

## MODELAGEM NUMÉRICA DE PROBLEMA DE CONTATO.

Vinicius da Silva Costa<sup>1</sup> (Bolsista, ICV/UFPI);

Prof. Dr. Eduardo Martins Fontes do Rêgo<sup>2</sup> (Orientador, Departamento de Estruturas, Centro de Tecnologia, UFPI);

<sup>1</sup>viniciusengcosta@outlook.com; <sup>2</sup>e\_eduardofontes@ufpi.edu.br

### Introdução

O principal mecanismo causador de falha nos cabos condutores é a fadiga provocada pela ação contínua do vento, e ocorre frequentemente nos pontos de fixação do cabo, como por exemplo, grampos de suspensão.

No ponto de fixação, há a restrição do movimento do cabo, além do contato entre seus fios constituintes e o grampo. Ambos são sujeitos ao movimento relativo entre si, gerando o processo de *fretting* entre os mesmos e induzindo, por fadiga, a nucleação e crescimento de trincas. A consequência é o rompimento dos componentes ou do próprio cabo, que se materializa em transtornos à população atendida (FADEL, 2010).

O problema de contato é simplificado para um modelo numérico bidimensional (2D), onde o custo computacional é reduzido. Para isso utiliza-se o *software* ANSYS, que baseia-se no método dos elementos finitos. Desta forma, pretende-se obter computacionalmente as tensões de contato.

### Metodologia

#### Modelagem computacional de contato bidimensional

A modelagem computacional baseia-se nos modelos realizados por Talemi *et al.* (2014) e Fontes do Rêgo & Miranda (2016), em duas dimensões, do contato entre cilindro (sapata) e um retângulo (amostra). A Figura 1 apresenta as dimensões dos corpos e região de contato a ser refinada visando aumentar a eficiência do custo computacional.

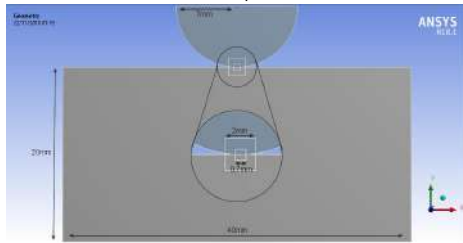


Figura 1: Geometria do modelo numérico realizado no ANSYS®.

Fonte: Autoria própria (2019)

A Figura 2 apresenta as condições de contorno aplicadas ao modelo 2D. Restringiu-se o movimento em relação ao eixo *y* da extremidade inferior do corpo retangular e aplicou-se um suporte fixo (engaste) na borda esquerda. No cilindro restringiu-se apenas a rotação da extremidade superior em relação ao eixo *z*.

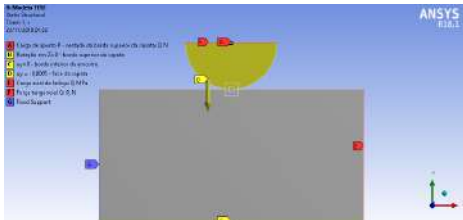


Figura 2: Condições de contorno aplicadas ao modelo.

Fonte: Autoria própria (2019)

A análise consiste em três etapas, como mostrado na Figura 3. Primeiro é imposto um deslocamento ao cilindro para garantir o contato, após isso a carga de pressão é aplicada na metade da borda superior do cilindro, e por último são aplicadas as cargas tangencial e axial, em sentidos contrários, na extremidade superior do cilindro e borda direita da superfície retangular, respectivamente.

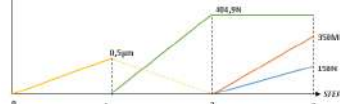


Figura 3: Passos de carga.

Fonte: Autoria própria (2019)

Para refino da malha, utilizou-se elementos com tamanho de até 5µm. Fez-se ainda um refinamento nessa região a fim de uniformizar os elementos da malha. As demais regiões da malha são configuradas de acordo com o modelo de contato apresentado por Fontes do Rêgo (2016) (Figura 4).

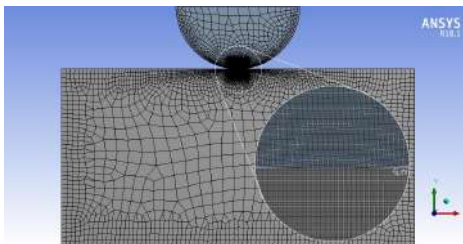


Figura 4: Malha gerada na modelagem.

Fonte: Autoria própria (2019)

Os corpos são definidos como superfícies deformáveis. Na análise considera-se o atrito entre as superfícies com um valor de 0,65. O comportamento e a formulação do contato são mantidos nas configurações padrões do programa, como *Assymmetric* e *Augmented Lagrange*. Para a rigidez de contato adota-se um valor de 0,75 de acordo com estudo da sua influência nos resultados de Fontes do Rêgo (2016).

### Resultados e discussão

A Tabela 1 mostra o erro associado a cada parâmetro do contato.

Tabela 1: Resultados numéricos e analíticos para o deslocamento da zona de adesão, *e*, tamanho da zona de adesão, *c*, tamanho do contato, *a*, e pressão de pico, *p0*.

|                 | numérico | analítico | Erro (%) |
|-----------------|----------|-----------|----------|
| <i>e</i> (mm)   | 0,0398   | 0,0465    | 14,49    |
| <i>c</i> (mm)   | 0,2139   | 0,189     | 11,77    |
| <i>a</i> (mm)   | 0,3085   | 0,299     | 3,22     |
| <i>p0</i> (MPa) | 865,18   | 863,42    | 0,2      |

Fonte: Autoria própria (2019)

Verificou-se maior acurácia do modelo numérico para os resultado da semi-largura de contato, *a*, e pressão de pico, *p0*. Para o resultado da semi-largura, a precisão pode ser associada ao tamanho dos elementos na região do contato, de 0,005mm, 1,62% do valor desta. Para o tamanho da zona de adesão e do deslocamento da mesma, os erros são maiores, pois o tamanho dos elementos corresponde, respectivamente, a 2,65% e 10,74% do valor numérico encontrado. O aumento significativo do erro, evidencia a instabilidade do modelo numérico frente às cargas cisalhante e de fadiga. Para diminuir estes erros seria necessário utilizar elementos menores na região do contato.

Nas Figuras 5 a 8 tem-se as distribuições de tensões normais e cisalhantes na superfície do contato, e o campo de tensões subsuperficiais, em gráficos normalizados.

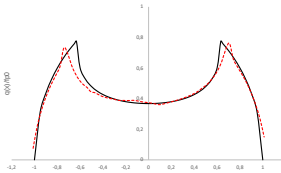


Figura 6: Gráfico normalizado da distribuição de tensões tangenciais na superfície do contato.

Fonte: Autoria própria (2019)

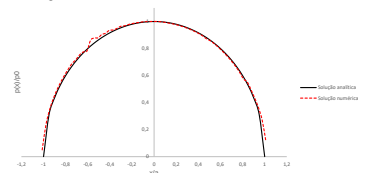


Figura 5: Gráfico normalizado da distribuição de tensões normais na superfície do contato.

Fonte: Autoria própria (2019)

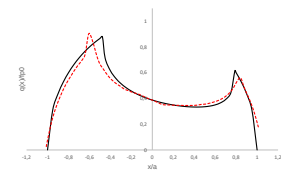


Figura 7: Gráfico normalizado da distribuição de tensões tangenciais na superfície do contato considerando o efeito da carga axial de fadiga.

Fonte: Autoria própria (2019)

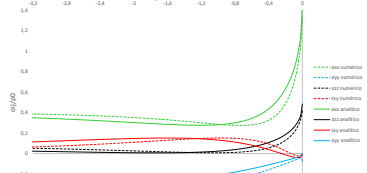


Figura 8: Gráfico normalizado das componentes do campo de tensões sob a superfície do contato em *x=a*.

Fonte: Autoria própria (2019)

Conforme mostrado na Tabela 2, os valores numéricos das tensões subsuperficiais se ajustaram bem aos cálculos analíticos, apesar dos erros para os parâmetros relacionados à zona de adesão.

Tabela 2: Erros dos resultados numéricos de tensões subsuperficiais normais e cisalhantes em três profundidades normalizadas, *y/a*.

| <i>y/a</i> | 0       | -1,6865 | -3,3224 |
|------------|---------|---------|---------|
| <i>σxx</i> | -0,25%  | -1,01%  | -0,82%  |
| <i>σyy</i> | 45,22%  | -0,94%  | -0,07%  |
| <i>σzz</i> | -2,04%  | -1,5%   | -1,75%  |
| <i>τxy</i> | -60,65% | 1,19%   | 1,56%   |

Fonte: Autoria própria (2019)

O ANSYS apresentou resultados bastante satisfatórios, com erros inferiores a 2%, exceto para as componentes *σyy* e *τxy* em profundidades muito próximas à superfície, onde verifica-se erros de até 60%. A causa dessas variações é a interpolação que o *software* faz para calcular os valores próximos à superfície do contato.

### Conclusão

A modelagem computacional do problema de contato mostrou-se eficiente com resultados similares aos obtidos através das formulações analíticas, apesar dos erros mais elevados em parâmetros relacionados às cargas de *fretting*. Para melhorar a acurácia dos resultados deve-se refinar a malha, porém, tem-se maior custo computacional.

### Agradecimento

À PROPESQ/UFPI pelo lançamento do edital 2018/2019 de Iniciação Científica Voluntária (ICV), da qual esta pesquisa faz parte.

### Referências

- ANSYS, I. Customer Training Material. ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities, 2010.
- Fadel, A. A., Avaliação do Efeito de Tractionamento em Elevados Níveis de EDS Sobre a Resistência em Fadiga do Condutor Ibis (Caa 397,5 MCM). Dissertação de Doutorado em Ciências Mecânicas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2010.
- Fontes do Rêgo, E. M., Miranda, A. C. O., 2016, Análises Numéricas Para Estudo de Fretting em Cabos, IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Hills, D. A.; Nowell, D., 1987, —Mechanics of fretting fatigue test. J. htech. Ser. Vol. 29, No. 5.
- Hojjati-Talemi, R., Abdel Wahab, M., De Pauw, J., & De Baets, P., 2014, —Prediction of fretting fatigue crack initiation and propagation lifetime for cylindrical contact configuration, Tribology International, 76, 73–91.