



15° POSMEC - Simpósio do Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Faculdade de Engenharia Mecânica



BALANCEAMENTO DE UM ROTOR FLEXÍVEL COM MANCAIS ASSIMÉTRICOS USANDO REDES NEURAIIS ARTIFICIAIS

M. Villafañe Saldarriaga (*)

mavisa@mecanica.ufu.br

V. Steffen Jr (*),

vsteffen@mecanica.ufu.br

J. Mahfoud (**)

jarir.mahfoudh@insa-lyon.fr

(*) Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
38400-902 Uberlândia – MG

(**) Laboratoire de Dynamique des
Machines et des Structures
UMR CNRS 5006 – INSA de Lyon
69621 Villeurbanne – France

Resumo: No presente trabalho é apresentada uma metodologia alternativa usando Redes Neurais Artificiais (RNA) para o balanceamento de rotores flexíveis que apresentam assimetria nos mancais e alto amortecimento. Este procedimento foi desenvolvido procurando superar os problemas que apresentam os métodos tradicionais para este tipo de sistemas, como é o caso do método dos coeficientes de influência, bastante utilizado na indústria. A metodologia desenvolvida foi validada experimentalmente.

Palavras-chave: Balanceamento, Rotores Flexíveis, Redes Neurais.

1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente, o problema do balanceamento de rotores flexíveis tem sido abordado pelo método dos coeficientes de influência ou pelo método modal (Goodman, 1964; Zori, 1982).

No caso do método dos coeficientes de influência, usam-se massas de teste para determinar a sensibilidade do rotor. O procedimento padrão é a aplicação destas massas em cada um dos planos de desbalanceamento, medindo a resposta do rotor nos planos de medida. A partir desta informação é possível determinar a matriz de coeficientes de influência e, em seguida, obter o conjunto de massas de correção que permitem reduzir as vibrações do sistema devidas ao desbalanceamento (Steffen e Lacerda, 1996). No caso do método modal, inicialmente proposto por Bishop *et al* (1959), usa-se o fato de que o deslocamento do rotor, causado pelas forças de desbalanceamento, pode ser representado pela superposição dos vários modos de vibração. Utilizado um procedimento gradual, se corrige o balanceamento em cada modo, começando do primeiro. Em cada etapa, o desbalanceamento modal residual, quer dizer, o desbalanceamento inicial num dado modo próprio mais o efeito modal de qualquer correção feita nos modos inferiores, é determinado pela interpretação modal da vibração do rotor numa velocidade próxima da velocidade crítica correspondente. Em resumo, o procedimento

modal consiste em balancear sucessivamente os modos do sistema rotor-mancais, individualmente, com um conjunto de massas escolhidas para não perturbar os modos inferiores previamente balanceados (Vaquero, 1989). Não obstante, o método modal é restrito a sistemas de baixo amortecimento e requer um modelo bem ajustado do sistema, aspectos que limitam consideravelmente sua aplicação em situações *in situ* (Parkinson *et al.*, 1980; Kang *et al.*, 1996., Xu e Qu, 2001). Neste contexto, o método dos coeficientes de influência representa a alternativa mais viável no contexto industrial.

O método dos coeficientes de influência parte dos seguintes pontos:

- (a) A resposta vibratória do rotor é proporcional ao desbalanceamento e,
- (b) O efeito de um conjunto de momentos de desbalanceamento discretos pode ser expresso como a superposição de cada um destes momentos.

Desta forma, é possível determinar o deslocamento (devido aos desbalanceamentos) medido nos planos de medida a partir de uma combinação linear dos momentos produzidos pelo desbalanceamento, considerando este como sendo concentrado nos correspondentes planos de correção.

As hipóteses anteriores podem ser válidas em casos onde os desbalanceamentos, e conseqüentemente as vibrações produzidas por estes desbalanceamentos, não são muito altas (Zhou e Shi, 2001).

Outro aspecto que merece atenção é que o método desconsidera as propriedades desiguais dos elementos rotativos e a assimetria dos mancais (Kang *et al.*, 1996) o que impede sua aplicação em sistemas com características assimétricas de massa, rigidez ou amortecimento. Considerando esta dificuldade Kang *et al.*, (1996) e (1997) propuseram alternativas para o balanceamento de rotores assimétricos baseadas no método dos coeficientes de influência, não obstante, são poucos os estudos encontrados na literatura acerca de métodos para o balanceamento de rotores flexíveis assimétricos.

Este trabalho partiu da necessidade de balancear um rotor que apresentava várias características desfavoráveis que dificultam a aplicação dos métodos tradicionais: alto amortecimento, assimetria nos mancais e desbalanceamento excessivo. A partir destes problemas foi desenvolvida uma metodologia baseada no método dos coeficientes de influência que permite treinar uma rede neural multicamadas tipo *feedforward* para identificar as massas de correção que permitem diminuir as vibrações do rotor para uma dada velocidade. Saldarriaga e Steffen (2003) já haviam proposto uma metodologia para o uso de RNA no balanceamento de rotores flexíveis, caso em que a rede é treinada a partir de um modelo matemático do sistema. Nesta nova proposta a rede é treinada a partir das vibrações medidas nos planos de medida quando são adicionadas massas de teste nos planos correspondentes de correção. As entradas da rede são as vibrações medidas conforme separadas em suas componentes ortogonais e as saídas são os momentos produzidos pelas massas de teste colocadas nos planos de correção.

Na seqüência do trabalho são apresentados conceitos básicos sobre RNA; depois é explicada em detalhe a metodologia proposta; em seguida são apresentados os resultados de sua aplicação na bancada de rotores flexíveis disponível no Laboratório de Sistemas Mecânicos da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

2. REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

Uma RNA é uma estrutura de processamento paralelo de informação consistente em elementos de processamento (neurônios) interconectados por canais de comunicação unidirecionais. Cada neurônio tem uma única saída como resultado do processamento de um conjunto de entradas, esta saída pode fazer parte do conjunto de entradas de outros neurônios ou como uma das saídas da rede, dependendo se o neurônio está localizado em uma das camadas intermediárias ou na camada de saída. O neurônio possui duas fases de processamento. Na primeira fase, calcula-se o somatório do produto das entradas pelos pesos associados. Na Segunda, é atribuída uma função não linear, chamada função de ativação,

que é aplicada ao somatório resultante da primeira fase. Na figura 1. mostra-se o processo descrito anteriormente.

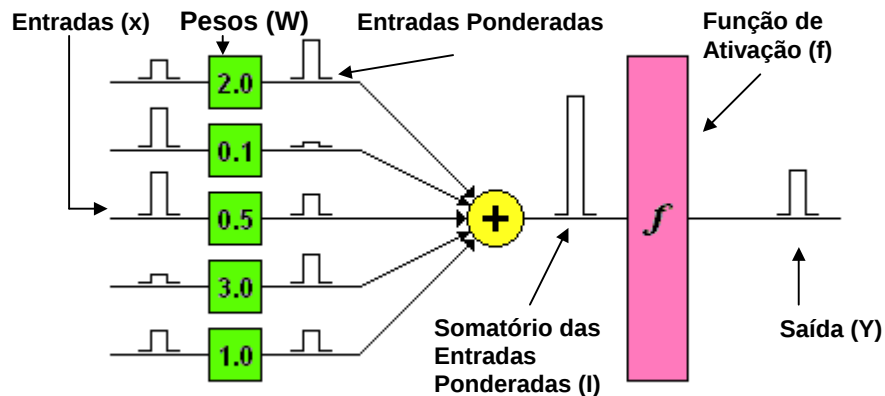


Figura 1. - Neurônio Artificial.

A Figura 2. ilustra uma rede multicamadas com arquitetura do tipo *feedforward*, com uma camada de entrada, duas ocultas e uma camada de saída. Normalmente é conveniente adicionar na camada de saída e nas ocultas, uma entrada extra (chamada de *bias*) com valor unitário (Haykin,1998). Desta forma, todos os neurônios são interconectados através dos pesos.

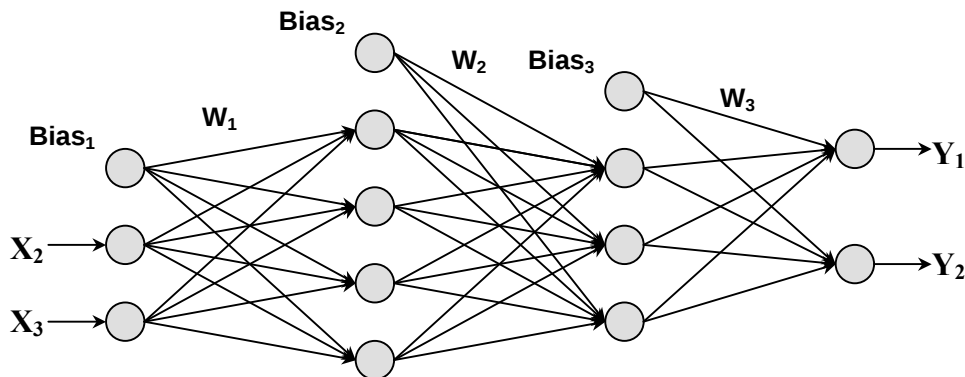


Figura 2. - Arquitetura de uma Rede Neural Artificial com Quatro Camadas.

3. METODOLOGIA PROPOSTA

O procedimento proposto pretende usar a capacidade das redes neurais na modelagem de sistemas complexos. Desta forma, as massas que produzem o desbalanceamento são identificadas usando uma combinação não-linear das amplitudes de deslocamento nos planos de medida separadas em suas partes reais e imaginárias. Conseqüentemente, a metodologia possui uma abrangência maior que a do método dos coeficientes de influência que simplesmente relaciona as amplitudes de deslocamento e os momentos de desbalanceamento como sendo uma combinação linear.

Um esquema do procedimento proposto é ilustrado na figura 3.

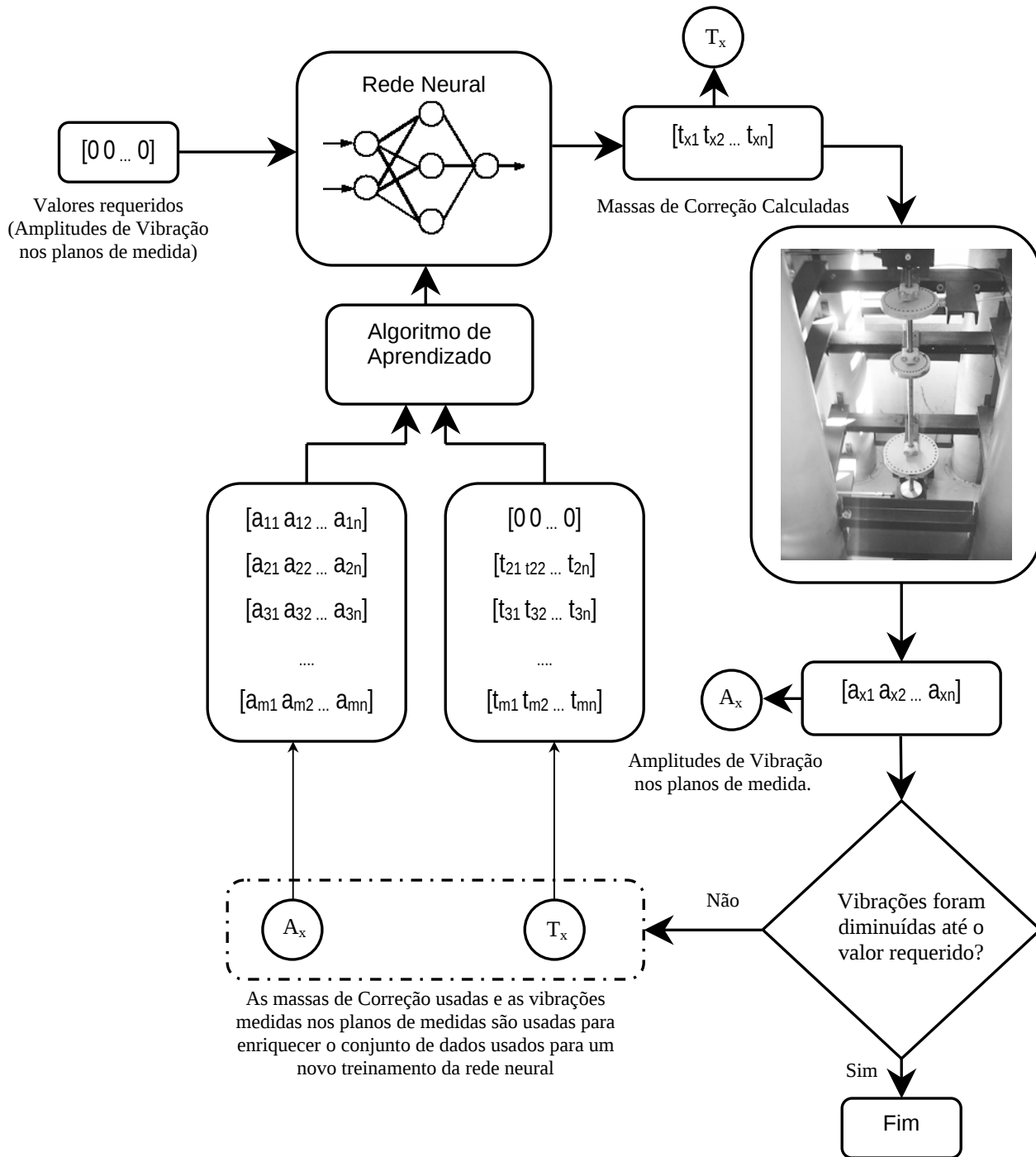


Figura 3. – Metodologia proposta.

Pelos motivos anteriores é evidente que o procedimento de balanceamento usando esta metodologia precisa de um maior número de ensaios com massas de teste do que o método dos coeficientes de influência, devido à dificuldade na identificação dos parâmetros não-lineares da rede neural, porém, seu uso está justificado pelo fato da dificuldade do método dos coeficientes de influência de alcançar resultados similares dependendo das características do sistema rotativo.

Como pode ser visto no esquema, a rede inicialmente é treinada com dois conjuntos de dados. O conjunto das entradas é composto pelas amplitudes de deslocamento medidas nos planos de medida em

suas componentes real e imaginária, e correspondentemente, as saídas são os momentos de desbalanceamento nas direções ortogonais, devidos às massas de teste. O primeiro membro do conjunto de parâmetros de entrada da rede são os deslocamentos medidos na condição inicial do rotor sem as massas de teste adicionadas ($[a_{11} \ a_{12} \ \dots \ a_{1n}]$), e conseqüentemente, a saída é um vetor de zeros, que corresponde aos momentos ortogonais devidos às massas de teste adicionadas (evidentemente, na condição inicial nenhuma massa de teste é alocada). Para a identificação das amplitudes de deslocamento e os momentos de desbalanceamento é necessária a adoção de um sistema de referência a partir do qual são medidos os ângulos de fase das vibrações e das massas adicionadas nos planos de correção (Figura 4).

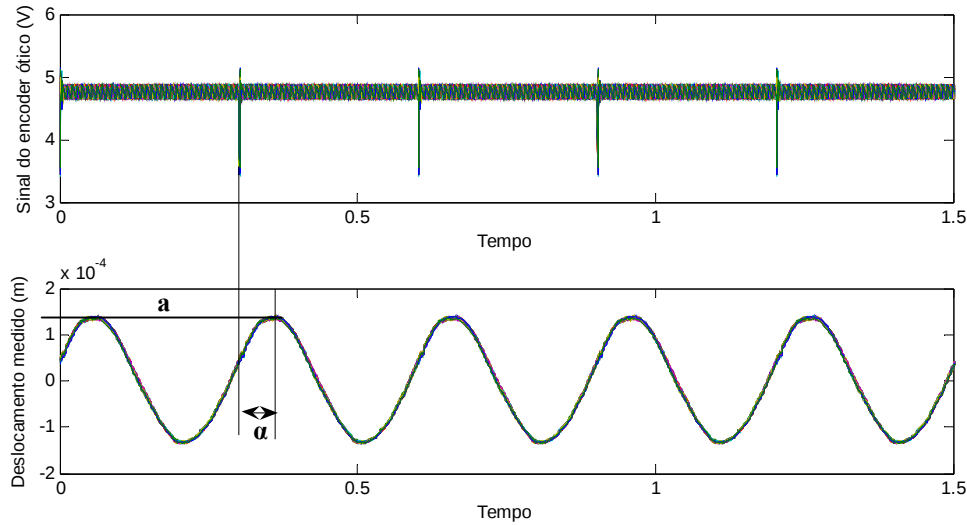


Figura 4. – Medição da amplitude e a fase dos sinais de vibração usando um *encoder* ótico.

O conjunto de massas de correção é obtido quando a rede calcula a massas que correspondem à vibração nula nos planos de medida, o que equivale a um vetor de zeros com magnitude igual a duas vezes o número de planos de medida. Obtidas as massas de correção é possível instalá-las nos planos de correção correspondentes e, em seguida, medir as vibrações resultantes deste procedimento nos planos de medida, sendo que, se os níveis de vibração admissíveis não foram alcançados, é necessário reiniciar o processo de treinamento da rede. Ao reinicializar é incluído o novo vetor de deslocamentos devido à adição das massas de correção. Desta forma continua-se um processo iterativo até alcançar o nível de vibrações desejado.

4. DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

Com o intuito de testar o procedimento proposto foi usada uma bancada vertical de rotores flexíveis disponível no Laboratório de Sistema Mecânicos da FEMEC. A metodologia foi testada considerando quatro planos de medida, coincidentes com as posições dos mancais, onde foram dispostos acelerômetros segundo as duas direções perpendiculares em cada plano. Para realizar o balanceamento foi escolhida a velocidade de 996 RPM, a qual está muito próxima da terceira velocidade crítica, e onde as vibrações são visivelmente altas. Na seqüência são descritos os componentes da bancada de rotação usada nos testes experimentais.

4.1. Características da Bancada de Rotores flexíveis

O sistema é composto por um rotor vertical suportado nos extremos por vigas flexíveis bi-engastadas que caracterizam a suspensão dos mancais. O rotor é acionado por um motor de corrente contínua, sendo possível controlar a velocidade de rotação variando a corrente da armadura, através de uma fonte variável de corrente. A geometria do rotor é detalhada na figura 5.

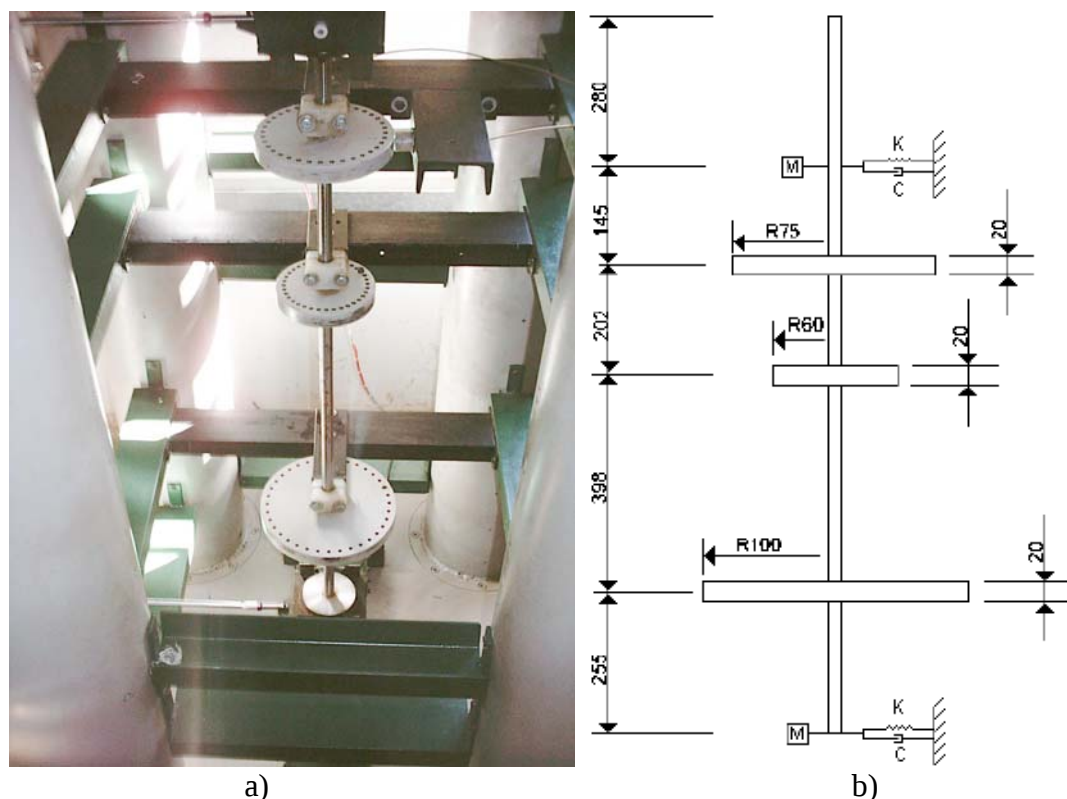


Figura 5. – a) Bancada de Rotores Flexíveis b) Geometria do Sistema (medidas em mm)

O sistema pode ser balanceado usando massas que podem ser adicionados nos furos localizados nos discos, cada disco tem 36 furos, que estão localizados à mesma distancia do eixo em cada um dos discos, no procedimento experimental foram usados parafusos (4,58 g), porcas (0,66 gr) e arruelas (0,59 g) para adicionar as respectivas massas de teste e de correção, pelo que é inevitável um erro na disposição das massas de correção de até 2,78% no ângulo de posição e 3,28% no valor da massa. Os deslocamentos nas direções transversais na altura do disco superior foram medidos usando sensores de proximidade indutivos (tipo *eddy-current*). Foram usados os quatro acelerômetros localizados nos mancais para medir as vibrações nestas posições, os que, ao final, constituíram os planos de medição usados no treinamento da rede. A velocidade de rotação foi medida usando um *encoder* ótico localizado na parte inferior do eixo. O dados foram armazenados usando um computador Pentium III de 900 MHz. O sistema de aquisição de dados é composto por um tacômetro HP 35658A, um módulo de oito canais de entrada HP 35655A, e um sistema de interfaceamento e processamento de sinais HP 35654B. A comunicação entre o computador e o sistema de aquisição é realizada através de uma placa PCI-GPIB. A aquisição é pilotada pelo computador, usando o aplicativo para aquisição e análise de sinais HP 3566A/67A. Os planos de balanceamento escolhidos foram os discos superior e inferior, sendo que as massas foram colocadas com uma excentricidade de 65 mm no disco superior e de 90 mm no disco inferior.

4.2. Resultados

Ao final do procedimento foi possível obter uma redução de 33,33% na vibração acumulada nos quatro planos de medida na velocidade escolhida para o balanceamento. Numa segunda tentativa, onde foram incluídos os valores determinados dos deslocamentos devido às massas de correção obtidos no passo anterior, foi alcançada uma redução de 69,88% nos níveis de vibração. Numa última tentativa o nível de vibração caiu 80,39% com relação à situação inicial. Os dados usados para o treinamento da rede neural na primeira tentativa podem ser encontrados no anexo A. As massas de correção determinadas a partir do procedimento são mostradas na tabela 1.

Tabela 1 – Massas de correção e vibrações medidas nos planos de medida nas três tentativas efetuadas.

Tentativas	1		2		3	
	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]
Massa de Correção no Plano 1	1222,6	-100	630,9	-60	538,85	-40
Massa de Correção no Plano 2	1075,7	-10	1011,6	-90	905,4	-70
Medições	[m/s ²]	[°]	[m/s ²]	[°]	[m/s ²]	[°]
Plano de Medida 1	7,9	272,19	2,482	155,12	1,6709	222,44
Plano de Medida 2	0,0889	120	0,0732	360	0,0157	46,83
Plano de Medida 3	3,4203	275,12	2,137	237,07	1,129	245,85
Plano de Medida 4	0,8251	149,27	0,8354	114,15	0,7828	114,146
Redução das Vibrações	33,33%		69,88%		80,39%	

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta uma possibilidade importante no sentido de melhorar a técnica dos coeficientes de influência no caso de uma aplicação envolvendo rotores flexíveis com mancais assimétricos e alto amortecimento. O uso de redes neurais mostrou ser bastante eficaz, ajudando a superar as dificuldades apresentadas. Evidentemente, foram necessárias três tentativas que, na opinião dos autores, se justificam à vista dos bons resultados obtidos.

Trabalhos futuros vão explorar a possibilidade da utilização de algoritmos genéticos em substituição às redes neurais.

6. AGRADECIMENTOS

O Primeiro Autor agradece à FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) e à CNPQ (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo auxílio econômico no desenvolvimento desta pesquisa.

7. REFERÊNCIAS

- Bishop, R., Glandell, G., 1959, “the vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor”, Journal of mechanical Engineering Science, 1, pp. 66-77.
- Goodman, T. P., 1964, “A least-square Method for Computing Balance Corrections”, Trans. ASME Journal of Engineering for Industry 273-279.
- Haykin, S. S., 1998, “Neural Networks: A Comprehensive Foundation (2nd Edition)”, Prentice Hall.
- Kang, Y., Liu C. -P. and Sheen G. -J., 1996., “A Modified Influence Coefficient Method for Balancing Unsymmetrical Rotor-Bearing Systems”, Journal Of Sound And Vibration, , Issue 2, 11, Pages 199-218.

- Kang, Y.; 1997, “Development and Modification of a Unified Balancing Method for Unsymmetrical Rotor-Bearing System”, Journal of Sound And Vibration, 199, pp. 349-368.
- Parkinson, A. et al, 1980, “A theoretical Introduction to the development of a unified approach to flexible rotor Balancing”, Journal of Sound and Vibration 68; 489-506.
- Saldarriaga, Manuel Villafañe; Steffen Jr, Valder, 2003, “Balancing of Flexible Rotors without Trial Weights by using Optimization Techniques”, 17° International Congress of Mechanical Engineering, 2003, São Paulo (Brazil).
- Steffen Jr. V.e Lacerda H., 1996, “The Balancing of Flexible Rotors”, The international Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol II, Number 1-2.
- Vaqueiro, J.; 1989, “Balanceamento de Rotores Flexíveis”, Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas – SP, Brasil.
- Xu, B, Qu, L., 2001, “A new Practical Modal Method for Rotor Balancing”, Proc. Of the Institution of Mechanical Engineers, 215, Part C, 179-189.
- Zhou e Shi, 2001, 2001, “Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey”, The Shock and Vibration Digest, September, pp. 361-371.
- Zori E. S., 1982, “A Unified Approach to Balancing with Multiple Constrains”, IFToMM Conference, Rome (Italy).

BALANCING OF UNSYMETRICAL FLEXIBLE ROTORS USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

M. Villafañe Saldarriaga (*)

mavisa@mecanica.ufu.br

V. Steffen Jr (*),

vsteffen@mecanica.ufu.br

J. Mahfoud (**)

jarir.mahfoudh@insa-lyon.fr

(*) Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
38400-902 Uberlândia – MG

(**) Laboratoire de Dynamique des
Machines et des Structures
UMR CNRS 5006 – INSA de Lyon
69621 Villeurbanne – France

Abstract:

In the present work is presented a alternative methodology in order to balancing asymmetric and high damped flexible rotor by using neural networks. This procedure was developed looking for to improve the performance of the classical methods, which have problems in these situations, like is the case of the influence coefficient method, which is usually used at the industry. The methodology is tested experimentally

Keywords: Flexible Rotors, Neural Networks, Rotor Balancing

Anexo A

Tabela 2. - Dados usados no treinamento inicial da rede.

Testes Preliminais	1		2		3		4		5		6	
Massas de Teste	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]
Plano de Correção 1	0	--	670.15	-90	0	--	884	-190	807.3	-170	807.3	-90
Plano de Correção 2	0	--	0	--	927.9	-90	533.7	-140	799.2	-150	799.2	-80
Medidas	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]
Plano de Medida 1	11,2	2,9268	6,4843	360	6,374	319,02	18,53	324,88	20,55	316,1	6,86	283,9
Plano de Medida 2	0,00557	266,34	0,0329	130,65	0,536	231,22	0,0938	207,81	0,108	169,76	0,0525	137,56
Plano de Medida 3	5,5136	360	3,4256	333,87	2,829	301,45	9,456	321,96	11,31	310,24	3,44	275,12
Plano de Medida 4	1,6322	219,51	1,4859	211,94	1,421	155,12	2,1867	199,02	2,5367	193,17	1,2166	134,63
Testes Preliminais	7		8		9		10		11		12	
Massas de Teste	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]	M[gr.mm]	ang[°]
Plano de Correção 1	577.2	-60	577.2	-40	730.6	-130	807.3	-50	807.3	-80	807.3	-50
Plano de Correção 2	905.4	-140	586.8	-150	0	--	799.2	-80	799.2	-340	799.2	-340
Medidas	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]	[m/s^2]	[°]
Plano de Medida 1	9,868	310,64	7,2281	328,06	11,088	333,66	3,5856	219,51	18,628	46,452	8,3094	90,73
Plano de Medida 2	0,04	145,16	0,0391	249,68	0,0748	175,61	0,0335	46,829	0,0859	252,58	0,0251	360
Plano de Medida 3	6,034	301,93	4,455	316,45	6,028	333,66	1,981	257,56	9,3553	49,355	4,228	70,24
Plano de Medida 4	2,4815	185,8	2,1328	200,32	1,6467	207,81	0,9883	131,71	1,6551	258,38	1,1251	275,12