

ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DO ESTATOR - 9

D.I. Sugayama e A. Lenzi

Departamento de Engenharia Mecânica, CTC, Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis SC, CEP 88040-900

Palavras chaves: Análise Modal Experimental, Kit, Bloco, Estator e Resposta em Freqüência.

Resumo

Um compressor hermético modelo EGS 80 HLP, define-se basicamente em bloco+estator.

O presente trabalho é direcionado para o estator, que é constituído por aproximadamente 96 lâminas delgadas e fios de cobre para proporcionar um campo magnético e, com isso, produzir torque ao eixo- rotor.

O objetivo da análise modal experimental do estator é a obtenção dos parâmetros modais (coeficiente de amortecimento, freqüência natural e formas de vibração), para a visualização de sua influência quando acoplado ao bloco. Algumas freqüências naturais do estator, quando excitadas, podem induzir vibrações ao bloco. Abaixo se descreve o método da análise modal experimental.

O método de análise modal experimental, como o próprio nome indica, visa a identificar os parâmetros modais de uma estrutural real, a partir das respostas que a mesma apresenta quando sujeita a estímulos externos.

Os modos de vibração de uma estrutura são maneiras peculiares pelas quais o sistema tende a vibrar, sendo caracterizados normalmente por uma forma de vibração, uma freqüência natural de vibração e um fator (ou coeficiente) de amortecimento. Se o sistema é posicionado exatamente de acordo com uma forma de vibração e solto a vibrar, ele irá apresentar um movimento harmônico amortecido (cuja amplitude tende a zero com o passar do tempo). A sua freqüência de vibração resultante será a freqüência natural correspondente àquela forma de vibrar. Além disso, a taxa de decréscimo da amplitude de vibração estará relacionada ao coeficiente de amortecimento relativo deste modo de vibração.

Quando se perturba na prática, uma estrutura (de forma livre ou forçada) a sua resposta, pode-se provar, é uma combinação de modos de vibração. Há, portanto, uma mistura das formas de vibração, com a presença de várias freqüências naturais simultaneamente.

Torna-se necessário definir uma faixa de freqüência, pois a maioria das estruturas na prática são contínuas (não são simplesmente sistemas compostos por massas, molas e amortecedores discretos) e têm-se infinitas freqüências naturais, sendo esta uma situação que seria impossível de abordar por completo.

Não é um processo puramente matemático, como aquele que pode ser aplicado, por exemplo, com auxílio do método dos elementos finitos. Neste procedimento, são geradas as matrizes de massa e de rigidez da estrutura e é montado um problema de autovalores. Os autovalores estão relacionados às freqüências naturais dos modos de vibração e os autovetores são as correspondentes formas de vibração

Há duas categorias básicas de métodos experimentais de extração de parâmetros modais:

No domínio do tempo e no domínio da freqüência. Na análise presente usou-se o método no domínio da freqüência, nas quais são aplicados sobre funções resposta em freqüência, onde são obtidas por processamento dos sinais adquiridos de excitação (normalmente força) e de respostas (aceleração, velocidade e deslocamento) da estrutura.

Embora os analisadores de sinais (equipamento que permite obtê-las) não realizem, em geral, o procedimento descrito a seguir, as funções resposta em frequência (RFR's) podem ser entendidas como sendo a relação entre a Transformada de Fourier da resposta e a Transformada de Fourier da excitação. Se a resposta e a excitação são medidas no mesmo ponto, diz-se que a RFR é 'pontual'. Se, ao contrário, a excitação é aplicada em um ponto da estrutura e a resposta é medida em outro, tem-se uma RFR 'de transferência'.

As curvas em frequência resultantes (RFR's) são complexas, em virtude de serem calculadas de qualquer forma, através da transformação de Fourier.

A aplicação mais evidente da análise modal experimental é a obtenção dos parâmetros modais de uma dada estrutura real. Para cada um dos modos presentes na faixa de frequências sob análise são obtidos então, normalmente, uma frequência natural, um fator (coeficiente) de amortecimento e uma forma especial de vibração.

Como consequência pode ser utilizada para 'sintonizar' um modelo numérico obtido, por exemplo, através do método dos elementos finitos. Nesta situação atualiza-se o modelo numérico de forma que as frequências naturais numéricas e experimentais aproximem ao máximo os seus valores. Adicionalmente o modelo numérico pode ser melhorado através da busca de uma melhor concordância entre as formas de vibração dos modos, numéricas e experimentais.

Como mostra a figura 1, o procedimento experimental foi composto por 132 pontos de medição ao longo do estator. As curvas de respostas em frequência foram obtidas através de quatro acelerômetros, onde três foram as referências fixas (56,31 e 61), em pontos especialmente escolhidos e o quarto acelerômetro fez a varredura nos 129 pontos restantes. A excitação foi transversal (0,0,1) e inclinada (45° nas três direções ortogonais (1,1,-1)), com ruído branco na faixa de frequência de 0 até 10KHz. O conjunto de medições foi escolhido baseado na possibilidade do programa de análise modal (I-Deas 8) trabalhar com múltiplas referências, fornecendo melhores condições na avaliação do comportamento dinâmico do estator.

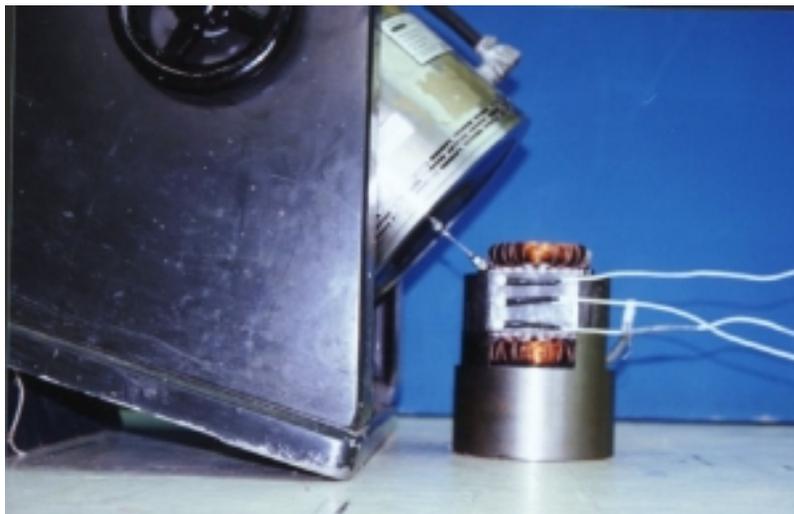


Figura 1 – Esquema de medições no estator para a primeira análise modal experimental.

Acelerômetros utilizados: Tipo 4397, número de série 2258875 com sensibilidade de 9.76mV/g, fabricante Bruel & Kjaer; Tipo 4397, número de série 2258876 com sensibilidade de 9.72mV/g., fabricante Bruel & Kjaer; Tipo 353B15, número de série 52217/002 P03 com

sensibilidade 10.62mV/g, fabricante PCB Piezotronics; Tipo 353B15, número de série 52220/002 P03 com sensibilidade 10.43mV/g, fabricante PCB Piezotronics. Para a excitação: Shaker tipo 4812, número de série 821412. Analisador de sinais: Pulse Labshop versão 6.0.

Os dados processados no *software* I-deas 8, nos possibilita visualizar a deformação do estator (figura 2), por exemplo.

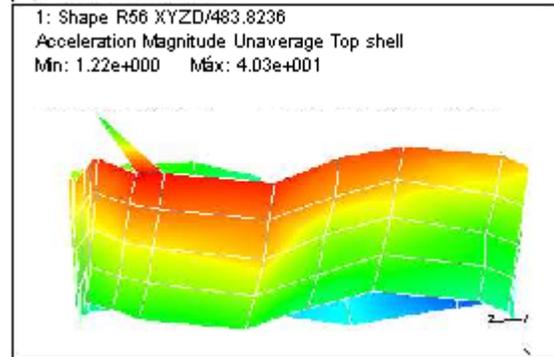


Figura 2: Deformação do estator no seu primeiro modo de vibração para referência 56.

Estes resultados conduzem a perspectivas animadoras com respeito ao modelo numérico do estator, uma vez que este apresentou tendências semelhantes quanto aos modos de baixa e média frequência.

Os resultados mostraram que é desejável trabalhar-se com mais de uma referência, possibilitando uma maior flexibilidade no processamento dos dados medidos.

A análise dos resultados foi realizada numa faixa de frequência de 0 Hz até 4 KHz, pois frequências acima desta, apresentaram modos acoplados, tornando o sistema complexo e de difíceis conclusões.

Agradecimentos: Os autores agradecem ao CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pela bolsa de Iniciação Científica e a Embraco, Empresa Brasileira de Compressores, pela parceria no desenvolvimento deste trabalho.

Referências Bibliográficas:

Beranek, Leo L., Noise and Vibration Control, pp 60- 72, Washington DC, 1988.

Saito, F. & Okubo, N. , Noise reduction of Hermetic Compressor by Improvement of its Shell Shape, Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technologic Conference, pp 228- 234, 1980.

D. W. Rockwell and J. D. Ramboz, Measurement of Accelerometers Transverse Sensitivity, Shock Vibration Bull. 35, pp. 73 – 98, Pt. IV, February, 1966.

Jordan, Roberto., Análise Modal Experimental, Notas de Aulas, Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica – UFSC, 2000.

