se neste trabalho como boa aproximação para tal a seguinte expressão:

$$\rho(A) \approx \max |a_{ii}|, \quad i = 1, n \quad (15)$$

onde $\max |a_{ii}|$ é o maior elemento diagonal em módulo da matriz A .

Valores pequenos de Δt_c em relação a duração do transiente significa que um número grande de passos de integração tem que ser utilizado. Para evitar este inconveniente, as equações diferenciais com elemento diagonal pequeno podem ser transformadas em equações algébricas, desprezando o termo de acumulação. Por exemplo, se $|a_{ii}|$ varia de $.01$ a 10 S^{-1} , para um transiente de 1000 segundos, o sistema original terá $\Delta t_c \approx .2$ segundo, requerendo um mínimo de 5000 passos de integração. Desprezando as derivadas temporais nas equações com $|a_{ii}| > 0.1$, necessita-se somente de um Δt_c de 20 segundos e 50 passos de integração (utilizando o método de Euler).

Este procedimento foi utilizado na simulação do circulador de hélio, como é discutido no próximo ítem.

4. Aplicação ao Circulador de Hélio do IPEN

Descrição do Circulador

O circulador do hélio (CH) instalado no IPEN tem por objetivo ensaiar os vários componentes em desenvolvimento dos reatores nucleares de alta temperatura, arrefecidos com hélio (HTGR). Recentemente tem sido utilizado para ensaios de isolamento térmico dos dutos de gás quente dos HTGR'S.

As partes principais do CH e suas interligações estão esquematizadas na Figura 4.

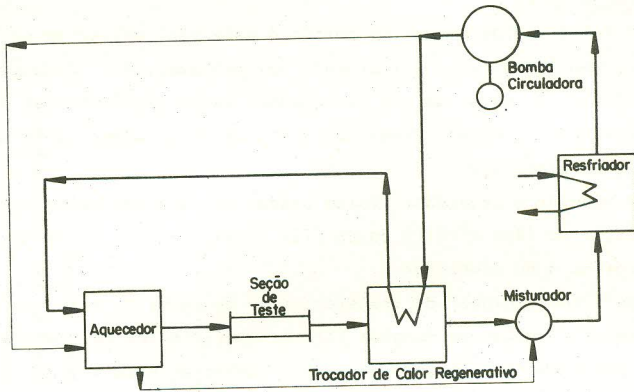


Fig. 4 Esquema do circulator de Hélio

O aquecedor consiste de blocos de cerâmica refratária com 402 canais verticais contendo fitas aquecedoras. O conjunto cerâmica-aquecedores fica dentro de um recipiente revestido de isolamento térmico, que por sua vez está dentro de um vaso de pressão. Na saída da bomba circuladora, o gás é dividido em duas partes. Uma segue em direção ao aquecedor e circula no espaço anular entre o recipiente interno e o vaso de pressão externa, protegendo assim a parede do vaso das altas temperaturas. A segunda parte segue para o trocador de calor regenerativo (TCR) onde recebe um pré-aquecimento. Esse trocador é do tipo carcaça e tubos, com chicanas tipo disco-anel, operando em contra-corrente. Do TCR tal fluido é conduzido ao aquecedor onde se efetua o aquecimento final do gás durante sua passagem nos canais dos blocos de cerâmica. Depois do aquecedor, essa parcela do fluido percorre a seção de teste, que consiste de uma tubulação com isolamento interno, e retorna ao TCR onde é resfriado cedendo sua energia para o pré-aquecimento citado anteriormente. Em seguida, os dois fluxos descritos encontram-se no misturador. Do misturador, o gás passa pelo resfriador que é tipo carcaça-tubo em U com chicanas segmentais, no qual é novamente parcelado em dois, pela ação de um "by-pass" interno. Uma das parcelas entra nos tubos em U onde cede energia para a água de arrefecimento, enquanto que outra passa diretamente pelo by-pass. Em seguida, unem-se, e deixam o resfriador em direção a bomba circuladora.

O modelo do CH

O CH foi dividido em várias partes e para elas aplicaram-se as equações do modelo básico anteriormente apresentadas. As equações diferenciais com Δt_c menos do que 10 segundos foram transformadas em equações algébricas e o modelo final consistiu de 15 equações diferenciais e 51 equações algébricas.

Para modelar o aquecedor, foram usadas as equações válidas para as tubulações, e no lado direito da eq.(12) acrescentou-se um termo referente a potência do aquecedor.

O coeficiente global de transferência de calor U , foi calculada utilizando-se o método de Donohue (2). Os coeficientes de transferência de calor por convecção forçada, h , e por convecção natural, h_o , foram calculados através de correlações conhecidas.

Os valores da potência do aquecedor, vazões de hélio e a vazão da água de arrefecimento são tabelados em função do tempo.

Resultados

A seguir são apresentados resultados típicos da simulação de uma operação de 12 horas e 30 minutos. Para essa simulação foi utilizado, por ser mais econômico o método retangular, com $\Delta t = 9$ segundos.

Os testes mostraram que para passos de integração iguais ou menores que 1 segundo o erro numérico é desprezível e que tal erro para passo de integração igual a 9 segundos é de no máximo 10% durante a primeira meia hora de operação, diminuindo rapidamente a medida que as temperaturas vão aumentando.

A Figura 5 mostra os valores experimentais e os calculados da temperatura à saída do aquecedor (entrada da seção de teste) e as variações com tempo da potência do aquecedor, vazão total de hélio e vazão da água de arrefecimento. Os valores calculados estão cerca de 5 a 30% abaixo dos valores experimentais. Essa faixa de erro pode ser considerada pequena, visto as simplificações do modelo e as incertezas nos valores numéricos de alguns parâmetros, como por exemplo, calor específico dos blocos de cerâmica do aquecedor, que foi estimado em comparação com os valores de cerâmicas parecidas.

5. Conclusões

O modelo de trocadores de calor e tubulações, consistindo basicamente de balanços de energia globais para estado não-estacionário, foi aplicado ao circulador do hélio do IPEN, resultando num sistema de equa

- Temperaturas calculadas
- o o o o Temperaturas experimentais
- - - Potência do aquecedor
- Vazão de água de resfriamento
- Vazão de hélio

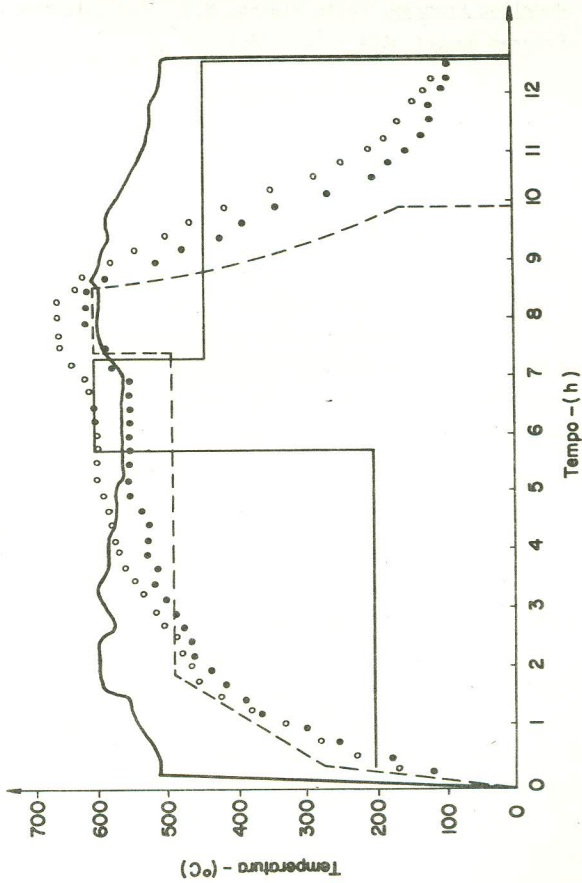


Fig. 5 Os resultados

ções diferenciais ordinárias de primeira ordem e de equações algébricas. Visando a uma redução do tempo total de processamento e em consequência, os custos, algumas equações diferenciais foram transformadas em equações algébricas e o sistema resultante foi resolvido utilizando CSMP. Os resultados numéricos e experimentais concordaram satisfatoriamente.

REFERÊNCIAS

- {1} Donohue, D.A., "Heat transfer and pressure drop in heat exchangers", Ind. Engng. Chem. Vol. 41 (1949), pp. 1357-1362.
- {2} International Business Machines - IBM. System/360 Continuous System Modeling Program. White Plains, N.Y., sem data (User's Manual).
Program Number 360A - (x - 16x).