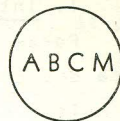


ANAIS

PROCEEDINGS



COBEM 79
V CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECANICA



CAMPINAS, 12-13-14 e 15

DEZEMBRO 1979

TRABALHO DE PESQUISA
 RESEARCH PAPER

N.º D-21

P.P. 301 - 310

DINÂMICA E CONTROLE DE UM GERADOR DE VAPOR TIPO "PASSO ÚNICO"

Arivaldo Vicente Gomes
 Pesquisador, IPEN
 USP - São Paulo - SP - Brasil

Ahmet Aydin Konuk
 Prof. Colaborador - Depto Eng. Química
 UNICAMP - Campinas - SP - Brasil

SUMÁRIO

Apresenta-se um modelo, não linear com parâmetros distribuídos, aplicado na dinâmica e controle de um trocador de calor em contra-corrente, projetado como gerador de vapor para uma central nuclear reprodutora. Um método implícito e convergente foi desenvolvido para resolver simultaneamente as equações de conservação de massa, momentum e energia. O modelo aplicável a trocadores de calor em geral, foi utilizado especificamente para estudar o comportamento de um gerador de vapor em contra-corrente, com relação a sua capacidade de seguir cargas e estabilidade de pressão e temperatura.

SUMMARY

This paper presents a non linear distributed parameter model for the dynamics and feedback control of a large countercurrent heat exchanger used as a once-through steam generator for a breeder reactor power plant. A convergent, implicit method has been developed to solve simultaneously the equations of conservation of mass, momentum and energy. The model, applicable to heat exchanger systems in general, has been used specifically to study the performance of a once-through steam generator with respect to its load following ability and stability of throttle steam temperature and pressure.

1. Introdução

Foram desenvolvidos recentemente vários modelos de dinâmica dos geradores de vapor tipo passo único, que são usados em muitas usinas nucleares. Esses modelos resolvem as equações de conservação de massa, momentum e energia unidimensionais para o fluido do circuito primário, onde escoa o refrigerante do reator, e para a água de alimentação do circuito secundário, que vai para a turbina.

As equações de conservação resultam num sistema de equações diferenciais parciais não lineares, com derivadas espaciais e temporais. Para facilitar a solução das equações, foram feitos modelos linearizados, limitados a transientes de baixa amplitude em torno do estado estacionário original. O sistema não linear, que possibilita a análise de transientes normais de operação ou induzidos por eventuais acidentes, é resolvido pelo método das diferenças finitas que resulta num modelo não linear de parâmetros distribuídos.

Na solução, usaram-se os métodos denominados "implícito contínuo Euleriano" (ICE) e "avançado, contínuo, Euleriano" (ACE). No método ICE [1], as equações de massa e de momentum são resolvidas implicitamente, sendo acopladas com uma equação de estado que relaciona a pressão com a densidade, enquanto a equação da energia é resolvida explicitamente. No método ACE [2], as equações de massa e energia são acopladas através de uma equação de estado aproximada e resolvidas implicitamente, enquanto a equação de momentum é resolvida explicitamente. Portanto, o método ICE despreza a expansão térmica do fluido, e o ACE a compressibilidade do fluido. Foi desenvolvido recentemente um método ICE modificado [3] onde a equação de massa e momentum acopladas, e massa e energia acopladas são resolvidas alternadamente, para levar em consideração a compressibilidade e a expansão térmica do fluido.

O objetivo deste trabalho é resolver as equações de massa, momentum e energia implicitamente, acoplando-as através de uma equação de estado que relaciona a densidade com a pressão e entalpia, para levar em consideração a compressibilidade e a expansão térmica do fluido, ambas importantes na simulação de geradores de vapor. A formulação implícita utilizada é incondicionalmente convergente, contrastando com as demais

que são sujeitas à limitações do incremento temporal Δt para convergir.

O método permite a simulação de trocadores de calor em geral, tendo sido aplicado na dinâmica e controle de um gerador de vapor projetado para uma usina reprodutora a sal fundido (MSBR). Ele consiste de uma carcaça cilíndrica de 18" de diâmetro e 68" de comprimento, e 350 tubos de .5" de diâmetro. O calor é transferido ao vapor em estado supercrítico escoando nos tubos do sal fundido fluindo em contra-corrente na carcaça. Esses dados são de [4], onde o gerador é simulado utilizando um modelo linearizado. O trabalho completo se encontra na [5].

2. Modelo Matemático e Método de Solução

Na modelagem desprezam-se os efeitos do fluxo cruzado no secundário e supõem-se distribuições uniformes de propriedades na direção radial. Assim, o gerador de vapor pode ser representado por dois cilindros retos concêntricos, com vapor fluindo no tubo interno e sal fundido no espaço anular, sendo a razão das áreas escoamento igual a do gerador de vapor (Figura 1).

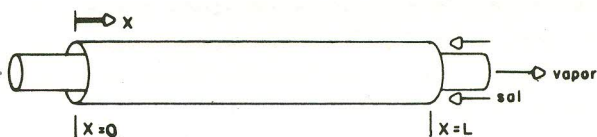


Figura 1 - O modelo físico

O modelo matemático do gerador é constituído pelas equações de conservação de massa, de momentum e de energia para o vapor, pela equação da conservação da energia para o sal, e pelas equações do estado, dados respectivamente por:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \frac{\partial p}{\partial t} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{2f}{D} u |u| = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{K U}{\rho} (\theta - T) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + V \frac{\partial \theta}{\partial t} - \frac{K_1 U}{\rho_1 C_{p1}} (T - \theta) = 0 \quad (4)$$

$$\rho = \rho(p, h) \quad (5)$$

$$T = T(p, h) \quad (6)$$

Nas equações (1) a (6), t é o tempo, x é a variável espacial, positiva e na direção do fluxo da vapor. As variáveis dependentes p, u, h, T, ρ e θ são respectivamente pressão, velocidade, entalpia específica, temperatura, densidade do vapor e temperatura do sal. Ainda mais, U é o coeficiente global de transferência de calor, baseado na área externa dos tubos, f é o coeficiente de atrito de Fanning, D é o diâmetro externo dos tubos, e K e K_1 são as relações entre o perímetro externo dos tubos e as áreas de passagem respectivas para o vapor e o sal. V , C_{p1} e ρ_1 são respectivamente a velocidade, calor específico e a densidade do sal.

Os dois primeiros termos da equação (1) correspondem ao termo $(\partial p / \partial t)$, e as equações (5) e (6) representam as tabelas de vapor. Para o sal, as variações de densidade e velocidade podem ser desprezadas, considerando-se assim somente a equação da energia.

As condições de contorno utilizadas são:

$$p(0, t) = p^0(t) \quad (7)$$

$$h(0, t) = h^0(t) \quad (8)$$

$$u(L, t) = \frac{u_0 \rho_0}{\rho_0} a_T^2(t) \frac{p(L, t)}{p(L, t)} \quad (9)$$

$$\theta(L,t) = \theta^L(t) \quad (10)$$

onde $p^0(t)$, $h^0(t)$ e $\theta^L(t)$ são os valores impostos respectivamente para a pressão da bomba de alimentação do vapor $p(0,t)$, entalpia de entrada do vapor $h(0,t)$, e temperatura de entrada do sal $\theta(L,t)$. A equação (9) relaciona a velocidade de saída do vapor $u(L,t)$ com a pressão $p(L,t)$ e a densidade na saída do gerador $\rho(L,t)$, e a área normalizada válvula $a_T(t)$ [5]. Os valores de saída de u , ρ e p para operação em plena carga são denotados por u_0 , ρ_0 , p_0 .

As equações (1) a (10) descrevem o comportamento dinâmico do gerador funcionando como circuito aberto. Para possibilitar ao gerador seguir variações de demanda de carga $H(t)$ mantendo constantes a temperatura $T(L,t)$ e a pressão $p(L,t)$ do vapor na saída do gerador, manipulou-se respectivamente $a_T(t)$, $\theta(L,t)$ e $p(0,t)$. As equações de contorno (7) e (10) são substituídas pelas equações de controle abaixo:

$$\frac{dp(0,t)}{dt} + \tau_B \frac{d^2 p(0,t)}{dt^2} = K_{cp} \left[- \frac{dp(L,t)}{dt} - \tau_D \frac{d^2 p(L,t)}{dt^2} + \frac{1}{\tau_I} (P_r - p(L,t)) \right] \quad (11)$$

$$\frac{d\theta(L,t)}{dt} + \tau_T \frac{d^2 \theta(L,t)}{dt^2} = K_{cT} (T_r - T(L,t)) \quad (12)$$

e $a_T(t)$ que aparece na equação (9) é dado por:

$$\frac{da_T(L,t)}{dt} + \tau_a \frac{d^2 a_T(L,t)}{dt^2} = K_{ca} (H_r(t) - H(t)) \quad (13)$$

onde K_{cp} , K_{cT} e K_{ca} são os ganhos dos elementos de controle; τ_B , τ_T e τ_a são as constantes de tempo respectivas, e P_r , T_r e $H_r(t)$ as referências para a pressão e temperatura do vapor na saída do gerador e demanda de carga respectivamente.

Os termos à esquerda das equações (11) a (13) representam as inércias dos elementos de controle e os termos à

direita controladores proporcional integral e derivativo (PID) para a equação (11), e integral para as restantes. As equações (11) a (13) são obtidas as equações de controle em relação ao tempo, para eliminar os termos de integração.

As equações (1) a (10) para o circuito aberto de (1) a (6), (8), (9) e (11) a (13) para o circuito realimentados são resolvidas simultaneamente por diferenças finitas. As derivadas espaciais para o vapor são formuladas progressivamente e para o sal regressivamente. O posicionamento das variáveis é definido na Figura 2.

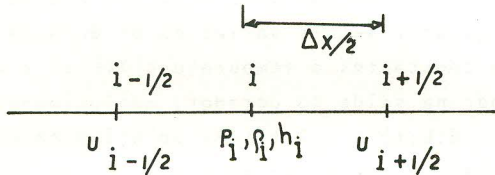


Figura 2 - Posicionamento das variáveis

As equações de conservação são dadas por:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial h}\right)_i^{k+\alpha} \frac{h_i^{k+1} - h_i^k}{\Delta t} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_i^{k+\alpha} \frac{p_i^{k+1} - p_i^k}{\Delta t} +$$

$$\frac{\rho_{i+1}^{k+\alpha} u_{i+1/2}^{k+1} - \rho_i^{k+\alpha} u_{i-1/2}^{k+1}}{\Delta x} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{u_{i+1/2}^{k+1} - u_{i+1/2}^k}{\Delta t} + \frac{1}{\rho_i^{k+\alpha}} \frac{p_{i+1}^{k+1} - p_i^{k+1}}{\Delta x} + u_{i+1/2}^{k+\alpha} = 0$$

$$\frac{u_{i+1/2}^{k+1} - u_{i-1/2}^{k+1}}{\Delta x} + \frac{2f^{k+\alpha}}{D_h} u_{i+1/2}^{k+1} |u|_{i+1/2}^{k+\alpha} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{h_i^{k+1} - h_i^k}{\Delta t} + \frac{u_{i+1/2}^{k+\alpha} + u_{i-1/2}^{k+\alpha}}{2} \frac{h_i^{k+1} - h_{i-1}^{k+1}}{\Delta x} - \frac{K_i U_i^{k+\alpha}}{\rho_i^{k+\alpha}} (\theta_i^{k+1} - T_i^{k+\alpha}) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\theta_i^{k+1} - \theta_i^k}{\Delta t} + V \frac{\theta_{i+1}^{k+1} - \theta_i^{k+1}}{\Delta x} - \frac{K_i U_i^{k+\alpha}}{\rho_i c_{p1} D_{h1}} (T_i^{k+\alpha} - \theta_i^{k+1}) = 0 \quad (17)$$

Nas equações (14) a (17), Δt e Δx são respectivamente os incrementos temporal e espacial, k é o índice temporal, e i é o índice espacial, variando de 1 a m , onde m é o número de divisões axiais. A constante α tem valor numérico 0 ou 1.

Para $\alpha=0$, as equações (14) a (17), e as equações de condições de controle, formam um sistema de equações algébricas lineares onde as incógnitas são $u_{i-1/2}^{k+1}$, p_i^{k+1} , h_i^{k+1} e θ_i^{k+1} . Esse sistema é resolvido utilizando uma subrotina de eliminação de Gauss, por técnicas de matrizes esparsas.

Para $\alpha=1$, tem-se uma formulação completamente implícita. Neste caso, o sistema a ser resolvido é não linear. A solução do sistema não linear é obtida através de soluções sucessivas do sistema linearizado. As iterações são iniciadas fazendo $\alpha=0$, e são continuadas calculando os termos com o índice $k+\alpha$ utilizando a solução da iteração anterior.

A formulação com $\alpha=1$, que é estável para qualquer valor de Δt , é também usada fazendo $\Delta t=10^6$, para simular o gerador de vapor em estado estacionário. Ainda não terminaram os testes de estabilidade para $\alpha=0$. Essa opção é sem dúvida preferível pois evita a solução do sistema não linear.

3. Resultados

Os resultados são apresentados nas Figuras 3 e 4. Em todos os casos, foram usadas as correlações dadas na referência [4] no cálculo de U .

As variações ao longo do gerador, no estado estacionário e a plena carga, das temperaturas do sal $\theta(x)$ e do vapor $T(x)$, (Figura 3-a), e da velocidade $u(x)$ e da pressão $p(x)$ do vapor (Figura 3-b), são comparadas com resultados gráficos da referência [4].

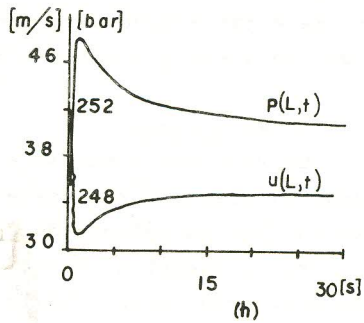
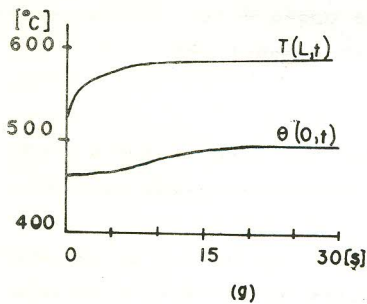
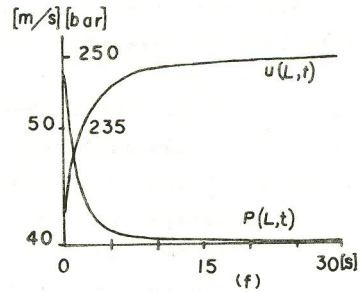
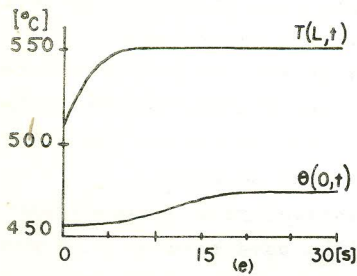
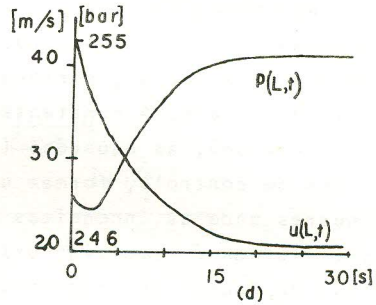
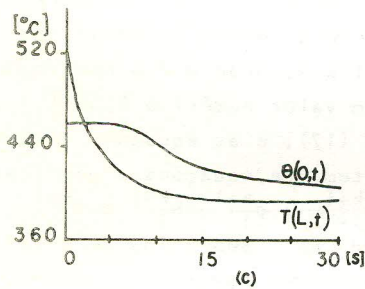
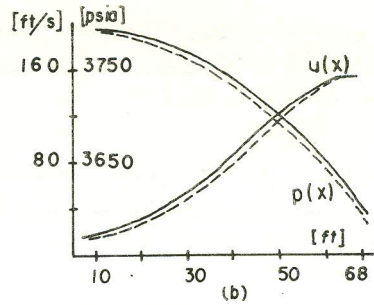
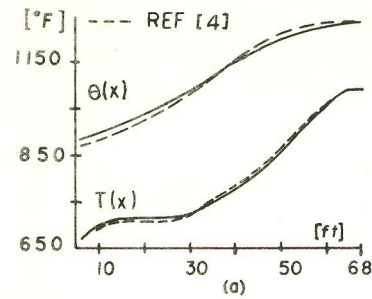


Figura 3 - Resultados sem controle

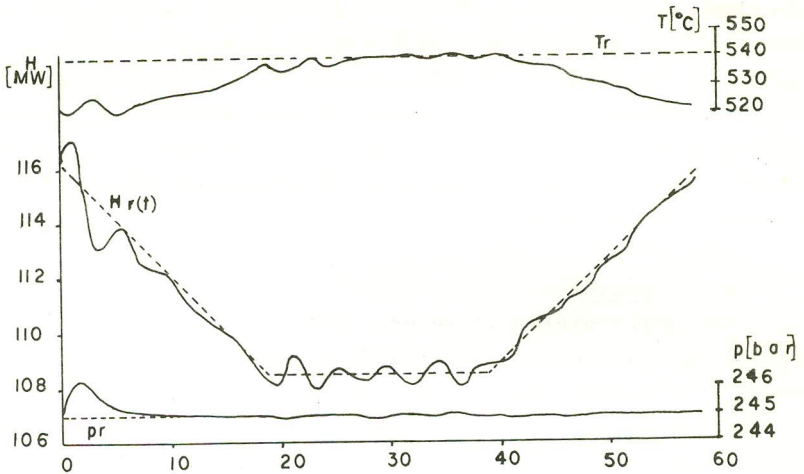


Figura 4 - Resultados com controle

Dez divisões axiais foram suficientes para obter uma boa concordância entre os dois modelos.

Para testar a estabilidade do método completamente implícito ($\alpha=1$), foram simuladas transientes induzidos por excitações do tipo degrau, a partir do estado estacionário em plena carga. As Figuras 3-c e 3-h representam as variações temporais, na saída do gerador, da temperatura do sal $\theta(0,t)$, e da temperatura $T(L,t)$, pressão $p(L,t)$, e velocidade $u(L,t)$ do vapor para as seguintes variações: temperatura de entrada do sal, de 621°C para 500 °C (Figuras 3-c e 3-d); pressão da bomba de alimentação, de 262 bar para 230 bar, (Fig.3-d e 3-f) e a área normalizada da válvula, de 1.0 para .8 (Fig.3-g e 3-h). Os resultados foram obtidos usando 20 divisões axiais e um Δt de .5 segundos. Foram necessárias aproximadamente 3 iterações na solução do sistema não linear para uma convergência das incógnitas dentro de $\pm 2\%$.

Todos os transientes resultam em bruscas variações de pressão e de temperatura, e ilustram a estabilidade do método em condições onde a compressibilidade e a expansão térmica do fluido são ambas importantes.

A Figura 4 ilustra a simulação do controle de gerador

de vapor visando o seguimento de demanda da carga $H_p(t)$, mantendo $T(L,t)$ e $p(L,t)$ nas referências respectivas T_r e p_r . $H_r(t)$ cai linearmente de 20%/min. de 0 a 20 segundos, permanece constante de 20 a 40 segundos, e sobe de 20%/min. de 40 a 60 segundos. A simulação, feita com 10 divisões axiais e um Δt de 1 segundo, mostra que o método é estável durante as variações rápidas de $H_r(t)$.

4. Conclusões

Foi desenvolvido um método numérico implícito para resolver as equações de conservação de massa, de momentum e de energia unidimensionais, acopladas através de uma equação de estado que relaciona a densidade com a pressão e a entalpia. O método forneceu soluções estáveis em condições onde a compressibilidade e a expansão térmica do fluido são ambas importantes.

Bibliografia

- [1] Harlow, F.H. e Amsden, A.A., A Numerical Fluid Dynamics Calculation Method for All Flow Speeds, J.Comp. Phys., Vol. 8, pp. 197-213 (1971).
- [2] Stewart, C.W. e Rowe, D.S., Advanced Continous Fluid Eularian Computation Scheme for Flows with Large Density Gradients, Trans.Am.Nucl.Soc., Vol.24, pp.178 (1976).
- [3] Crump, M.W. e Lee, J.C., Nonlinear Transient Modeling of Once-Through Steam Generators, 3rd Power Plant Dynamics, Control & Test. Symp., Knoxville, Tenn. Sept.7-9(1977).
- [4] Kirsch, L.K. e Sanathanan, C.K., Feedback Control of a Large Steam Generator, Nucl.Eng.Des., vol.42, pp. 431-446 (1977).
- [5] Gomes, A.V., Modelo Não Linear para Dinâmica e Controle de um Gerador de Vapor, Tese de Mestrado, IPEN (1979).