



INIS-mf - 7635

BR8206487

139

| | | |
|---|---|---|
| ANAIS | | PROCEEDINGS |
|  | COBEM 81 VI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA RIO DE JANEIRO, 15 - 18 de dezembro de 1981 |  |
| TRABALHO PAPER | N.º D-15 | P.P. 139 - 148 PUC/RJ |

TENSÕES TÉRMICAS NO VASO DE PRESSÃO DE UM REATOR TIPO PWR

Wageeh Sidrak Bassel

Centro de Engenharia Nuclear
Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares-São Paulo

José Antonio Diaz Dieguez

Centro de Engenharia Nuclear
Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares-São Paulo

Desenvolveu-se SUMÁRIO

~~Foi desenvolvido~~ um método para cálculo das tensões térmicas na parte cilíndrica do vaso de pressão de um reator tipo PWR. As tensões térmicas analisadas são aquelas causadas pelo gradiente de temperatura radial, durante a operação do Sistema de Resfriamento de Emergência ou durante o resfriamento da usina nuclear. A distribuição de tensões foi obtida usando o conceito de deformação plana para cilindro oco. Dos seis casos de choque térmico analisados, concluiu-se que a condição limite para o máximo decréscimo na temperatura de resfriamento que não causa deformação plástica é 210 °F. (autor)

SUMMARY

A method for calculating the thermal stresses in the cylindrical part of a PWR pressure vessel was developed. The thermal stresses studied were created by radial temperature gradient during Emergency Core Cooling System operation or during plant cooling down. The stress distribution was obtained by using the concept of plain strain for hollow cylinder. The limiting condition for maximum sudden decrease in temperature which should not cause plastic collapse on the pressure vessel was concluded to be 210 °F. (author).

1. Introdução

O vaso de pressão de um reator nuclear tipo PWR é projetado para suportar às mais rigorosas condições. Além de resistir a altas pressões e temperaturas (para o reator nuclear Angra I, a pressão e temperatura de projeto são, respectivamente, 175 ata e 343 °C), o vaso de pressão sofre o bombardeamento de nêutrons e a ação da radiação γ . Devido à ação dos nêutrons rápidos, o material do vaso tem diminuída a sua utilidade [5]. A absorção de raios γ ocasiona a geração de calor em toda a espessura do vaso de pressão [3].

A parede do vaso de pressão é isolada termicamente no lado externo e é resfriada, pela água do circuito primário, no lado interno. Consequentemente, quando a temperatura do refrigerante é bruscamente diminuída, devido à entrada em funcionamento do Sistema de Resfriamento de Emergência [6] (por exemplo, decorrente de um LOCA - "Loss of Coolant Accident"), ou quando a potência do reator é alterada, levando à variação do fluxo de raios γ , o vaso de pressão é submetido a um choque térmico, gerando, assim, tensões térmicas.

O Código ASME-Seção III - Vasos Nucleares [1] determina que, para o vaso de pressão de um reator nuclear, as tensões térmicas, causadas por gradientes térmicos, sejam cuidadosamente calculadas e interpretadas, para garantir a integridade do vaso sob as condições mais adversas.

O objetivo deste trabalho é estabelecer um método de cálculo e de análise de tensões térmicas em um vaso de pressão de um reator tipo PWR. Para isso, foram calculadas as tensões térmicas decorrentes de choques térmicos causados por : 1) atuação do Sistema de Resfriamento de Emergência e 2) Resfriamento normal da usina.

2. Distribuição de temperatura na parede do vaso de pressão

A distribuição de temperatura na parede do vaso de pressão foi determinada por muitos pesquisadores. Thomas e Coppari [4] e Eberwein [2] desenvolveram, independentemente, expressões analíticas para calcular a distribuição transiente de temperatura no vaso de pressão, nos casos em que a temperatura do fluido refrigerante cai de repente. Neste trabalho, foi desenvolvido um método de cálculo de distribuição de temperatura que permite variar, com o tempo, a temperatura do refrigerante do circuito primário (importante no caso de resfriamento do reator nuclear).

A equação de condução de calor ao longo da espessura do vaso de pressão é dada por,

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{q_0''''}{k} e^{-\mu x} = \frac{1}{a_\alpha} \frac{\partial t}{\partial \theta} \quad (1)$$

onde, t é a temperatura, x é a coordenada ao longo da espessura do vaso ($x=0$, superfície interna; $x=h$, superfície externa), q_0'''' é o calor gerado na superfície interna devido à absorção dos raios γ , μ o coeficiente de absorção dos raios γ , k é a condutividade térmica do material do vaso, a_α é a difusividade térmica do material do vaso e θ é o tempo.

2.1. Distribuição de temperatura para caso estacionário

Para a solução da equação (1) no caso estacionário, são utilizadas as seguintes condições de contorno:

a) na superfície externa:

$$\left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=h} = 0 \quad (2)$$

b) a temperatura na superfície interna do vaso de pressão, t_1 , pode ser estimada pelo fato de que o calor na parede do vaso é transferido por convecção para a água de resfriamento, assim,

$$h_f (t_1 - t_f) = \frac{q_0''''}{\mu} (1 - e^{-\mu h}) \quad (3)$$

onde, h_f é o coeficiente de convecção de calor, t_f é a temperatura do refrigerante e h a espessura do vaso. Integrando a equação (1), utilizando a condição de caso estacionário $\frac{\partial t}{\partial \theta} = 0$ e as condições de contorno (2) e (3), obtêm-se a seguinte distribuição de temperatura ao longo da espessura do vaso:

$$t = t_f + \frac{q_0''''}{\mu^2 k} (1 - e^{-\mu k}) + \frac{q_0''''}{\mu h_f} (1 - e^{-\mu h}) - \frac{q_0''''}{\mu k} e^{-\mu x} \quad (4)$$

2.2. Distribuição de temperatura para o caso transiente

Dividindo a parede do vaso de pressão em i pontos, espaçados de Δx , e aplicando o método das diferenças finitas à equação (1), obtêm-se, para o instante $\theta + \Delta \theta$ a seguinte distribuição de temperatura na parede do vaso de pressão:

$$t_1^{\theta + \Delta \theta} = (1 - 2F_0) t_1^\theta + F_0 (t_{i-1}^\theta + t_{i+1}^\theta) + \frac{q_0'''' \Delta \theta}{\rho c} e^{-\mu x} \quad (5)$$

onde, t_1 é a temperatura no ponto i da parede do vaso, F_0 é o número de Fourier, dado por $\frac{a_0 \cdot \Delta\theta}{\Delta x^2}$, ρ e c são densidade e calor específico do material, e $\Delta\theta$ é o incremento de tempo. As condições de contorno para a solução da equação (5), são:

a) na superfície externa ($i = i_1$),

$$t_{i_1}^{\theta+\Delta\theta} = t_{i_1-1}^{\theta+\Delta\theta} \quad (6)$$

b) na superfície interna ($i = 1$),

$$t_1^{\theta+\Delta\theta} = t_1^\theta + 2F_0 \left\{ t_2^\theta - t_1^\theta + Bi_{\Delta x} (t_f^\theta - t_1^\theta) + \frac{q_0''' \Delta x^2}{2k} \right\} \quad (7)$$

onde, $Bi_{\Delta x} = h_f \Delta x / k$ (nº de Biot)

3. Distribuição de tensões térmicas

O vaso de pressão de um reator nuclear é considerado como um cilindro oco onde o raio interno é "a" e o raio externo é "b". Assim, utilizando a teoria da elasticidade e usando o princípio das deformações planas, são obtidas as seguintes expressões que permitem o cálculo das 3 tensões principais: tensão radial (σ_r), tangencial (σ_θ) e axial (σ_z) causadas por um gradiente térmico radial [7].

$$\sigma_r = \frac{E \alpha}{(1-\nu)} \left[\frac{1}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) a \int_a^b t r dr - \frac{1}{r^2} a \int_a^r t r dr \right] \quad (8)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E \alpha}{1-\nu} \left[\frac{1}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) a \int_a^b t r dr + \frac{1}{r^2} a \int_a^r t r dr - t \right] \quad (9)$$

$$\sigma_{z0} = \frac{E \alpha}{1-\nu} \left[\frac{2\nu}{b^2 - a^2} a \int_a^b t r dr - t \right] \quad (10)$$

onde, E é o módulo de elasticidade do material do vaso, α é o coeficiente de expansão térmica, ν o coeficiente de Poisson, e t e r são a temperatura e o raio correspondentes.

A tensão axial, σ_{z0} , representada pela expressão (10), refere-se à condição em que há supressão completa da deformação relativa axial.

Portanto, para que a força resultante nas extremidades seja nula, é necessário introduzir uma tensão axial corretiva σ_z^1 dada por:

$$\sigma_z^1 = - \frac{1}{\pi (b^2 - a^2)} a \int_a^b 2\pi r \sigma_{z0} dr \quad (11)$$

Pelo princípio da superposição tem-se, finalmente, que a tensão axial

total, σ_z , é dada por :

$$\sigma_z = \sigma_{z0} + \sigma'_z \quad (12)$$

o momento de Flexão Linear Equivalente, Q , é calculado pela expressão |1| :

$$Q = \frac{6}{h} \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_\theta \cdot x \cdot dx \quad (13)$$

Para a determinação das tensões, σ_r , σ_θ e σ_z , foi desenvolvido um programa de computador em linguagem FORTRAN IV. Nesse programa, inicialmente, são resolvidas, numericamente, as equações (4) e (5). A seguir, são calculadas as expressões (8) a (13), por meio de consecutivas integrações numéricas.

4. Resultados e discussão

O presente modelo matemático foi aplicado ao vaso de pressão de um reator PWR típico. Na Tabela 1, é apresentado um resumo dos casos analisados. O material do vaso de pressão é o aço carbono ASTM 533 Grade B (tensão limite \approx 1/3 tensão de ruptura \approx 30 KSI). Duas espessuras do vaso foram consideradas : 6,3 polegadas e 10 polegadas (diâmetro interno do vaso 154 polegadas). O choque térmico, caracterizado pela diferença de temperatura do refrigerante antes e após o transiente, é causado pela atuação do Sistema de Refrigeração de Emergência.

Na Figura 1, é apresentada a distribuição de temperatura ao longo da espessura do vaso de pressão para o Caso 1. É interessante notar que mesmo no caso estacionário, devido à absorção de raios γ , há uma diferença de temperatura de 21,1 °F entre as superfícies externa e interna do vaso. Na mesma figura foram colocados, também, os resultados obtidos por Eberwein |2| utilizando um método analítico diferente. Como pode ser observado, há uma ótima coincidência entre os dois resultados.

A distribuição de tensões tangenciais, σ_θ , para o caso 1, é apresentada na Figura 2. Como era esperado, as tensões máximas ocorrem na superfície interna do vaso e são tensões de tração, enquanto que, na superfície externa, temos tensões de compressão. Foi verificado que as tensões radiais, σ_r , são aproximadamente 100 vezes menores que as tensões σ_θ e σ_z e, portanto, praticamente não afetam o cálculo total de tensões.

Na Figura 3, são apresentadas as variações das tensões tangenciais máximas, $\sigma_{\theta max}$, para os 6 primeiros casos. Os valores de Q e F (pico de

Tabela 1 - Resumo dos casos analisados.

Condições antes do transiente : temperatura do fluido 554 °F (290 °C), $q_0''' = 3,37 \times 10^4$ BTU/hr.ft³

| Caso | Tipo de Transiente | Espessura da parede in (mm) | Condições após transiente | |
|------|---|-----------------------------|--|---|
| | | | Temp. do Fluido °F (°C) | q_0''' $\frac{10^4 \text{ BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^3}$ |
| 1 | Choque térmico | 6.3 (160) | 482 (250) | 1,68 |
| 2 | Choque térmico | 6.3 (160) | 437 (225) | 1,68 |
| 3 | Choque térmico | 6.3 (160) | 392 (200) | 1,68 |
| 4 | Choque térmico | 10 (250) | 482 (250) | 1,68 |
| 5 | Choque térmico | 10 (250) | 437 (225) | 1,68 |
| 6 | Choque térmico | 10 (250) | 392 (200) | 1,68 |
| 7 | Resfriamento da usina (desligamento normal) | 10 (250) | taxa de resfriamento 100 °F/hr durante 4 h | 0,337 |

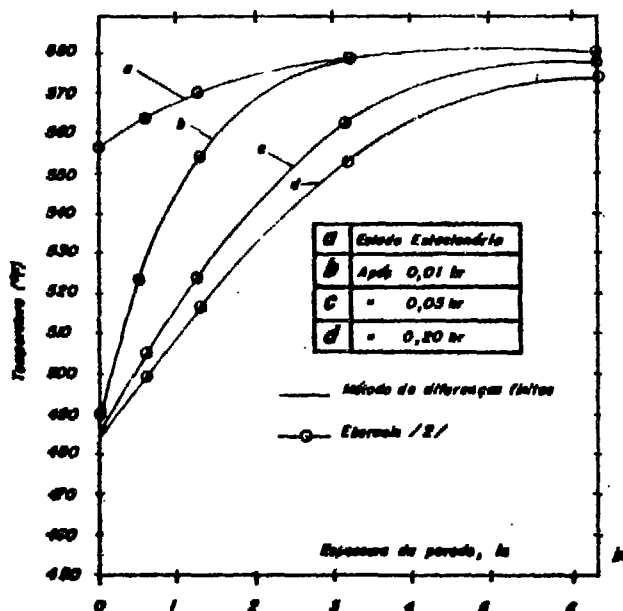


Fig. 1. Distribuição de temperatura ao longo da espessura do vaso de pressão, Caso 1.

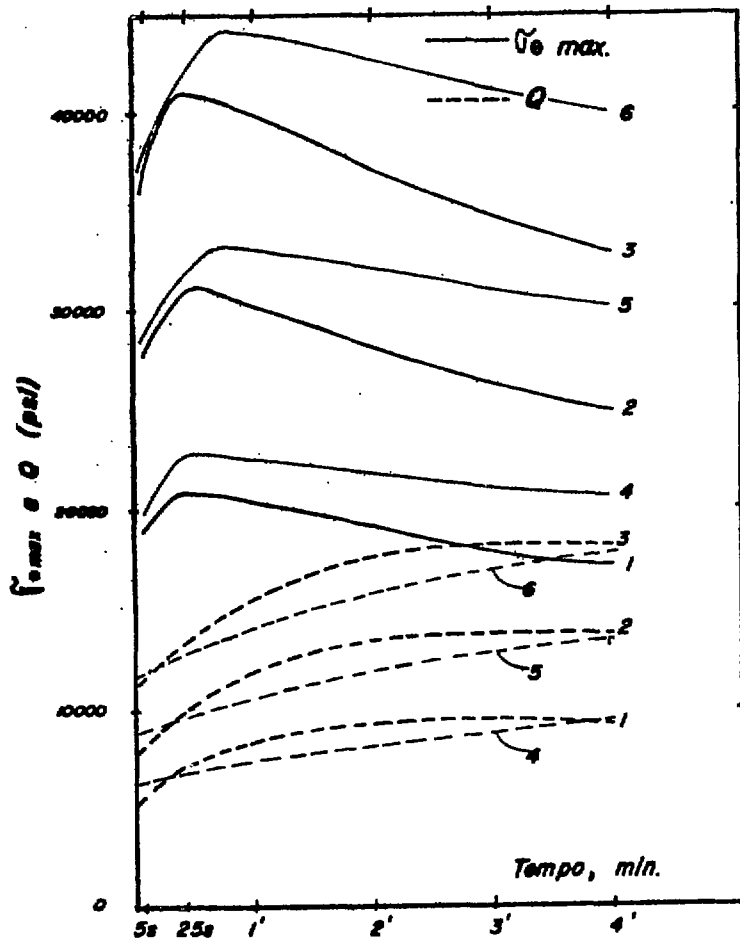


Fig. 3. Distribuição de tensões máximas, Casos 1 a 6 .

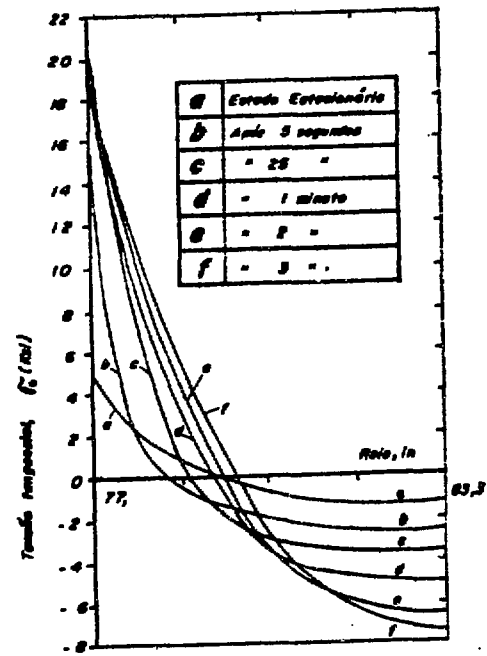


Fig. 2. Distribuição das tensões tangenciais, Caso 1 .

tensão, $F = \sigma_{\theta_{max}} - Q$), são também, apresentados. É conveniente ressaltar que a tensão máxima não ocorre no mesmo instante do choque térmico. As tensões máximas são atingidas, respectivamente, aos 25, 30, 33, 50, 55 e 60 segundos para os casos 1 a 6. Os valores máximos de Q são atingidos após 3 minutos (Casos 1, 2 e 3) e 4 minutos (Casos 4, 5 e 6).

A variação das tensões máximas, em função da temperatura do refrigerante, é apresentada na Figura 4. Na faixa da temperatura analisada, a tensão tangencial máxima, o momento de flexão equivalente e o pico de tensão têm comportamento linear. Do Código ASME [1] pode-se inferir (3a. condição de projeto) que Q_{total} não deve exceder uma vez e meia a tensão limite ($1,5 \times 30$ KSI). Neste valor limite de Q , estão incluídas as tensões mecânicas e as tensões térmicas, sendo estas últimas, devidas não só aos gradientes radiais, mas também aos gradientes axiais. Portanto, numa hipótese bem conservadora, a parcela de Q corresponde apenas aos gradientes térmicos radiais (este trabalho) não deve ultrapassar 50% do valor do Q_{total} . Assim, o valor limite deve ser 22.500 psi. Na Figura 4, este valor corresponde a uma diferença de temperatura de 210°F no fluido refrigerante. Nestas condições, o choque térmico não deve ser superior a 210°F , sob pena de serem ultrapassadas as condições limites.

No caso 7 foi analisado o resfriamento da usina nuclear a uma taxa de 100°F/hora . Na Figura 5 é apresentada a distribuição de temperatura e na Figura 6 são mostradas as distribuições de tensões máximas. Como pode ser observado, $\sigma_{\theta_{max}}$, Q e F aumentam com o tempo, atingindo os valores máximos após 3 horas.

5. Conclusões

Pelo presente trabalho desenvolveu-se um método de cálculo de tensões térmicas devidas a gradientes térmicos radiais em vasos de pressão. Nos casos analisados, mostrou-se que, mesmo no caso estacionário, a distribuição de temperatura na parede do vaso é não linear, devido à absorção de radiação γ . Aumentando o Δt do choque térmico e a espessura do vaso, aumenta o tempo para ser atingida a tensão máxima. Nos transientes tipo choque térmico, as tensões $\sigma_{\theta_{max}}$, Q e F são funções lineares do choque térmico. A máxima diminuição de água de resfriamento (Δt choque térmico máximo), que garante o comportamento elástico do vaso, é 210°F .

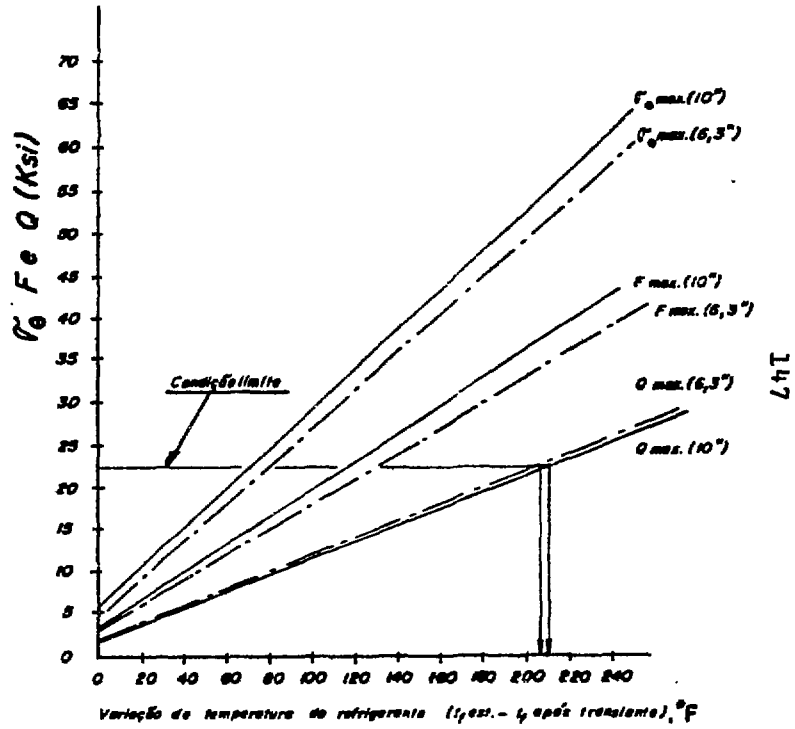
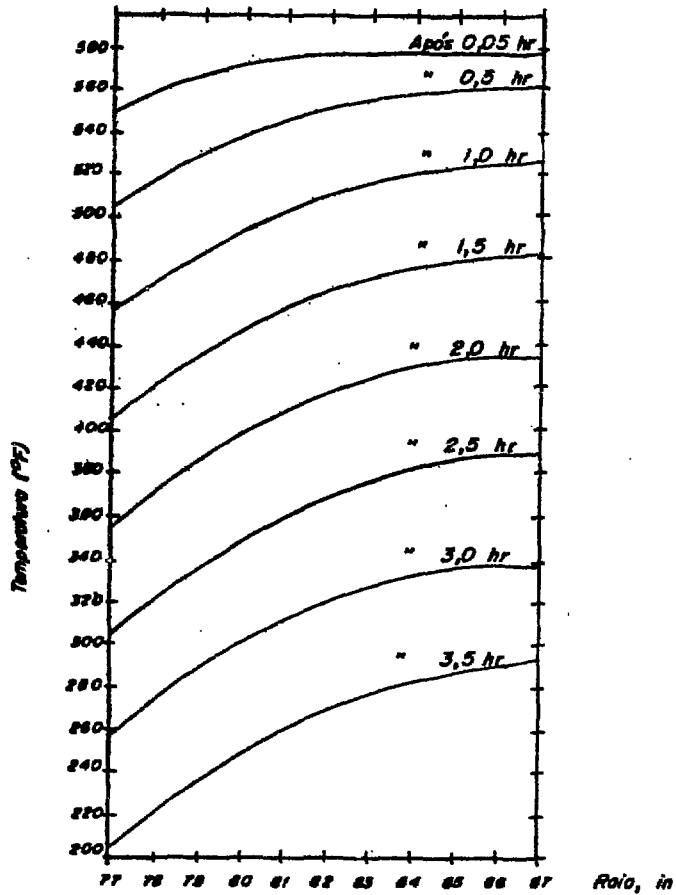


Fig. 4. Variação das tensões máximas, em função da temperatura do refrigerante.

Fig. 5. Distribuição de temperatura ao longo da espessura do vaso de pressão, Caso 7.

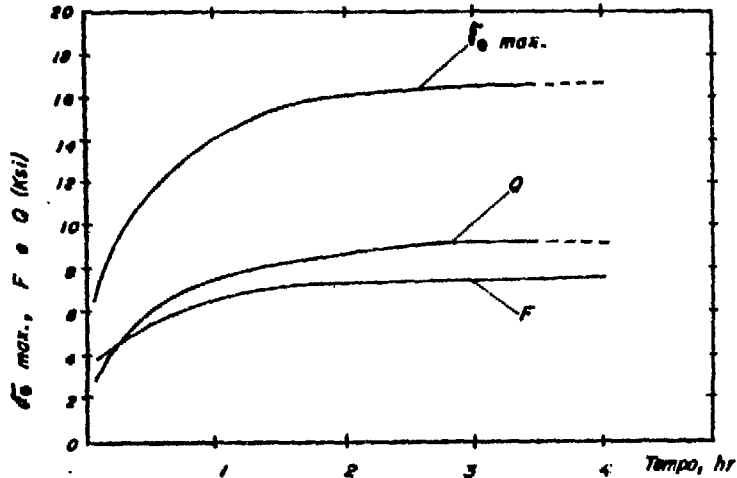


Fig. 6. Variação das tensões máximas, Caso 7 .

6. Bibliografia

- [1] | AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEER. ASME boiler and pressure vessel code, section III. New York, 1978 .
- [2] | EBERWEIN, J.: Transient temperature distribution in the reactor vessel wall by failure of a reactor cooling pump. Nucl. Eng. Des. 16 : 137, 1971 .
- [3] | ELWAKIL, M.M.: Nuclear Heat Transfer. New York, International Text Book, 1967 .
- [4] | THOMAS, J.R. & COPPARI, L.A.: Two dimensional steady state temperature distribution in composite geometry reactor vessel subjected to radiation - an analytical solution. Nucl. Eng. Des., 41 : 361 , 1977 .
- [5] | ULMAIER, H.: Lectures about radiation damage in reactor materials, conference at IPEN, June 1979 .
- [6] | UNITED STATES NUCLEAR REGULATORY COMMISSION, Washington. Reactor Safety Study. Springfield, National Technical Information Service, 1975, (NUREG. 75/014) .
- [7] | ZUDANS, Z et alii.: Thermal stresses techniques in the nuclear industry. New York, Elsevier, 1965 .