



EFEITO DE MALHA EM PROBLEMAS AXISSIMÉTRICOS
MODELADOS POR ELEMENTOS FINITOS LINEARES

Nelson Back

Professor Titular - Depto. Eng. Mecânica
 CT/UFSC - Florianópolis - SC - Brasil

Clovis Sperb de Barcellos

Professor Titular - Depto. Eng. Mecânica
 CT/UFSC - Florianópolis - SC - Brasil

Sumário

No presente artigo é apresentada uma análise da precisão dos resultados calculados através de um programa de elementos finitos - Programa de Análise de Sólidos Axissimétricos - no qual é utilizado um elemento de revolução triangular com funções de interpolação lineares. Para esta análise usou-se um modelo de tubo de parede espessa, no qual foi considerado o efeito do tipo e tamanho de malhas sobre a convergência e precisão dos resultados. Os resultados obtidos permitem uma orientação no traçado da malha bem como uma melhor interpretação dos resultados calculados pelo programa.

Summary

This paper presents an analysis of the precision of the results obtained by a finite element programe, using an element of revolution with a triangular cross section adopting linear interpolation functions. For this analysis a thick walled tube with internal pressure was used and the effect of the mesh type and its size on the convergence of the results was considered. The results obtained give some orientation about the adequate mesh to be used and about the interpretation of the results of the programe.

1. Introdução

Em estruturas mecânicas, é frequente a ocorrência de peças de revolução submetidas a cargas e/ou gradientes térmicos axissimétricos. Para a análise de tais elementos estruturais, através de elementos estruturais, através de elementos finitos, é conveniente o uso de elementos de revolução, a fim de minimizar o número de elementos e de nós e de melhor aproximar a geometria da peça. Um programa, Análise de Sólidos Axissimétricos - ASAS, para a análise de tais problemas, foi elaborado [1], no qual são utilizados elementos de revolução triangular com funções de interpolação lineares [2] para descrever o campo de deslocamento. O processo adotado para a solução do sistema de equações é o de semi-banda, onde são evitadas as operações triviais [3].

Como este é o mais simples elemento sólido de revolução, ele apresenta sérias inconveniências para a aproximação dos campos de tensões [4] já que não aproxima de modo conveniente os gradientes de deslocamentos. Isto requer que os resultados obtidos sofram uma interpretação cuidadosa. Neste artigo são mostradas análises típicas dos resultados que devem ser feitas pelos usuários de programas que utilizam esse tipo de elemento.

2. Análise de convergência dos resultados do programa ASAS

Para a análise dos resultados de cálculo das tensões e deformações pelo programa ASAS, foi adotado o exemplo de um tubo de aço de parede espessa, de 50 mm de diâmetro interno e 110 mm de diâmetro externo, submetido à pressão interna de 10 kgf/mm². Estes resultados foram comparados com os teóricos, considerando um estado plano de deformações, com as seguintes equações:

$$\sigma_r = -p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right) \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{r_o^2}{r^2} + 1 \right) \quad (2)$$

$$\sigma_a = 2\mu p \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3)$$

$$u_r = p \frac{r}{E} \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left[\frac{r_o^2}{r^2} (1 + \mu) + (1 - \mu) - 2\mu^2 \right] \quad (4)$$

onde σ_r , σ_θ , σ_a e u_r são respectivamente a tensão radial, tensão tangencial, tensão axial e o deslocamento radial num raio genérico r .

Para verificar o efeito do tipo e tamanho da malha de elementos finitos, sobre a convergência e precisão dos resultados, foram adotados, como mostra a figura 1, três tipos de malhas denominadas M-1, M-2 e M-3 e para cada um destes tipos foram ainda considerados de 3 a 4 refinamentos. O tamanho real das malhas pode ser verificado na figura 1 através das dimensões indicadas.

Analisando, agora, os resultados obtidos, tem-se primeiramente na figura 2, os deslocamentos radiais ao longo da espessura da parede para os três tipos de malhas e diferentes refinamentos. Como se verifica, para efeito da precisão de cálculo dos deslocamentos radiais comparados com os valores teóricos, o tipo de malha não apresenta apreciável diferenciação de resultados e até mesmo o tamanho da malha. A diferença entre os valores calculados e teóricos foi, para todos os modelos de malhas, muito pequena, chegando no máximo a erros de 1%.

Quanto às tensões, estas já não apresentaram uma correlação tão boa ao longo da espessura do tubo. Na figura 3a tem-se representados os valores calculados, das tensões nodais tangenciais do modelo M-3, comparados com os resultados teóricos da equação (2). Neste caso verifica-se um erro considerável no nó do raio interno e mesmo uma convergência bem lenta para o valor teórico, considerando o refinamento da malha. Nos demais nós, ao longo da espessura da parede, os resultados calculados apresentam-se bem próximos dos valores teóricos. Analisando os resultados calculados da tensão tangencial nodal, pode-se constatar que a tensão no nó

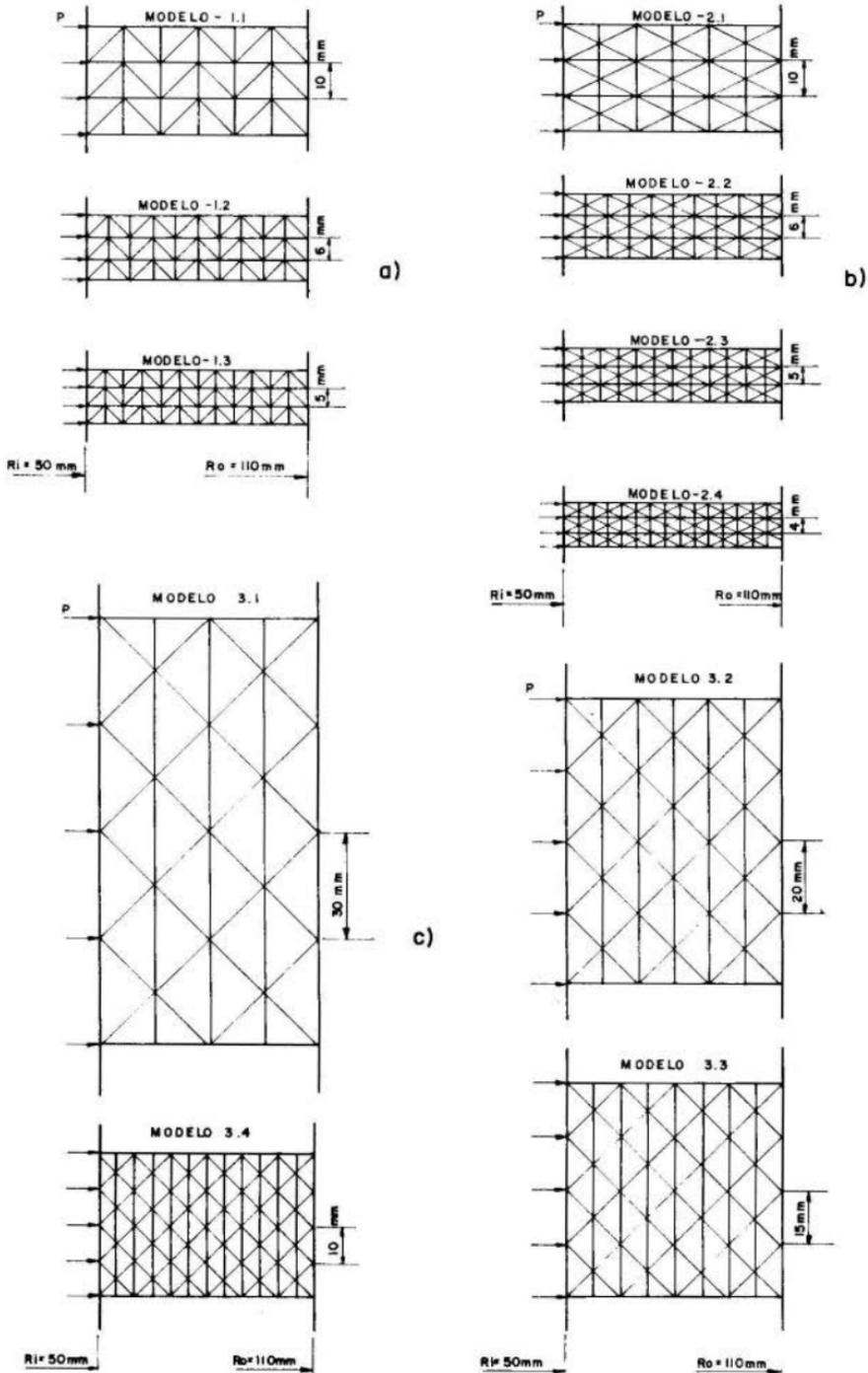


FIG. 1 - Malhas empregadas para verificação da convergência das tensões e deformações no tubo de parede espessa.

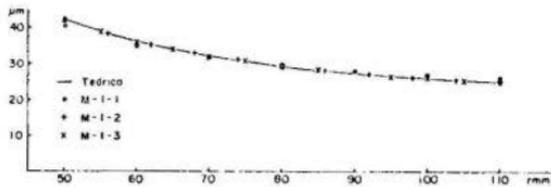


Fig. 2a - Deslocamento radial no tubo de parede espessa, modelo M-1.

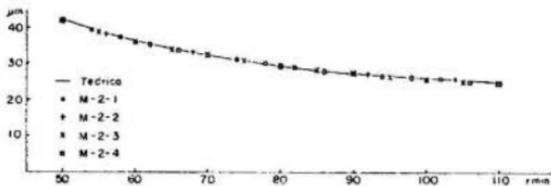


Fig. 2b - Deslocamento radial no tubo de parede espessa, modelo M-2.

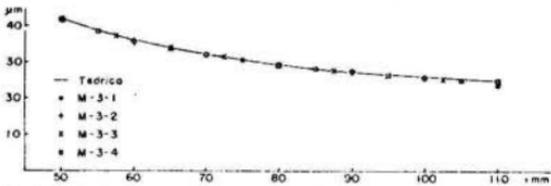


Fig. 2c - Deslocamento radial no tubo de parede espessa, modelo M-3.

do raio interno poderá ser obtido, com boa precisão, através de uma extrapolação mesmo adotando uma malha menos refinada.

Na figura 3b estão indicadas as tensões tangenciais centroidais, onde não se verifica boa correlação, considerando uma comparação, de ponto em ponto, entre os resultados calculados e os teóricos. Pode-se constatar uma oscilação dos resultados calculados, mas quando se considera o conjunto dos resultados e efetuando-se uma interpolação, então tem-se uma boa aproximação entre os valores calculados e teóricos.

Os modelos de malha M-1 e M-2 mostraram comportamentos semelhantes, quanto a tensão tangencial nodal e centroidal e na figura 4 tem-se indicados os erros dos valores calculados quando comparados com os teóricos.

Considerando agora a tensão radial na parede do tubo tem-se, nas figuras 5a e 5b, as tensões radiais nodais e centroidais, adotando novamente o modelo de malha M-3. Como

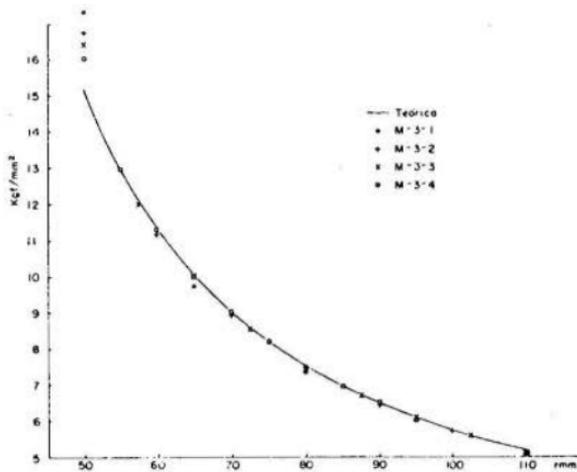


Fig 3a - Tensão tangencial na tubo de parede espessa, média nodal, modelo M-3

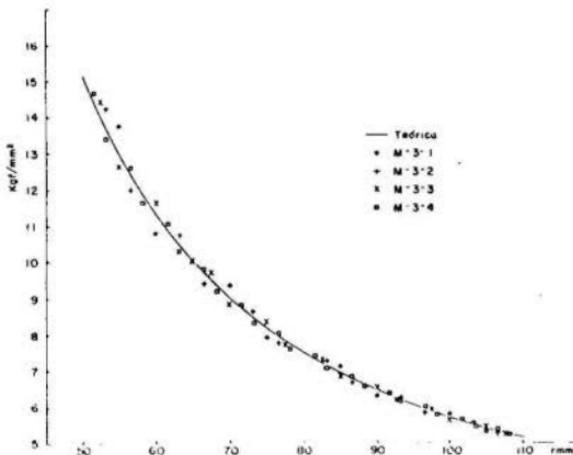


Fig 3b - Tensão tangencial na tubo de parede espessa, centroidal, modelo M-3

se observa, na figura 5a, tanto na face interna como na externa do tubo, tem-se consideráveis erros nos valores das tensões radiais nodais. Mas analisando os valores no interior do tubo, constata-se que estes valores convergem rapidamente para o valor teórico e que os valores nos nós extremos poderão ser avaliados através de uma extrapolação. Na figura 5b tem-se representados os valores calculados da tensão radial centroidal. Como já se verificou no caso da tensão tangencial, os resultados apresentam uma considerável

sociado ao princípio de energia potencial total.

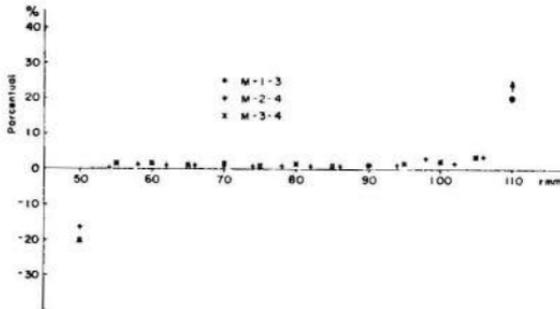


Fig. 6a - Erro percentual da tensão radial, média nodal

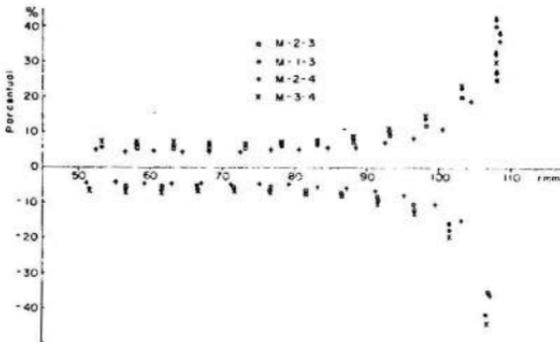


Fig. 6b - Erro percentual da tensão radial, centroidal

3. Conclusões

Como é do conhecimento, na prática e principalmente na área de vasos sob pressão é muito frequente a ocorrência da análise de tensões em problemas com axissimetria de forma e de carregamento tais como: em vasos cilíndricos com tampas das mais diversas formas e em vasos esféricos com bocais radiais. Para estes tipos de problemas obtém-se a maior economia de processamento quando se emprega elementos axissimétricos e ainda mais se estes elementos são simples como é o caso do empregado no presente programa. Ainda, para a economia de processamento principalmente quando a solução é por semi-banda, o programa permite a geração de coordenadas e da topologia. É então recomendável que se adote uma malha a mais uniforme e pouco refinada através da espes-

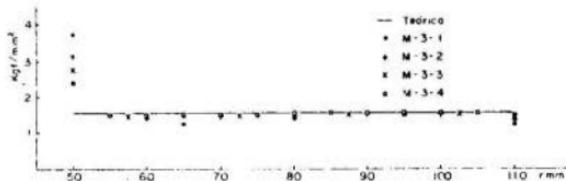


Fig 7a - Tensão axial no tubo de parede espessa, média nodal, modelo M-3.

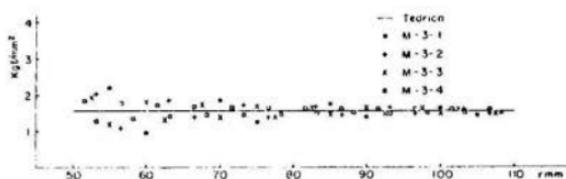


Fig 7b - Tensão axial no tubo de parede espessa, centrada, M-3.

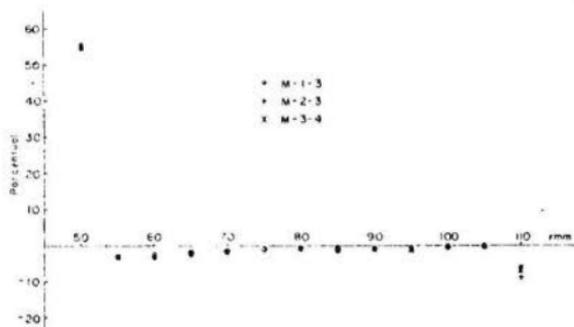


Fig 8a - Erro percentual da tensão axial no tubo de parede espessa, média nodal.

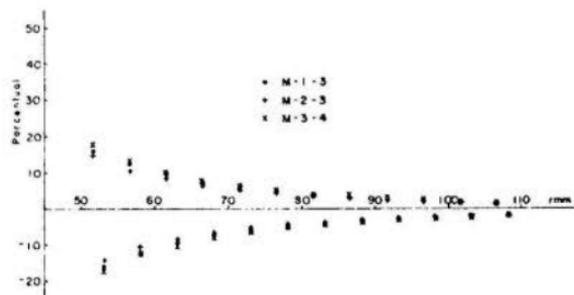


Fig 8b - Erro percentual da tensão axial no tubo de parede espessa, centrada.

sura e ao longo da parede do vaso. Se esta orientação for adotada e como foi visto anteriormente, em pontos onde não se tem acentuadas descontinuidades, pode-se com a análise dos resultados, estabelecer, através de interpolações e extrapolações, valores suficientemente precisos para as tensões em toda a espessura da parede mesmo adotando malhas pouco refinadas. Isto permite analisar, inicialmente, estes sistemas com uma malha maior e em pontos de menores descontinuidades, estabelecer com boa precisão, condições de contorno para uma posterior análise, com uma malha mais adequada, das zonas que apresentam descontinuidades.

Quanto à malha a ser adotada se recomenda o uso do tipo M-3 mostrado na figura 1c, que é um tipo de malha simétrica e que tem mostrado bons resultados.

4. Agradecimentos

Os autores agradecem à Financiadora de Estudos e Projetos - FINEP e à Comissão Nacional de Energia Nuclear-CNEN que deram suporte para a realização do trabalho.

Bibliografia

- [1] Barcellos, C.S.de, Análise de tensões em corpos de revolução sob carregamentos e gradientes térmicos axissimétricos. Publicação interna 06/78 CNEN.
- [2] Huebner, K.H., The finite element method for Engineers, Wiley (1975).
- [3] Batke, K.J. and Wilson, E.L., Numerical methods in finite element analysis, Prentice-Hall (1976)
- [4] Zienkiewicz, O.C., The finite element method, McGraw-Hill (1977).



COBEM 79
V CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA MECANICA

CAMPINAS, 12-13-14 e 15

DEZEMBRO 1979



TRABALHO DE PESQUISA
 RESEARCH PAPER

N.º D-08

P.P. 119 - 129

PIPE-WHIP - UM PROGRAMA GERAL DE ANÁLISE

João N. C. Guerreiro
 Augusto C. N. R. Galeão
 Abimael F. D. Loula

Laboratório de Cálculo
 Centro Brasileiro de Pesquisas Físicas/CNPq.
 Rio de Janeiro, Brasil

SUMÁRIO

O problema do chicoteamento em tubulações de alta energia (pipe-whip) é estudado, admitindo-se um comportamento elasto-plástico para o material do tubo, e levando-se em conta o efeito da pressão interna. As restrições são simuladas como molas bilineares e amortecedores viscosos. Um programa geral, baseado no método dos elementos finitos, foi desenvolvido para análise do fenômeno. A influência dos parâmetros: "gap", coeficiente de amortecimento, rigidez e posicionamento da restrição é estudada.

SUMMARY

The pipe-whip problem is studied assuming an elasto-plastic behavior for the pipe and taking internal pressure effects into account. The restraints are simulated as a combination of bilinear springs and viscous dampers. Numerical examples obtained with the finite element code developed shows the relative influence of parameters such as : gap, damping coefficient, rigidity and positioning of pipe restraints on system behavior.

1. Introdução

Na análise da segurança de usinas nucleares, considera-se a possibilidade de rupturas bruscas nas tubulações, tendo em vista os prováveis danos produzidos pelo chicoteamento (pipe-whip) do tubo rompido. Os pontos de ruptura são postulados segundo critérios especificados em normas [1], [2], e baseiam-se em níveis de tensão, fadiga, imperfeições e pontos críticos, tais como conexões, joelhos e terminais. Dois tipos de ruptura são postulados: ruptura longitudinal e ruptura circunferencial total ou parcial. Uma vez localizados os pontos de ruptura e caracterizada a possibilidade de que equipamentos vitais à segurança sejam atingidos, torna-se necessário a colocação de restrições, visando controlar os movimentos do tubo. Inicialmente, deve existir um afastamento ("gap") entre a tubulação e as restrições para evitar que estas introduzam esforços durante o funcionamento normal da planta.

De acordo com o tipo de ruptura, o trecho da tubulação rompida pode ser modelado como uma viga em balanço (ruptura circunferencial total) ou como uma viga bi-apoiada (ruptura longitudinal). Em ambos os casos considera-se a ação de uma força concentrada, variável no tempo, decorrente do escapamento do fluido através da ruptura. Tanto o tubo quanto as restrições devem experimentar deformações plásticas capazes de absorver a energia liberada pela decompressão e escapamento do fluido.

Diferentes modelos mecânicos têm sido desenvolvidos, para a análise do pipe-whip, [3], [4], [5]. Em um trabalho anterior [6], os autores propõem um modelo elasto-plástico perfeito de flexão de vigas, no qual se admite um diagrama de tensão triangular na região elástica e retangular na região plastificada da seção transversal. Este modelo, entretanto, não é aplicável a ciclos de carga e descarga em que haja inversão do sinal da tensão de plastificação, nem a estados bi ou tridimensionais de tensões [7].

No presente trabalho o tubo é também analisado dentro da teoria clássica de vigas, com um comportamento elasto-plástico bi-linear, realizando-se uma integração numérica na seção transversal. A cada iteração, ou incremento