

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA
POLITÉCNICA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA**

**Análise do comportamento dinâmico de uma máquina
de papel por ODS e elementos finitos**

Luccas Betton da Silva

**São Paulo
2014**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA
POLITÉCNICA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA**

**Análise do comportamento dinâmico de uma máquina
de papel por ODS e elementos finitos**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Luccas Betton da Silva

Orientador: Walter Jorge Augusto Ponge-Ferreira

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

**São Paulo
2014**

Silva, Luccas Betton da

Análise do comportamento dinâmico de uma máquina de papel por ODS e elementos finitos / L.B. da Silva. -- São Paulo, 2014.

100 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Dinâmica de máquinas 2.Estruturas (Análise) 3.Método dos elementos finitos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Como toda máquina de rotação, o estudo e identificação de vibrações nas máquinas de papéis são de grande importância. A análise ODS (*Operational Deflection Shape*) consiste em um processo experimental, onde os deslocamentos são medidos em alguns pontos de uma estrutura durante sua operação e depois, por meio de um programa de elementos finitos, a estrutura é modelada e os deslocamentos são aplicados no modelo, tentando reproduzir o movimento da máquina durante sua operação da melhor forma possível. Com essa análise é fácil verificar onde se encontram os picos de vibrações na máquina, e realizar mudanças para a diminuição dessas vibrações. Este trabalho tem como objetivo estudar os conceitos de uma análise ODS e sua aplicação na caracterização do comportamento dinâmico de uma máquina de papel com auxílio do método de elementos finitos.

Palavras-chaves: Dinâmicas (Análise). Estruturas (Análise). Método dos elementos finitos.

ABSTRACT

As any rotational machine, the study and identification of vibrations on paper machine are very important. The ODS (Operational Deflection Shape) analysis consists in an experimental process, where displacements are measured in several points of the structure during its operational conditions, and by a finite element software, the structure is modeled, and the displacements are applied on the model, trying to reproduce the machine dynamic behavior. With this analysis, it is simple to observe the location of the vibration peaks, and do effective structural modification to decrease the vibration. This paper aims to study the ODS concepts and its application on the characterization of the paper machine dynamic behavior using finite element model.

Keywords: Dynamic (Analysis). Structural (Analysis). Finite elements method.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	8
2. MÁQUINAS DE PAPEL	9
2.1. História	9
2.2. Seções da máquina	10
2.2.1. Formador	10
2.2.2. Prensa	11
2.2.3. Secagem	11
2.2.4. Enrolamento	11
2.3. Tipos de Papéis.....	12
2.4. Tipo de vibrações	13
2.4.1. Ressonância.....	13
2.4.2. Desbalanceamento.....	14
2.4.3. Desalinhamento.....	14
2.4.4. Rolamentos.....	14
2.4.5. Folgas	14
3. ODS (<i>OPERATIONAL DEFLECTION SHAPE</i>).....	15
3.1. Definição	15
3.2. Etapas da análise	16
3.2.1. Modelagem da estrutura.....	16
3.2.2. Análise modal.....	16
3.2.3. Medição dos deslocamentos.....	17
3.2.4. Processamento de sinal	17
3.2.5. Simulação.....	18
3.2.6. Estimativa de deslocamentos	18
4. SUPERPOSIÇÃO MODAL	20

4.1.	Definição	20
4.2.	Coordenadas modais.....	21
4.3.	Aplicação na análise ODS	23
5.	SISTEMA MASSA-MOLA	25
5.1.	Sistema	25
5.2.	Método.....	25
5.3.	Simulação	26
5.3.1.	Influência dos modos	29
5.3.2.	Influência dos pontos medidos.....	31
5.4.	Conclusão	34
6.	VIGA BIAPOIADA	35
6.1.	Modelo.....	35
6.2.	Solução analítica.....	36
6.3.	Resultados	37
6.4.	Conclusão	41
7.	ESTRUTURA TRIDIMENSIONAL.....	42
7.1.	Análise modal.....	43
7.2.	Simulação	46
7.2.1.	Direção Transversal (Z)	48
7.2.2.	Direção longitudinal (X)	53
7.3.	Conclusão	56
8.	CONCLUSÕES	58
	BIBLIOGRAFIA	60

1. INTRODUÇÃO

Diversos métodos são realizados para estudar o comportamento dinâmico de máquinas de alta rotação, e assim, definir as origens, magnitudes, e consequências das vibrações na estrutura. Em máquinas de papel não seria diferente, cada vez mais aumenta sua importância devido a maior concorrência no segmento e a procura por papéis com melhor qualidade.

Um desses métodos é a análise por ODS (*Operational Deflection Shape*). Por meio dessa análise é possível obter uma representação gráfica do movimento da estrutura durante a sua operação e, com essa representação, visualizar os pontos críticos de vibrações, e assim, realizar eventuais mudanças na estrutura para a diminuição dos picos de vibrações.

Neste trabalho foram descritas as etapas e as características de uma análise ODS de forma teórica, e como foi realizada essa análise por meio de um programa de elementos finitos.

Durante a realização do trabalho, percebeu-se a necessidade de estudar um método para estimar os deslocamentos de graus de liberdade que não podem ser medidos no processo experimental, algo que não é previsto na análise ODS. Portanto, o leitor ao longo do trabalho observará que, muitas vezes, foi dado um enfoque muito maior nesse método do que na análise ODS em si.

2. MÁQUINAS DE PAPEL

2.1. História

A primeira patente de uma máquina de papel é atribuída ao francês Louis-Nicolas Roberto, em 1799. Mas, muito antes da criação de máquinas para a fabricação contínua de papel, a humanidade produzia papel, já que o ser-humano sempre teve interesse em armazenar ou representar informações.

Os primeiros indícios da criação do papel são na China durante a Dinastia Han (206 AC – 220 DC). O processo, antes das máquinas de papéis, consistia em imergir uma tela com moldura de madeira em um tanque com uma suspensão de fibras, e depois, secá-la ao ar livre.

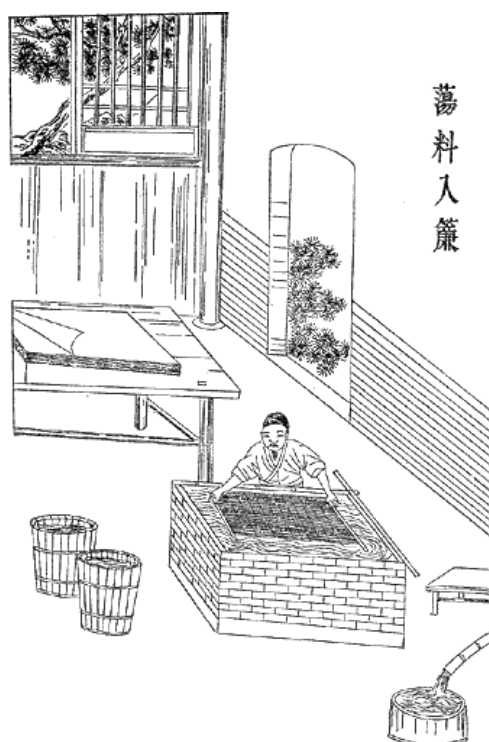


Fig. 2.1 - Produção do papel em telas na antiguidade. (D'ALMEIDA, 1988)

Já as primeiras máquinas conseguiam produzir papel com comprimento infinito, por meio de uma tela suspensa em roletes de madeira. Com o passar do tempo foram sendo incorporados novos elementos para acelerar o processo de secagem, aumentar a produção, melhorar a qualidade do papel e desenvolver novos tipos de papéis para fins variados.



Fig. 2.2 – Exemplo de uma máquina de papel

Atualmente, é possível separar as máquinas de papel em 4 seções principais:

- Formador
- Prensa
- Secagem
- Enrolamento

2.2. Seções da máquina

2.2.1. Formador

No começo do processo a composição do papel consiste em 0,3 a 1,5 % de fibras e o restante água. O formador é responsável pela distribuição uniforme das fibras sobre a tela, garantindo que a folha tenha propriedades uniformes ao longo de sua largura. No formador a água é retirada por gravidade e vácuo.

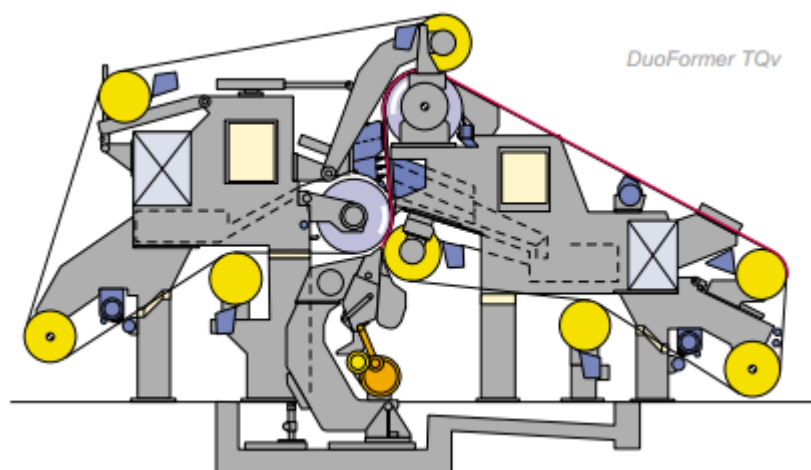


Fig. 2.3 – Formador de uma máquina de papel – Disponível em: http://voith.com/en/037_p3276_e_848_848.pdf

2.2.2. Prensa

Nessa parte da máquina a água é retirada pela prensagem do papel. “A função primordial da prensagem úmida de uma máquina de papel é remover a quantidade máxima possível de água da folha do papel antes de submetê-la à secagem por calor. Outras funções são a redução do volume específico e melhora da lisura da folha.” (D’ALMEIDA, 1988)

2.2.3. Secagem

Na seção de secagem a água é retirada pela aplicação de calor na folha. “O método convencional da secagem é a passagem da folha de papel ou papelão sobre cilindros aquecidos a vapor. A folha é mantida em contato íntimo com a superfície dos cilindros, por meio de feltros secadores.” (D’ALMEIDA, 1988)



Fig. 2.4 – Seção de secagem de uma máquina de papel

2.2.4. Enrolamento

A seção de enrolamento é a parte final de uma máquina de papel. Em todas as seções anteriores a fabricação de papel é realizada de forma contínua. “Neste ponto torna-se necessário transformar a folha contínua em unidade finitas e independentes, a fim de facilitar a sua manipulação e utilização posterior.” (D’ALMEIDA, 1988)



Fig. 2.5 - Seção de enrolamento em uma máquina de papel - Disponível em < <http://www.tappi.org/content/Images/enewsletters/ecorr/scllarge.gif> >

2.3. Tipos de Papéis

As máquinas podem ser classificadas pelos tipos principais de papéis produzidos, com destaque as máquinas de papel gráfico e papel tissue:

- Papel Gráfico

Máquina de papel voltado para a fabricação de papel utilizado em revistas, jornais e livros. Essas máquinas podem apresentar grande velocidade de produção, por volta de 2200 m/min, e larguras de até 11 metros.

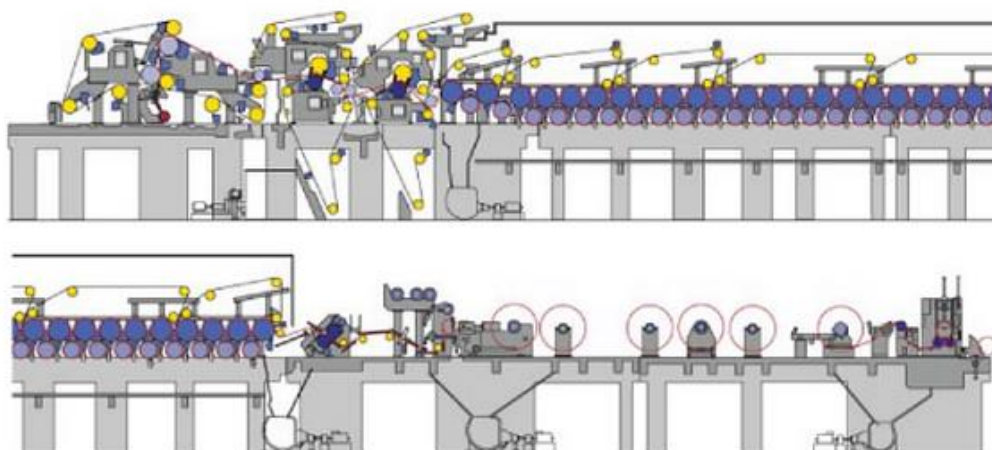


Fig. 2.6 - Exemplo de uma máquina de papel gráfico (HOLIK)

- Papel Tissue:

São máquinas muito menores que as máquinas de fabricação de papel, voltadas para papéis finos com pequena gramatura, como papel higiênico.



Fig. 2.7 - Máquina de fabricação de papel Tissue

Além desses dois tipos, ainda existem máquinas de:

- Papel cartão
- Papel de embalagem
- Papel especial

2.4. Tipo de vibrações

2.4.1. Ressonância

Um dos piores problemas que pode ser encontrado em uma máquina de qualquer natureza é a ressonância. Estruturas como máquinas de papéis, que apresentam diversas frequências de ressonâncias devido à grande quantidade de elementos da máquina, devem ser analisadas e construídas de forma que suas frequências de rotação não se aproximem de nenhuma frequência de ressonância, evitando a ocorrência de graves problemas de vibrações na estrutura.

2.4.2. Desbalanceamento

Devido à grande quantidade de elementos rotativos, e rolos, o desbalanceamento é uma das principais fontes de vibrações em uma máquina de papel. Para diminuir essa fonte de vibração existem qualidades de balanceamento especificadas para cada rolo.

Pode-se observar um pico no espectro de vibração, obtido geralmente via FFT, em cada frequência de rotação dos rolos.

2.4.3. Desalinhamento

O desalinhamento pode ser de dois tipos: angular ou deslocamento do eixo de rotação. Ambos apresentam picos na frequência de rotação e duas vezes a frequência de rotação, embora o desalinhamento angular seja mais perceptível na direção axial, enquanto o outro na direção radial.

2.4.4. Rolamentos

Rolamentos danificados podem ser outra fonte de vibração em uma máquina. Impactos dos elementos rolantes com a pista podem levar a estrutura a uma excitação de suas frequências de ressonância.

2.4.5. Folgas

Folgas podem ocorrer devido à uma montagem mal realizada, desgaste, trinca ou quebra de algumas das peças da máquina. Frequentemente as amplitudes da vibração por folgas são baixas, mas não devem ser ignoradas.

Problemas com folgas tornam-se mais críticos com o tempo de uso das máquinas, podendo causar sérios danos às máquinas. Eventualmente as vibrações decorrentes das folgas tornam-se instáveis e produzem vibrações autoexcitadas próximas às frequências de ressonância da máquina.

3. ODS (*OPERATIONAL DEFLECTION SHAPE*)

3.1. Definição

O objetivo principal da análise ODS é representar graficamente o movimento da estrutura durante suas condições operacionais. Como resultado, se espera obter uma visualização clara e objetiva da localização dos principais pontos de vibração da estrutura, bem como, quantificar essas magnitudes de vibração.

A análise ODS pode ser aplicada tanto no domínio do tempo, através da aplicação direta dos deslocamentos medidos, quanto no domínio da frequência, por meio do processamento de sinal é analisado o movimento da estrutura apenas nas frequências de interesse.

Algumas condições são importantes durante esse tipo de análise. Durante o processo experimental, devem ser estudados problemas comuns encontrados em qualquer medição e outros problemas específicos dessa análise. Os principais fatores que devem ser levados em consideração nessa análise são: evitar interferências externas; garantir que os equipamentos relacionados à medição estejam em boas condições, devidamente calibrados; e garantir que a quantidade e a localização dos pontos medidos sejam suficientes para retratar o movimento da máquina.

É importante definir a diferença entre uma análise modal e uma análise ODS. Análises modais mostram as frequências naturais e os modos de vibração de uma estrutura, considerando apenas suas propriedades. Em casos simples onde a frequência de excitação é conhecida e onde ela é produzida, podemos detectar com a análise modal se alguma frequência de ressonância está sendo excitada.

Porém, em casos complexos onde se têm diversas fontes de excitação e dificuldade em localizar suas fontes, a análise ODS consegue ser útil. Assim como na análise modal, são consideradas as propriedades da estrutura, e também, as excitações externas a que essa estrutura é submetida.

A quantidade e localização dos pontos medidos têm uma função primordial em uma análise ODS. Parte-se do pressuposto que com os pontos medidos pode ser representado o comportamento dinâmico da estrutura. Em pequenas estruturas onde os

pontos são acessíveis para a instalação de sensores ou máquinas com poucas fontes de vibração, isso de fato, pode ser facilmente alcançado. Mas em máquinas de papéis, com elevadas dimensões e centenas de fontes de vibração, existe uma dificuldade maior em se cobrir pontos suficientes para representar o movimento da estrutura. Por isso, durante o trabalho foi incluído uma nova etapa na análise ODS para diminuir a necessidade de um processo experimental extenso.

Nos próximos capítulos são mostradas passo a passo as etapas da análise ODS, e por fim, a estimativa de deslocamentos de graus de liberdade.

3.2. Etapas da análise

3.2.1. Modelagem da estrutura

Primeiramente é realizada a modelagem da estrutura no computador. Existem programas específicos para análise ODS, que contêm todas as ferramentas necessárias para a modelagem, mas durante a análise ODS leva-se em consideração apenas restrições geométricas. A proposta desse trabalho foi utilizar programas de elementos finitos para realizar a modelagem e simulação da estrutura, podendo expandir a análise ODS para uma análise mais completa, sendo possível verificar magnitudes de tensão gerados na estrutura durante as cargas operacionais.

Algumas hipóteses simplificadoras devem ser feitas durante a modelagem, buscando o equilíbrio entre precisão dos resultados e tempo de processamento da simulação. Um modelo com as simplificações erradas irá acarretar resultados incorretos, enquanto um modelo com malhas excessivamente refinadas podem tornar a simulação extensa, ou até mesmo inviável, dependendo da capacidade de processamento dos computadores utilizados.

3.2.2. Análise modal

Para determinar os pontos que serão medidos na estrutura, é importante identificar quais são os pontos que, provavelmente, podem apresentar picos de deslocamentos (ventres da análise modal), e os pontos que não apresentam grandes deslocamentos (nós da análise modal).

Definido quantos e quais são os modos de interesse da estrutura nas condições de operação, por meio do programa de elementos finitos, realiza-se a análise modal da estrutura e encontra-se as frequências naturais e modos de vibração do sistema. Um programa de elementos finitos fornece com fácil visualização os pontos de maior deslocamento nas formas dos modos de vibração da estrutura.

3.2.3. Medição dos deslocamentos

Definido os pontos onde serão instalados os sensores, é realizado a aquisição de dados em campo. Para realizar a análise ODS é necessário que durante o processo experimental se garanta a mesma referência de fases entre os deslocamentos dos pontos. Se a medição for realizada simultaneamente em todos os pontos, pode-se garantir a acuidade da magnitude e da fase entre os pontos medidos, caso a instrumentação esteja calibrada em amplitude e em fase, o que não é tão usual.

Geralmente realizar a medição de todos os pontos ao mesmo tempo é inviável, seja pela dificuldade de levar todos transdutores e cabos em toda a extensão da estrutura, ou pelo fato de não ter um equipamento que suporte uma grande quantidade de canais de medição. Nesse caso, é utilizado um canal fixo como referência de fase em toda a medição e os demais pontos podem ser medidos em diferentes períodos de tempo.

3.2.4. Processamento de sinal

Com o espectro de aceleração obtido a partir do processamento de sinal dos dados medidos no processo experimental, é possível visualizar em quais frequências os picos de vibrações encontram-se.

Com um programa de análise de sinal, o espectro é obtido a partir da Transformada Rápida de Fourier (*FFT – Fourier Fast Transform*), e por meio de integrações é obtido o espectro de deslocamento. Filtros e janelamentos devem ser escolhidos de modo que diminuam o ruído do sinal medido, e que se evitem erros numéricos nos valores de amplitudes e frequências obtidos. Como não é escopo do trabalho, a escolha dos filtros e janelamentos não serão abordados.

3.2.5. Simulação

Nessa etapa será possível visualizar o movimento da estrutura durante sua operação. A simulação pode ser feita com o sinal no domínio do tempo ou nas frequências de interesse da estrutura.

Neste trabalho, o escopo é realizar uma análise com o sinal medido para algumas frequências. Normalmente as frequências de rotação dos rolos da máquina de papel.

Por meio do movimento representado pelo programa de elementos finitos podem ser tomadas medidas objetivas e claras para diminuir a magnitude de vibração nos locais e componentes da estrutura onde essa vibração é excessiva.

3.2.6. Estimativa de deslocamentos

Pelo processo experimental é impossível medir todos os graus de liberdade. Como foi dito na seção 3.2.2, pode-se definir a localização dos sensores que identificam de forma satisfatória o movimento da estrutura. Entretanto, em alguns casos, é difícil prever quais são os modos excitados durante o funcionamento da máquina. Por isso, foi vista a necessidade de se abordar uma maneira de estimar os deslocamentos não medidos durante o processo experimental.

Dessa forma, foi considerada mais uma etapa intermediária na análise ODS, antes da simulação do movimento da estrutura no programa de elemento finitos. Admitindo-se que os graus de liberdade medidos não sejam suficientes para representar o movimento da estrutura, foram estudadas algumas técnicas para a estimativa do deslocamento de graus de liberdade de pontos não medidos da estrutura. Esta necessidade não é apenas teórica, já que muitas vezes alguns pontos da estrutura estão, de fato, fora de alcance para a fixação de sensores.

Foram analisados três métodos para estimar os deslocamentos, utilizando os seguintes conceitos teóricos:

- Impedância mecânica
- Observador de estados
- Superposição Modal

Após essa análise, o método escolhido para o desenvolvimento da análise ODS foi o de superposição modal, que será abordado amplamente no capítulo 4. Entretanto, foi verificada a possibilidade de no futuro ser utilizando o conceito de impedância mecânica ou observador de estados em uma análise ODS.

4. SUPERPOSIÇÃO MODAL

4.1. Definição

Considerando a equação de movimento de um sistema genérico com N graus de liberdade:

$$[M]\ddot{x}(t) + [C]\dot{x}(t) + [K]x(t) = p(t) \quad (\text{Eq. 4.1})$$

Onde M , C e K são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, do sistema, todas com dimensão $N \times N$. O vetor x é o deslocamento dos graus de liberdade do sistema, e o vetor p é o carregamento aplicado no sistema, ambos no domínio do tempo e com dimensão $N \times t$.

As frequências naturais ω_n e os modos de vibração ou autovetores Φ_n ($N \times 1$) do sistema são encontrados com a equação

$$([K] - \omega_n^2 [M])[\phi_n] = 0$$

$$\phi_n = \begin{bmatrix} \varphi_{n1} \\ \varphi_{n2} \\ \vdots \\ \varphi_{nN} \end{bmatrix} \quad (N \times 1)$$

A superposição modal relaciona o movimento $x(t)$ dos N graus de liberdade com seus N modos. As amplitudes dos graus de liberdade podem ser caracterizadas pelos modos de vibração e o vetor de coordenadas modais q_n

$$x(t) = \sum_{n=1}^N \phi_n q_n(t) \quad (\text{Eq. 4.2})$$

Definindo-se uma matriz de modos de vibração V e a matriz de coordenada modais $q(t)$

$$V = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \dots \quad \phi_N] \quad (N \times N)$$

$$q(t) = \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_N(t) \end{bmatrix} \quad (N \times t)$$

A Eq. 4.2 pode ser escrita na forma

$$x(t) = [V] \cdot q(t) \quad (\text{Eq. 4.3})$$

A Eq. 4.1 pode ser reescrita

$$[V]^T [M] [V] \ddot{q}(t) + [V]^T [C] [V] \dot{q}(t) + [V]^T [K] [V] q(t) = \bar{p}(t) \quad (\text{Eq. 4.4})$$

O carregamento do sistema pode ser escrito em função de um vetor de distribuição espacial s

$$p(t) = s \check{p}(t)$$

$$s = \sum_{n=1}^N \Gamma_n M \phi_n$$

O vetor Γ_n , conhecido como fator de participação modal, pode ser definido pela relação inversa

$$\Gamma = [V]^T s$$

Portanto, a Eq. 4.4 pode ser escrita da seguinte forma

$$\ddot{q}(t) + 2\xi\omega_n\dot{q}(t) + \omega_n^2 q(t) = \Gamma\{\check{p}(t)\}$$

4.2. Coordenadas modais

Definida a superposição modal, nesta seção será explicado como encontrar os vetores de coordenadas modais q_n a partir dos deslocamentos dos graus de liberdade do sistema x_n . No desenvolvimento das equações o símbolo apóstrofe utilizado em matrizes e vetores, por exemplo, x' , denota a inversa do parâmetro.

Considerando que a matriz de massa M do sistema é diagonal e constante, os valores do vetor de coordenadas modais podem ser encontrados a partir da ortogonalidade dos modos.

$$\phi_j \cdot \phi_n = 0 \quad (j \neq n) \quad (\text{Eq. 4.5})$$

$$\phi_j \cdot \phi_n = 1 \quad (j = n) \quad (\text{Eq. 4.6})$$

O resultado da multiplicação entre Φ_n e Φ_j na Eq. 4.6 define um dos critérios da normalização possível, que foi utilizado neste trabalho. Para facilitar o desenvolvimento das equações será admitido que o valor foi normalizado para 1, como é feito usualmente.

Multiplicando a Eq. 4.2 por ϕ_j ,

$$\phi_j \cdot x(t) = \phi_j \cdot \sum_{n=1}^N \phi_n q_n(t)$$

Expandindo essa relação para todos os modos, é possível obter um sistema para todos os vetores de coordenadas modais,

$$\begin{bmatrix} \phi'_1 \cdot x(t) \\ \phi'_2 \cdot x(t) \\ \vdots \\ \phi'_N \cdot x(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi'_1 \cdot \phi_1 & \phi'_1 \cdot \phi_2 & \cdots & \phi'_1 \cdot \phi_N \\ \phi'_2 \cdot \phi_1 & \phi'_2 \cdot \phi_2 & \cdots & \phi'_2 \cdot \phi_N \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi'_N \cdot \phi_1 & \phi'_N \cdot \phi_2 & \cdots & \phi'_N \cdot \phi_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_N(t) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

Pela Eq. 4.5 e Eq. 4.6

$$\begin{bmatrix} \phi'_1 \cdot x(t) \\ \phi'_2 \cdot x(t) \\ \vdots \\ \phi'_N \cdot x(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_N(t) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \phi'_1 \cdot \{x(t)\} \\ \phi'_2 \cdot \{x(t)\} \\ \vdots \\ \phi'_N \cdot \{x(t)\} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_N(t) \end{bmatrix}$$

A equação anterior ainda pode ser escrita como

$$[V]' \cdot x(t) = q(t)$$

Com esse sistema linear é definido todos os valores dos N vetores de coordenadas modais em todo o período de tempo da análise.

No procedimento ODS é usual estudar o comportamento do sistema em função da frequência, para isso é obtido o espectro de deslocamentos dos sinais de vibração medidos, nesse caso a superposição modal será realizada no domínio da frequência. Considerando $X(\omega)$ o deslocamento dos graus de liberdade do sistema e $Q_n(\omega)$ o vetor de coordenada modal, ambos no domínio da frequência, aplicando a Transformada de Fourier na Eq. 4.2, é obtido

$$X(\omega) = \sum_{n=1}^N \phi_n Q_n(\omega) \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Como a Transformada de Fourier é um operador linear, o mesmo procedimento pode ser usado para encontrar o valor de Q_n .

$$\begin{bmatrix} \phi'_1 \cdot X(\omega) \\ \phi'_2 \cdot X(\omega) \\ \vdots \\ \phi'_N \cdot X(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1(\omega) \\ Q_2(\omega) \\ \vdots \\ Q_N(\omega) \end{bmatrix}$$

Com as coordenadas modais definidas a partir de alguns graus de liberdade medidos, será possível realizar o processo inverso e estimar o deslocamento em todos os graus de liberdade da estrutura. Entretanto, até o momento foi considerado que o vetor de deslocamento $x(t)$ ou $X(\omega)$ era conhecido em todos graus de liberdade, o que na análise ODS não será verdade. Na próxima seção é explicado como foi aplicado esse método de expansão modal na análise ODS.

4.3. Aplicação na análise ODS

Para a análise ODS, admitindo-se um sistema com N graus de liberdade, sendo que apenas k graus de liberdade foram medidos em w frequências e, escolhidos m modos de interesse, define-se:

- X_{MED} – Espectro de deslocamento medidos ($k \times w$)
- $V = [\phi_1 \ \phi_2 \ \dots \ \phi_N]$ – Matriz de modos do sistema ($N \times N$)

A fim de obter um sistema de equações algébricas definido, o primeiro passo é eliminar os $N-m$ modos que não contribuem significativamente para a resposta do sistema na faixa de frequência de interesse, ou seja, elimina-se as colunas correspondentes da matriz V . Essa nova matriz V foi denominada V_{SIST} :

- $V_{SIST} = [\phi_a \ \dots \ \phi_b \ \dots \ \phi_c]$ – Matriz dos modos da análise ($N \times m$)

Da mesma forma, os $N-k$ graus de liberdade que não foram medidos são eliminados da matriz V_{SIST} , retirando-se as linhas correspondentes da matriz.

- $V_{TRUNC} = [\hat{\phi}_a \ \dots \ \hat{\phi}_b \ \dots \ \hat{\phi}_c]$ – Matriz truncada dos modos ($k \times m$)

Devido ao fato de ser retirado algumas coordenadas da matriz de modos, as condições de ortogonalidade e normalização das Eq. 4.5 e Eq. 4.6 já não são garantidas. Sendo assim, a matriz com os produtos escalares dos N modos do sistema não será mais uma matriz identidade, portanto, é necessário resolver o sistema linear como na equação Eq. 4.7

$$\begin{bmatrix} \hat{\phi}'_a \cdot X_{MED}(\omega) \\ \vdots \\ \hat{\phi}'_b \cdot X_{MED}(\omega) \\ \vdots \\ \hat{\phi}'_c \cdot X_{MED}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\phi}'_a \cdot \hat{\phi}_a & \cdots & \hat{\phi}'_a \cdot \hat{\phi}_b & \cdots & \hat{\phi}'_a \cdot \hat{\phi}_c \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \hat{\phi}'_b \cdot \hat{\phi}_a & \cdots & \hat{\phi}'_b \cdot \hat{\phi}_b & \cdots & \hat{\phi}'_b \cdot \hat{\phi}_c \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \hat{\phi}'_c \cdot \hat{\phi}_a & \cdots & \hat{\phi}'_c \cdot \hat{\phi}_b & \cdots & \hat{\phi}'_c \cdot \hat{\phi}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{Q}_a(\omega) \\ \vdots \\ \hat{Q}_b(\omega) \\ \vdots \\ \hat{Q}_c(\omega) \end{bmatrix}$$

Também pode ser escrito apenas como

$$[V_{TRUNC}]' \cdot X_{MED}(\omega) = [V_{TRUNC}]' \cdot [V_{TRUNC}] \cdot \hat{Q}(\omega)$$

Sendo $\hat{Q}(\omega)$ a matriz aproximada dos vetores de coordenadas modais dos modos escolhidos.

$$\hat{Q}(\omega) = \frac{[V_{TRUNC}]' \cdot X_{MED}(\omega)}{[V_{TRUNC}]' \cdot [V_{TRUNC}]} \text{ (m x w)} \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Encontrado a matriz $\hat{Q}(\omega)$ é possível estimar os deslocamentos dos N graus de liberdade utilizando a Eq. 4.8 escrita em função da matriz V_{SIST} , definida anteriormente,

$$X_{EST}(\omega) = [V_{SIST}] \cdot \hat{Q}(\omega) \text{ (N x w)} \quad (\text{Eq. 4.10})$$

Como pode ser verificado, os graus de liberdade que foram medidos também são estimados. Portanto, é possível quantificar nos k graus de liberdade medidos, o erro da estimativa dos deslocamentos.

Caso o erro esteja fora dos limites admissíveis, pode-se aumentar os números de modos de interesse da análise. Em último caso, pode ser necessário realizar uma nova medição aumentando os pontos de medição.

No próximo capítulo, será apresentado como é aplicado esse método em um sistema massa-mola.

5. SISTEMA MASSA-MOLA

5.1. Sistema

Para iniciar a aplicação do método de superposição modal foi estudado o comportamento de um sistema linear massa-mola e a tentativa de estimar o deslocamento de seus graus de liberdade. Foi considerado um sistema com 5 graus de liberdade com massas e molas iguais.

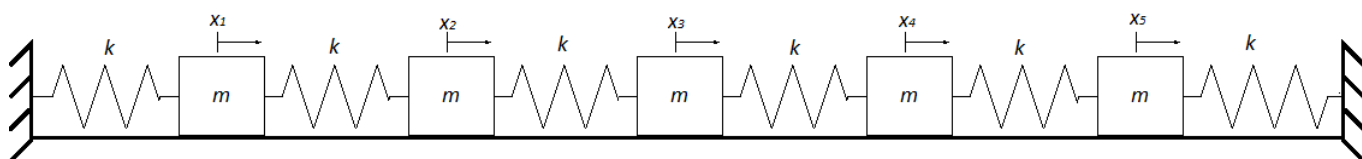


Fig. 5.1 - Sistema massa-mola com 5 graus de liberdade

Considerando m igual a 5 kg e k igual a 5N/m, foram definidas as matrizes de massas e rigidez do sistema. Pelo *Matlab* foram calculadas a matriz dos modos de vibração V e as frequências naturais do sistema ω_n ,

$$V = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \phi_3 \quad \phi_4 \quad \phi_5]$$

$$= \begin{bmatrix} -0.2887 & -0.5000 & 0.5774 & -0.5000 & 0.2887 \\ -0.5000 & -0.5000 & 0.0000 & 0.5000 & -0.5000 \\ -0.5774 & 0.0000 & -0.5774 & 0.0000 & 0.5774 \\ -0.5000 & 0.5000 & 0.0000 & -0.5000 & -0.5000 \\ -0.2887 & 0.5000 & -0.5774 & 0.5000 & 0.2887 \end{bmatrix}$$

$$\omega_n = \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5176 \\ 1.000 \\ 1.4142 \\ 1.7321 \\ 1.9319 \end{bmatrix}$$

5.2. Método

Definido o sistema, foram feitas simulações aplicando-se uma força externa senoidal no sistema,

$$F_i(t) = A_{Fi} \sin(\omega t + \theta_{Fi})$$

E calculada a resposta harmônica das massas

$$x_i(t) = A_i \sin(\omega t + \theta_i) \quad (\text{Eq. 5.1})$$

A seguir, foram estudadas a influência dos modos escolhidos e da escolha dos graus de liberdade admitidos como conhecidos.

Para a visualização do erro proporcionado pela estimativa foi definida a matriz de deslocamentos dos graus de liberdade x_{CALC} , calculados pela Eq. 5.1

$$x_{CALC}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \\ x_5(t) \end{bmatrix}$$

E a matriz de coordenadas modais no domínio da frequência calculada a partir do vetor x_{CALC} ,

$$Q(\omega) = [V]' \cdot X_{CALC}(\omega)$$

Durante as simulações, foi considerado que alguns graus de liberdade não seriam “medidos”. Como foi explicado no capítulo 4.3, foi definido um vetor dos deslocamentos dos graus de liberdade conhecidos, x_{MED} , e realizada a Transformada de Fourier nesse vetor, obtendo-se X_{MED} , e calculada a matriz de coordenadas modais, $\hat{Q}(\omega)$.

Com isso foi possível visualizar no gráfico a diferença das amplitudes das coordenadas modais entre $\hat{Q}(\omega)$ e $Q(\omega)$. Por último, foi comparado o valor no tempo entre os vetores de deslocamentos estimados, x_{EST} , obtido pela equação Eq. 4.10, com x_{CALC} .

5.3. Simulação

No primeiro caso analisado, foi aplicado uma força senoidal na massa 3, com frequência próxima da primeira frequência natural do sistema, 0.082 Hz. Os parâmetros da força estão descritos a seguir,

$$F_3 = F \cdot \sin(2\pi f \cdot t + \theta_F)$$

- $F = 1 \text{ N}$ – Amplitude de força
- $f = 0.06 \text{ Hz}$ – Frequência da força
- $\theta_F = 0$ – Fase da força

Com esses parâmetros espera-se uma grande participação modal do primeiro modo; uma menor participação do terceiro e quinto modo; e uma participação desprezível do segundo e quarto modo.

Na primeira simulação foram utilizados os modos 1, 3 e 5, e considerado que o comportamento da massa 2 não era conhecido.

As comparações entre as coordenadas modais calculadas e estimadas no domínio da frequência podem ser vistas nos próximos gráficos.

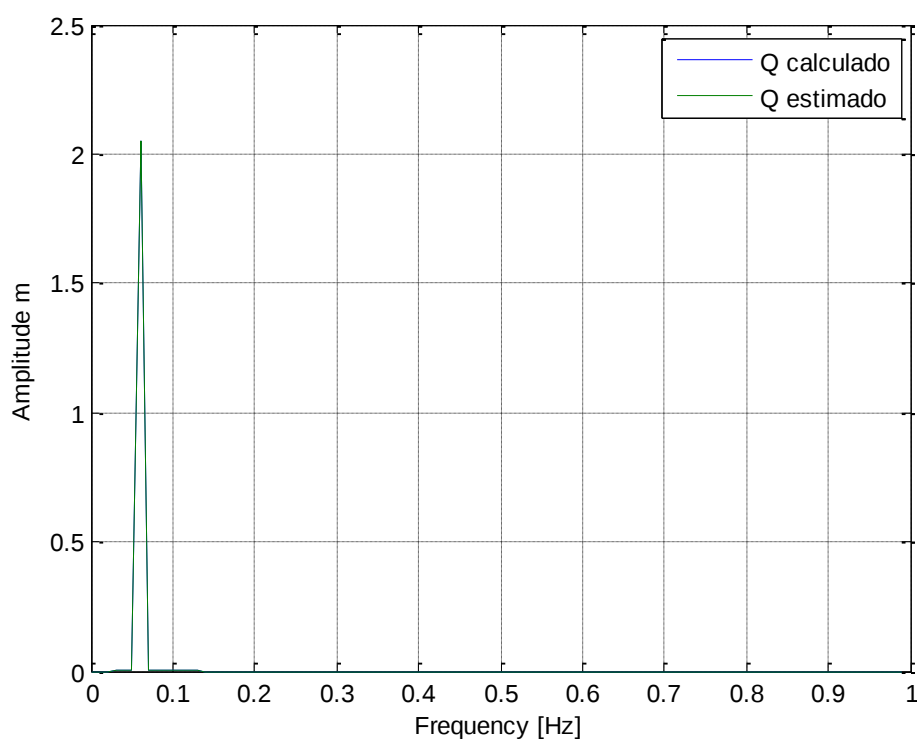


Fig. 5.2 – Espectro das coordenadas modais do 1º modo

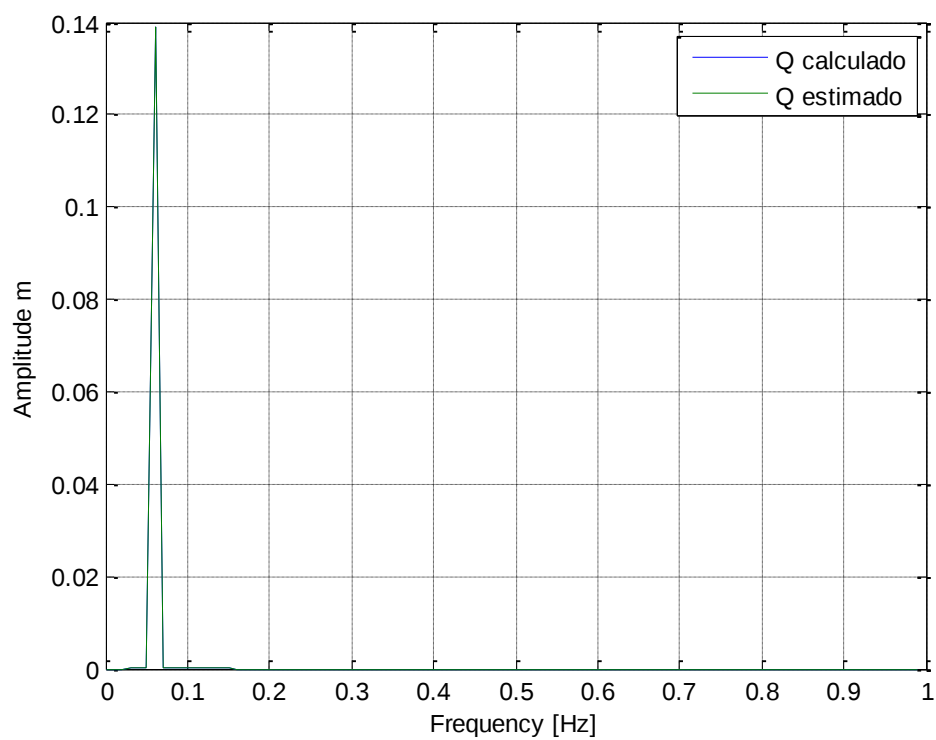


Fig. 5.3 – Espectro das coordenadas modais do 3º modo

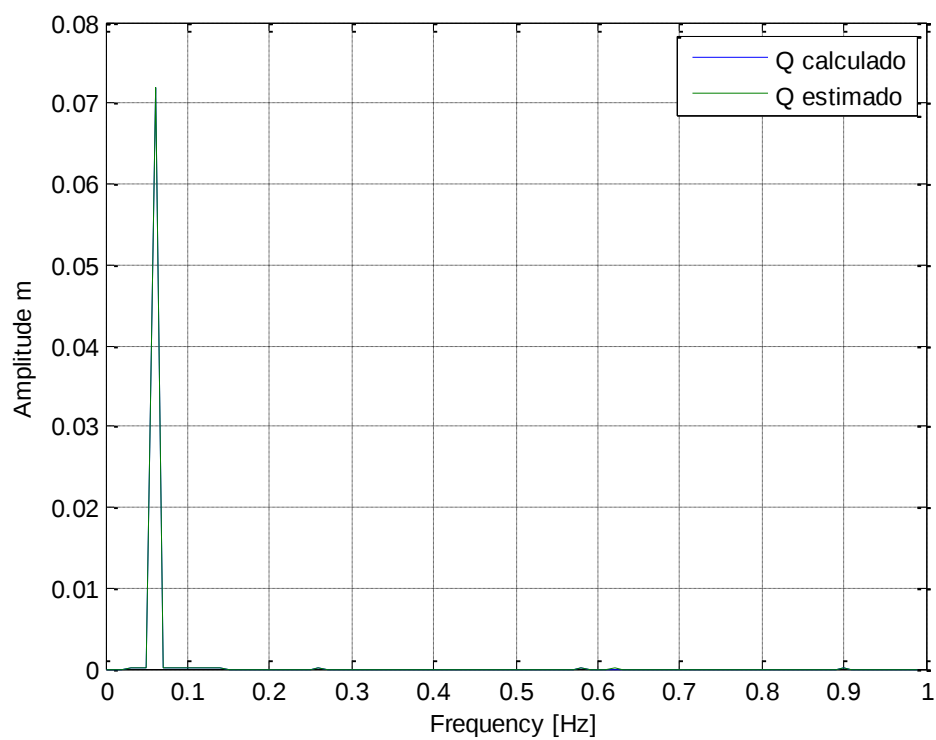


Fig. 5.4 - Espectro das coordenadas modas do 5º modo

Pode ser visto que as linhas estão sobrepostas, podendo ser concluído que a amplitude dos deslocamentos estimado das massas estão muito próximas. Também, como era de se esperar o primeiro modo tem grande participação, enquanto o terceiro e quinto tem participação menor.

Para verificar se a fase encontrada está correta também, foi comparado o deslocamento da massa 2 no tempo, entre a resposta calculada diretamente da Eq. 5.1 e pela estimativa.

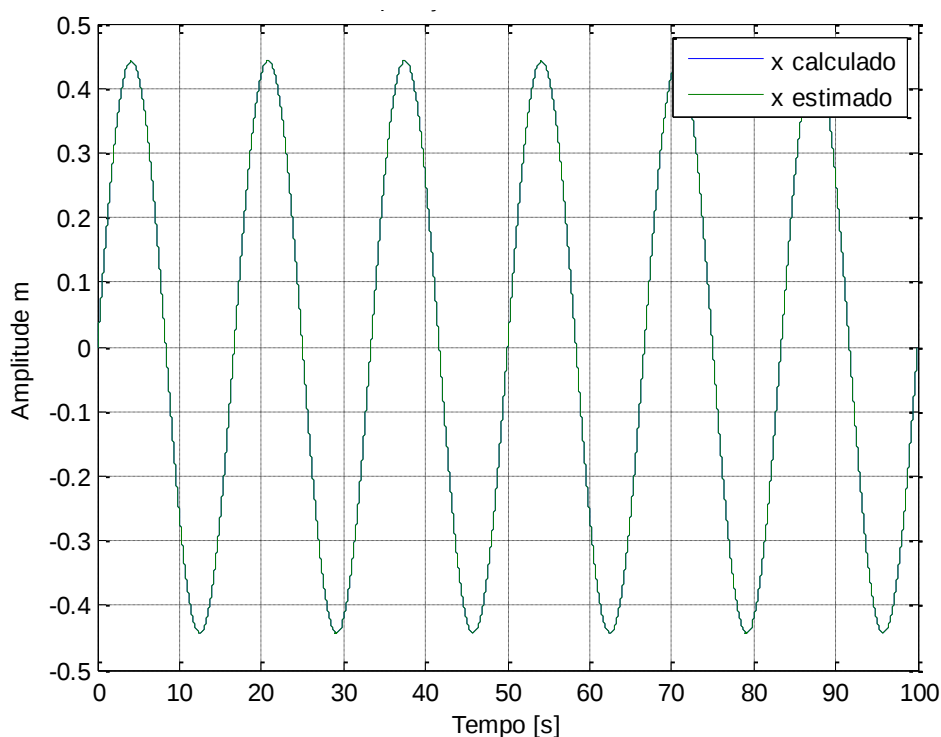


Fig. 5.5 - Deslocamento da massa 2

A partir disso, foram realizadas variações dos parâmetros de análise para verificar suas influências na estimativa dos deslocamentos.

5.3.1. Influência dos modos

A escolha dos modos tem grande importância no processo de superposição modal. A escolha errada dos modos pode levar a uma estimativa incorreta. Por exemplo, partindo do caso anterior, será desconsiderado o quinto modo, e incluído o segundo modo, o que deve provocar um erro na estimativa.

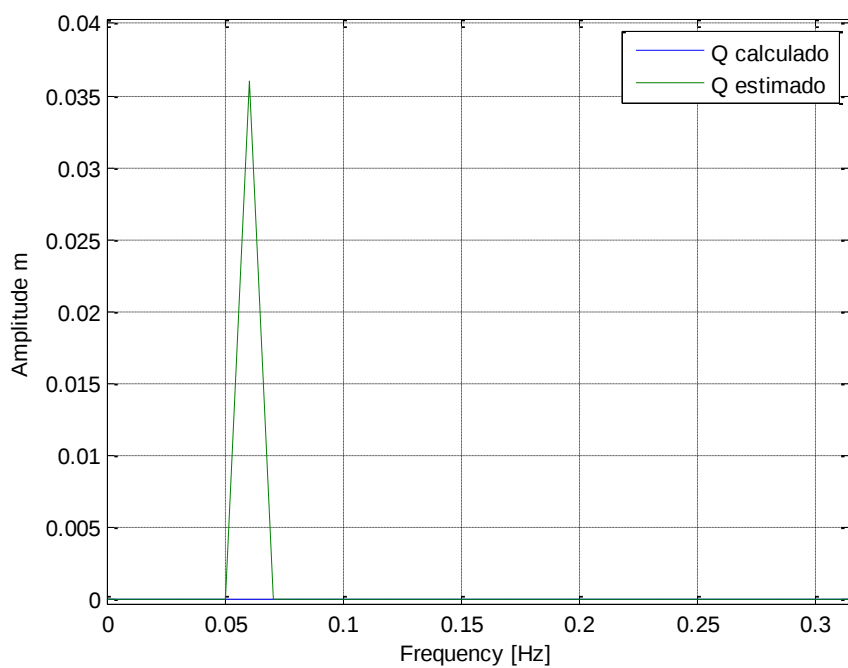


Fig. 5.6 - Espectro das coordenadas modais do 2º modo

Pelo espectro de coordenadas modais do segundo modo foi visto que sua participação, que deveria ser próxima de zero, aumentou consideravelmente na estimativa.

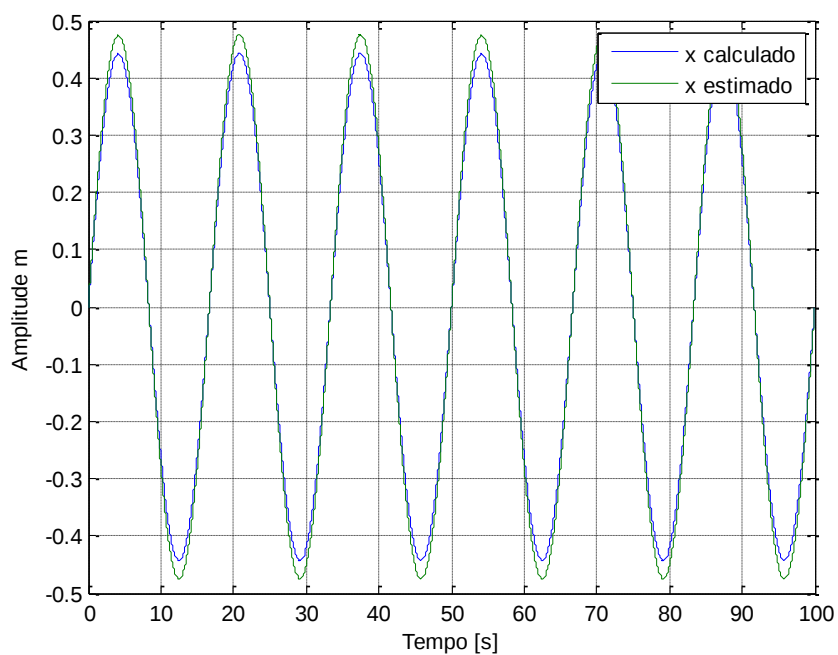


Fig. 5.7 - Deslocamento da massa 2 considerando os três primeiros modos

O erro que era próximo de zero, aumentou um pouco ao considerar diferentes modos. Caso fossem desconsiderados modos com maior participação, como o primeiro e terceiro, o erro iria aumentar mais ainda. Por exemplo, ao desconsiderar o primeiro modo, e considerar todos os outros modos o deslocamento estimado se torna totalmente inapropriado, com amplitude e fase incorretas, como é apresentado na próxima figura

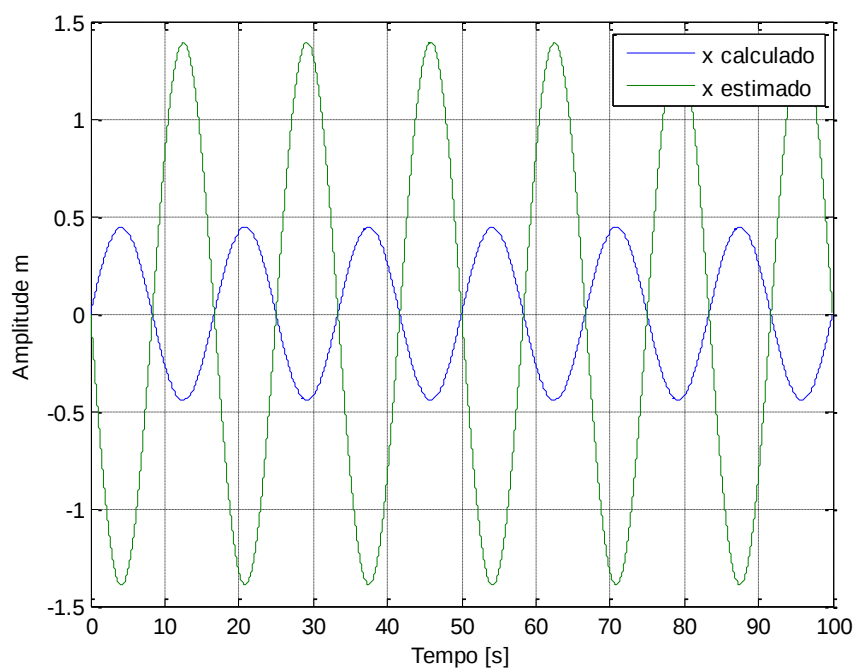


Fig. 5.8- Deslocamento da massa 2 desconsiderando o 1º modo

5.3.2. Influência dos pontos medidos

Nessa nova simulação foram considerados novamente os modos 1, 3 e 5 do sistema, mudando apenas quais massas não eram medidas.

Dessa vez além da massa 2, a massa 5 também não tinha seu deslocamento medido.

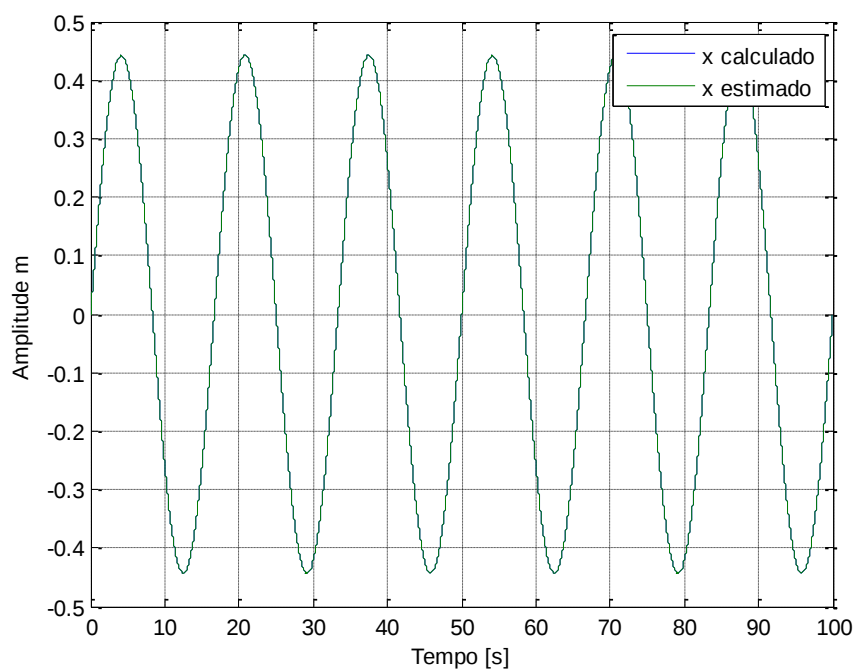


Fig. 5.9 - Deslocamento da massa 2, desconsiderando a massa 2 e 5

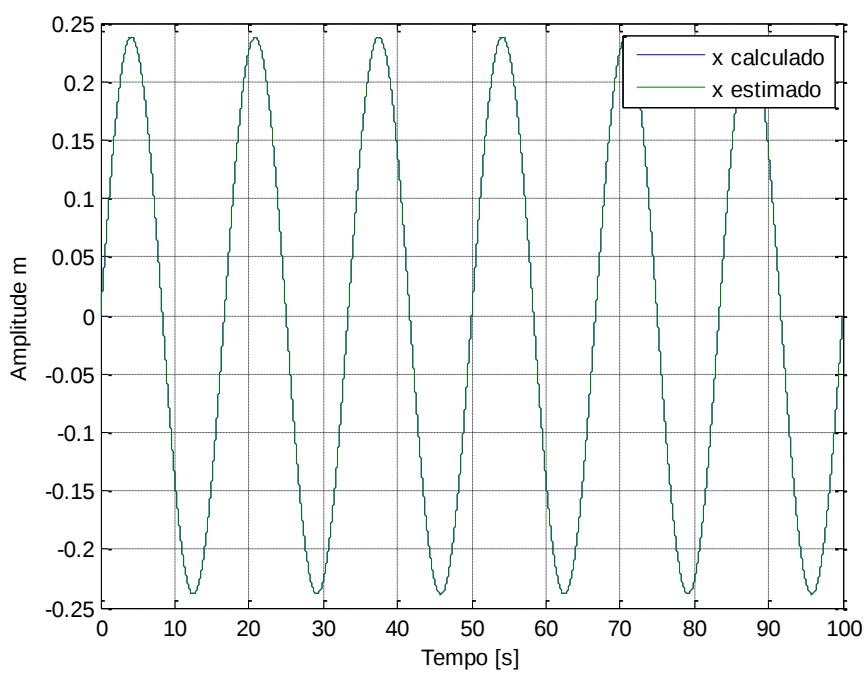


Fig. 5.10 - Deslocamento da massa 5, desconsiderando a massa 2 e 5

Novamente, a estimativa se mostra muito satisfatória quando comparado com a resposta calculada, mesmo com a condição imposta de mais uma massa não medida.

Realizando um novo teste, foi desconsiderado a massa 2 e a massa 4. Dessa vez, ocorreu um erro durante a simulação, como pode ser visto pela estimativa do deslocamento da massa 2,

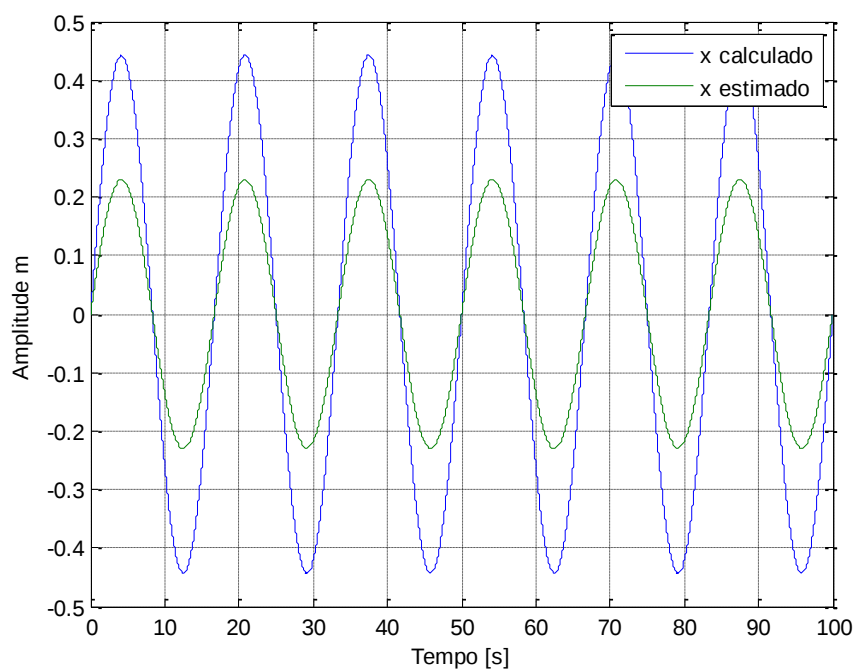


Fig. 5.11 - Deslocamento da massa 2, desconsiderando a massa 2 e 4

Isso se deve ao fato da matriz truncada dos modos de vibração V_{TRUNC} ser uma matriz com posto menor que o número de graus de liberdade admitidos como conhecido, ocorreu um erro durante a solução da Eq. 4.9

$$V_{TRUNC} = \begin{bmatrix} -0.1291 & 0.2582 & 0.1291 \\ -0.2582 & -0.2582 & 0.2582 \\ -0.1291 & 0.2582 & 0.1291 \end{bmatrix}$$

$$posto(V_{TRUNC}) = 2$$

Nesse caso, uma das soluções possíveis é retirar um dos modos com menor participação para não acarretar um grande erro na estimativa. Por exemplo, retirando o quinto modo da análise diminui-se consideravelmente o erro comparando com a simulação anterior.

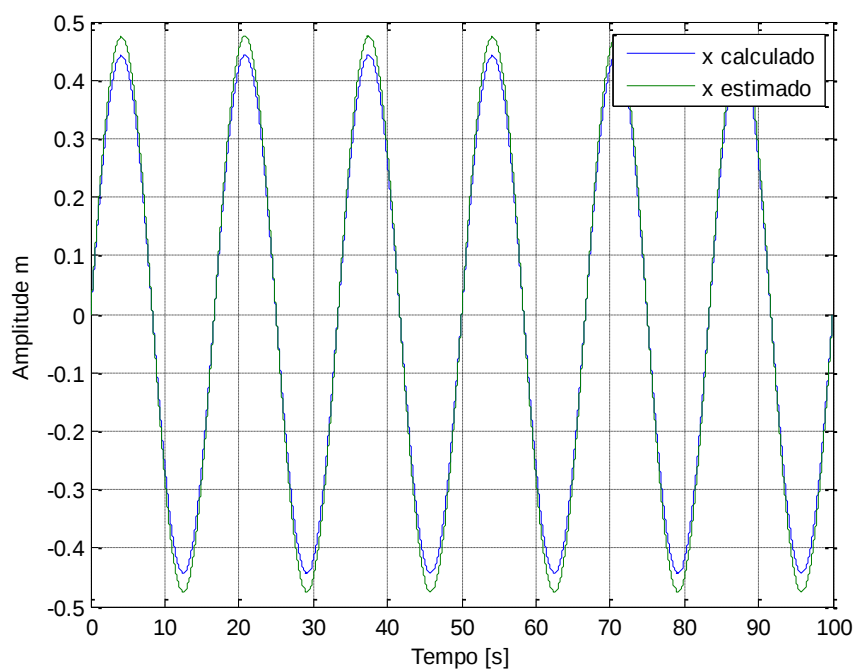


Fig. 5.12 - Deslocamento da massa 2, desconsiderando a massa 2 e 4, e o 5º modo

5.4. Conclusão

Com as simulações realizadas foi visto com clareza a função da estimativa dos deslocamentos por superposição modal. Identificou-se as influências da escolha dos modos e dos pontos não medidos, conseguindo estimar com precisão o comportamento dos graus de liberdade do sistema.

Nos próximos capítulos será mostrado esse mesmo método aplicado em um sistema contínuo discretizado pelo método de elementos finitos.

6. VIGA BIAPOIADA

Após analisar o método de superposição modal em um sistema massa mola não amortecido, foi estudado um sistema contínuo discretizado pelo método de elementos finitos, que é o que deverá ser feito durante a análise ODS em uma máquina de papel. Uma viga biapoada foi modelada em um software de elementos finitos *Ansys 13.0* e realizada uma análise com uma força senoidal aplicada em um ponto da estrutura. Analogamente, como no caso do sistema massa-mola, foram estimados os deslocamentos de alguns graus de liberdade do sistema por superposição modal.

Nesse caso também foi calculado a solução analítica do deslocamento de uma viga com uma excitação externa harmônica.

6.1. Modelo

O modelo utilizado está representado na Figura Fig. 6.1.

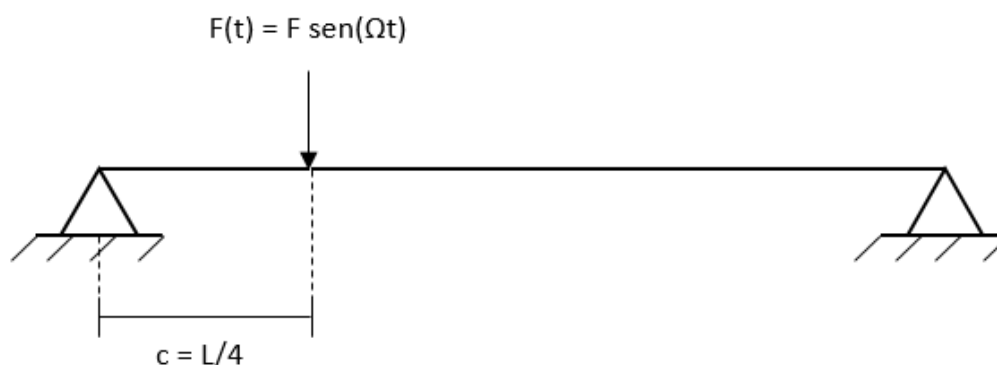
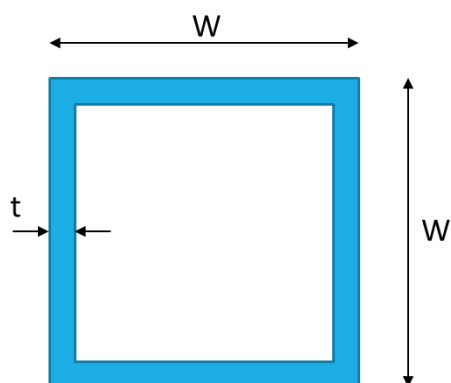


Fig. 6.1 - Modelo utilizado na simulação

Foram definidas as seguintes propriedades geométricas da viga:



- $W = 10 \text{ mm}$
- $W_2 = 10 \text{ mm}$
- $L = 1000 \text{ mm}$

Fig. 6.2 - Seção geométrica da viga

O material da viga foi considerado isotrópico com propriedades semelhantes ao aço:

- Módulo de elasticidade: $E = 210 \text{ GPa}$
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0.3$
- Massa específica: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Os parâmetros da força aplicada no modelo:

$$F(t) = F \sin(\Omega t)$$

- Amplitude: $F = 10 \text{ N}$
- Frequência angular: $\Omega = 2 \cdot \pi \cdot 10 = 62.83 \text{ rad/s}$
- Distância aplicada: $c = L/4 = 250 \text{ mm}$

A viga foi modelada utilizando o modelo *BEAM188*. A viga foi dividida em 20 elementos, portanto, o modelo de elementos finitos continha 21 nós, e devido às condições de contorno, a estrutura possuía 19 graus de liberdade. Na figura abaixo está um detalhe do modelo com a malha de elementos finitos.

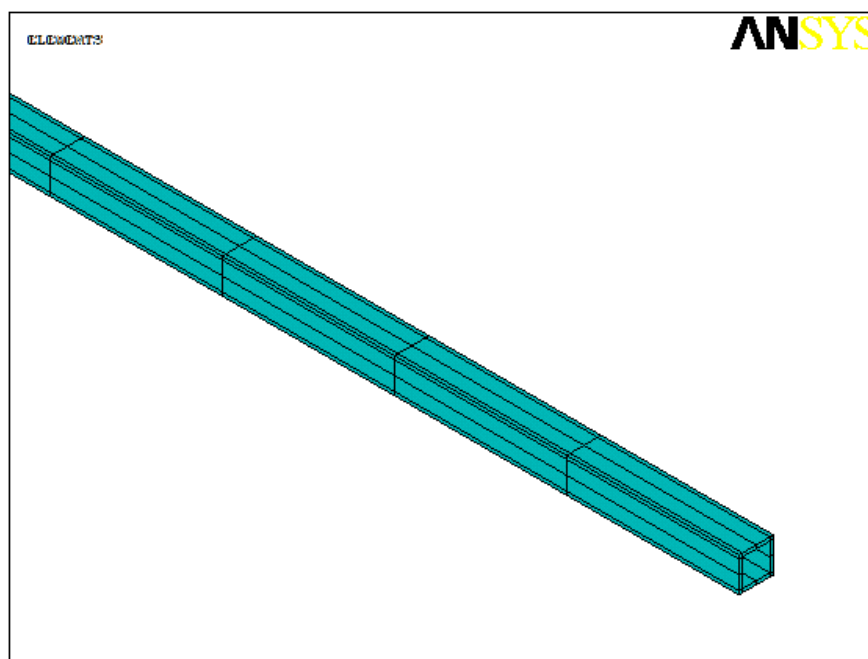


Fig. 6.3 - Detalhe do modelo com malha de elementos finitos

6.2. Solução analítica

A solução analítica do deslocamento de uma viga com uma força harmônica aplicada em um ponto c está descrita resumidamente nas próximas equações conforme visto em

CHOPRA, 1996. Para o equacionamento da viga não foram considerados fatores de amortecimento.

As frequências naturais da viga são calculadas com a equação abaixo

$$\omega_n = \lambda_n^2 \sqrt{EI}$$

Para o caso de uma viga biapoiada com comprimento L

$$\lambda_n = \frac{n\pi}{L}$$

A força externa aplicada na viga,

$$F(t) = F \sin(\Omega t)$$

O deslocamento da viga w em função do comprimento e do tempo é calculado por

$$w(x, t) = \frac{1}{\rho A} F \sum_{n=1}^N \frac{1}{\gamma_n^2} \cdot \frac{1}{\omega_n^2 - \Omega^2} [\sin(\Omega t) - \frac{\Omega}{\omega_n} \sin(\omega_n t)] \cdot \sin(\lambda_n c) \cdot \sin(\lambda_n x)$$

6.3. Resultados

Durante as simulações, estudou-se a influência dos modos escolhidos e dos pontos não medidos para se estimar o deslocamento dos graus de liberdade do sistema.

Como ponto inicial foi escolhido apenas o primeiro modo para se estimar os deslocamentos. Caso a força fosse aplicada no centro da viga, provavelmente, como no sistema massa-mola, o primeiro modo já seria suficiente para estimar os deslocamentos. Portanto, como a força está deslocada L/4 do centro, essa escolha irá gerar um certo erro na estimativa.

Dos 19 graus de liberdades do sistema, foi considerado que apenas 4 podiam ser medidos, numerados de 1 a 4. Suas localizações estão descritas na Fig. 6.4

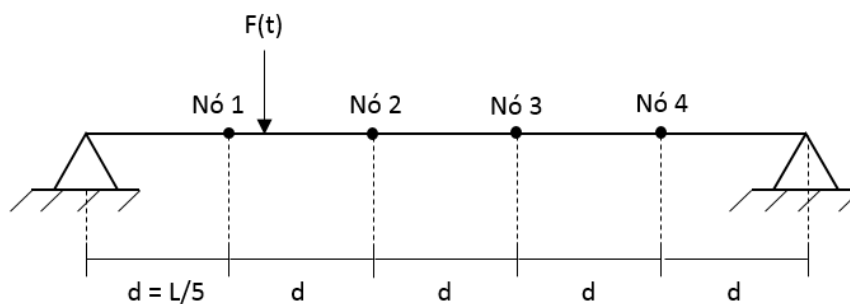


Fig. 6.4 - Localização dos nós com deslocamento conhecido

Para comparar as respostas analíticas, do Ansys e por estimativa, foram usados os seguintes pontos, numerados de 5 a 7,

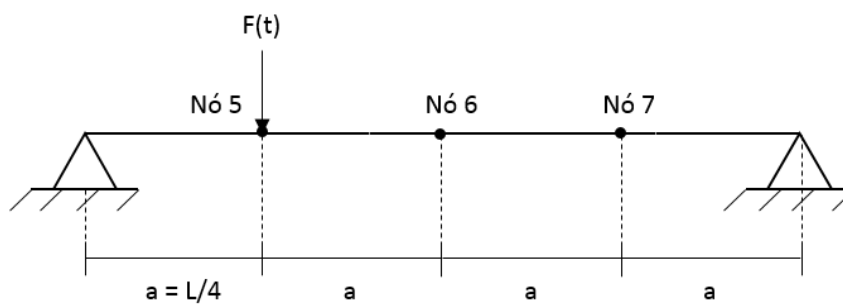


Fig. 6.5 - Localização dos nós comparados nas simulações

As respostas obtidas estão representas nas figuras a seguir

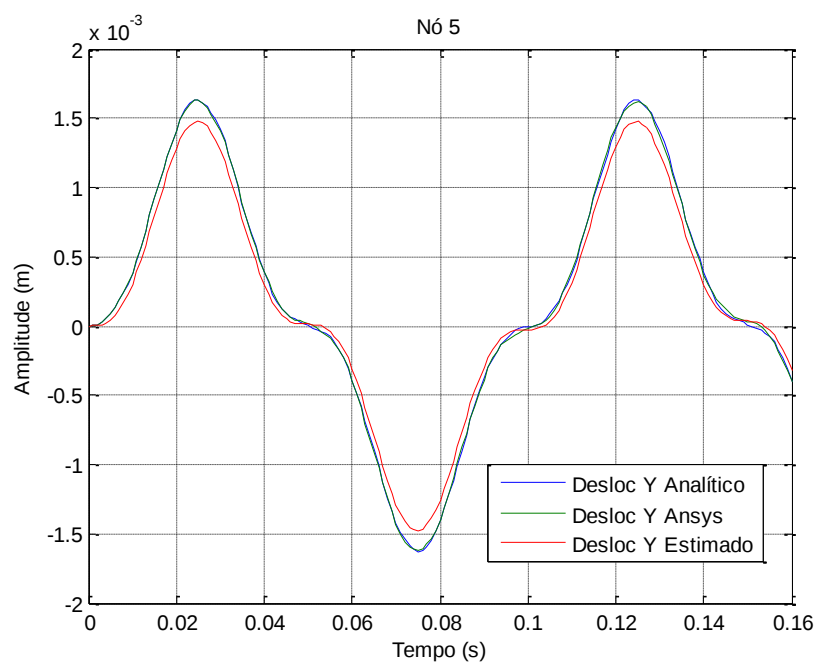


Fig. 6.6 - Deslocamento do nó 5

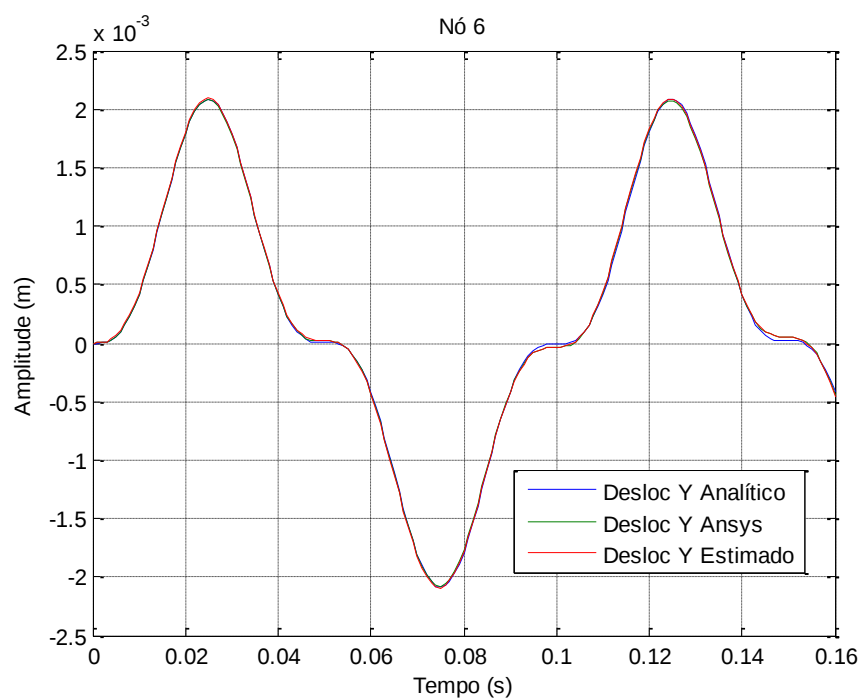


Fig. 6.7 - Deslocamento do nó 6

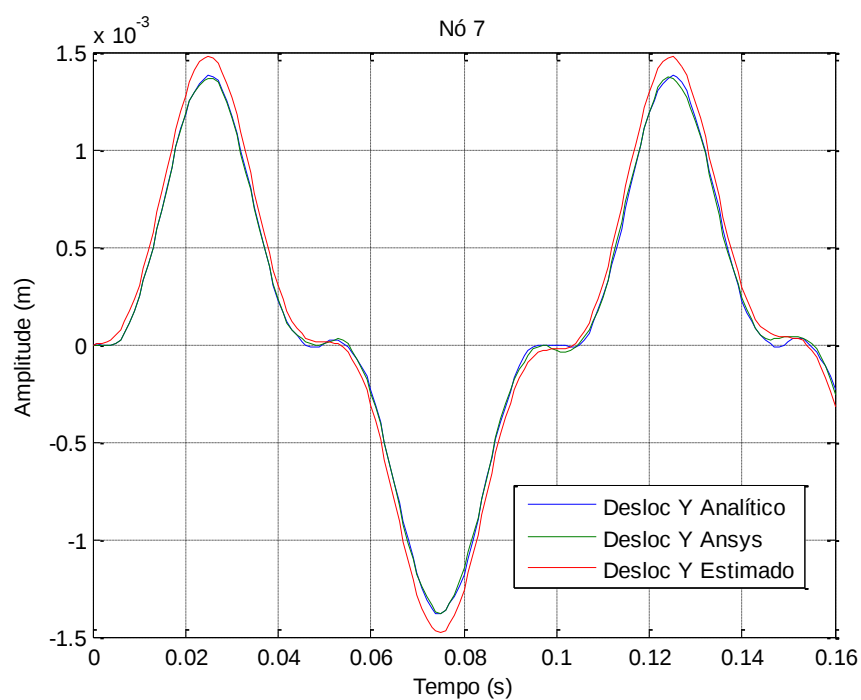


Fig. 6.8 - Deslocamento do nó 7

Pelos gráficos, o nó 6, central da viga, pode ser estimado satisfatoriamente a partir do primeiro modo apenas. Em contrapartida, os nós 5 e 7 ainda apresentam um erro visível. Isso se deve ao fato do primeiro modo não ser suficiente para estimá-los.

Em uma nova simulação, foi incluído o segundo modo.

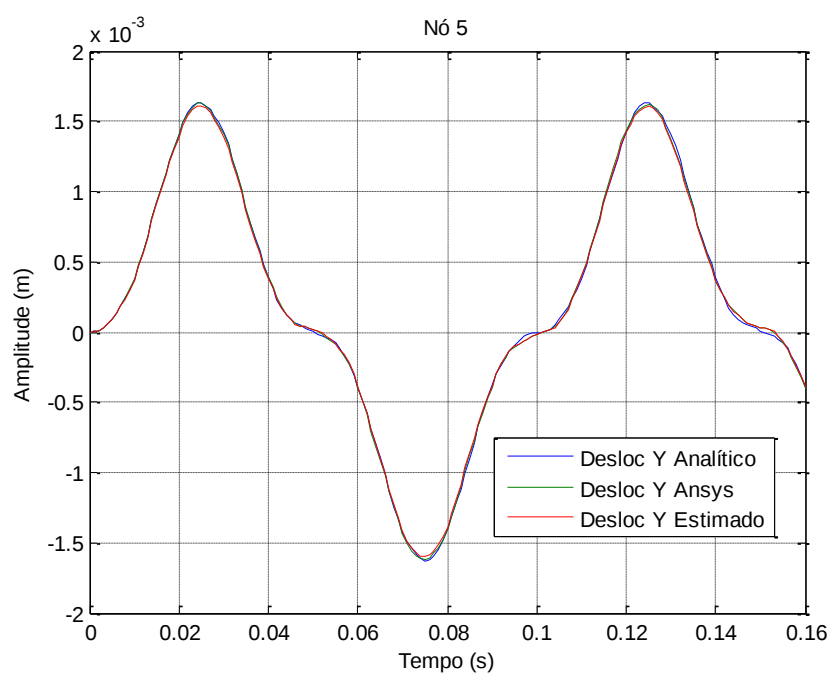


Fig. 6.9 - Deslocamento do nó 5, incluindo o 2º modo

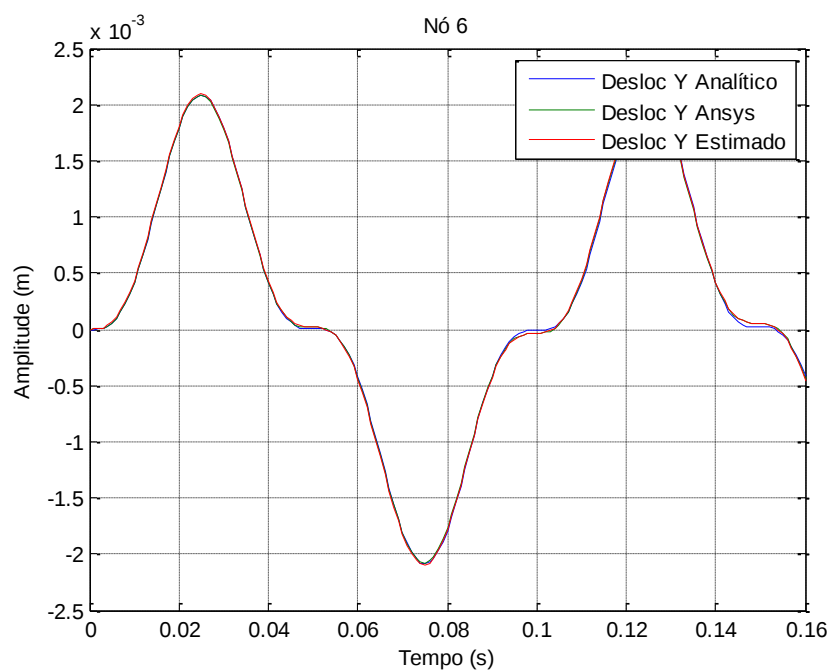


Fig. 6.10 - Deslocamento do nó 6, incluindo o 2º modo

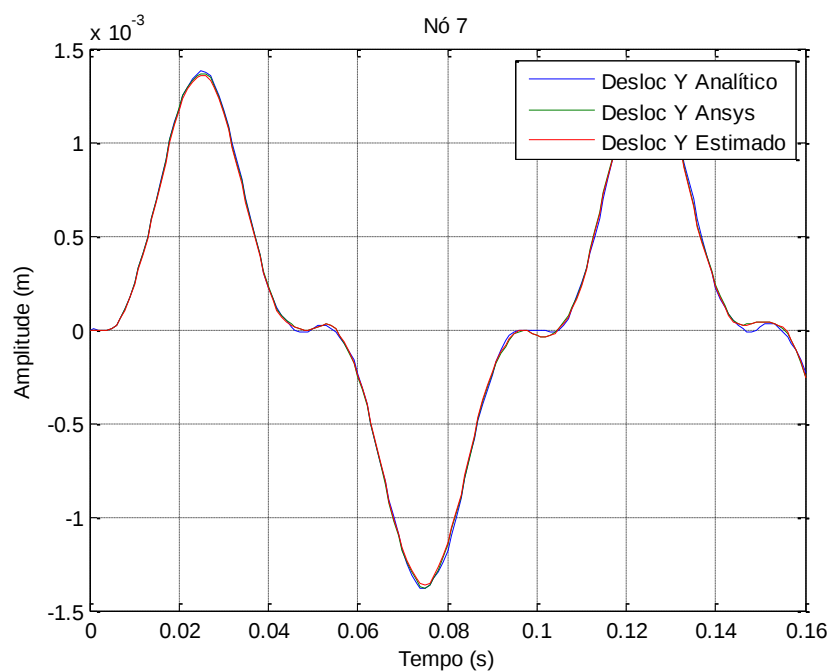


Fig. 6.11 - Deslocamento do nó 7, incluído o 2º modo

6.4. Conclusão

Assim como no sistema massa mola foi possível estimar os deslocamentos dos graus de liberdade de forma satisfatória. Caso fosse aplicado mais forças em outros pontos da estrutura com diferentes frequências e diferentes direções o procedimento seria o mesmo, mudando apenas os modos escolhidos para realizar a estimativa, e também os pontos admitidos como conhecidos.

Na próxima seção, é apresentada a simulação da superposição modal em uma estrutura tridimensional, com algumas características encontradas em uma máquina de papel.

7. ESTRUTURA TRIDIMENSIONAL

No último caso estudado, foi modelado uma estrutura similar a uma máquina de papel, e novamente aplicado o método de superposição modal para estimar os deslocamentos de alguns graus de liberdade.

Na figura apresentada abaixo, as linhas em preto referem-se as vigas da estrutura, as linhas azuis retratam os rolos presentes em uma máquina de papel, e as setas vermelhas as forças aplicadas nos modelos. Como é usual em projetos de máquinas de papéis, a direção $\vec{X}$ é chamada de direção longitudinal, e a direção $\vec{Z}$ é chamada de direção transversal.

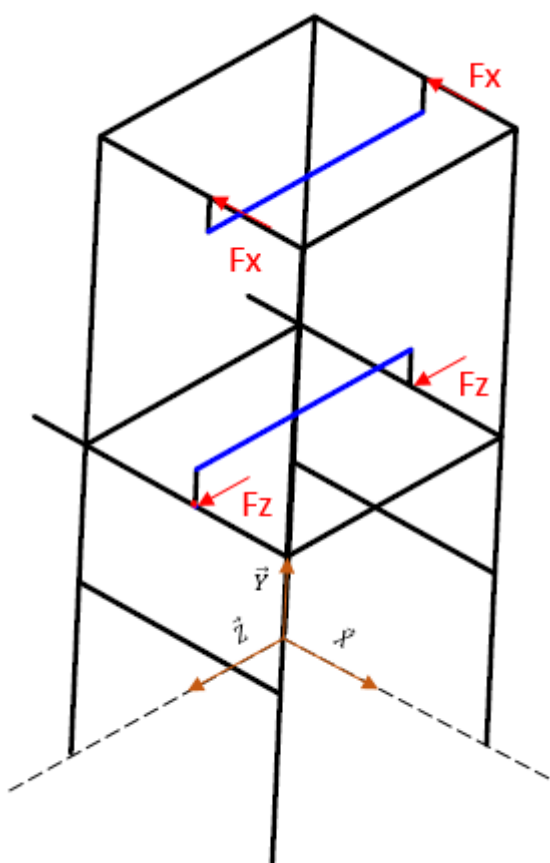


Fig. 7.1 – Modelo esquemático da estrutura com as forças aplicadas

Algumas hipóteses e simplificações foram feitas para a modelagem da estrutura. Todas as vigas na estrutura foram modeladas com elementos de barras *BEAM189*, e as massas concentradas como *MASS21*.

Como principal simplificação foi assumido que em uma estrutura de uma máquina de papel, as vigas estão conectadas diretamente, eliminando componentes de junção, como parafusos e soldas. Também, os rolos presentes em uma máquina de papel foram modelados como massas concentradas nos mancais, acopladas entre si na direção transversal da estrutura.

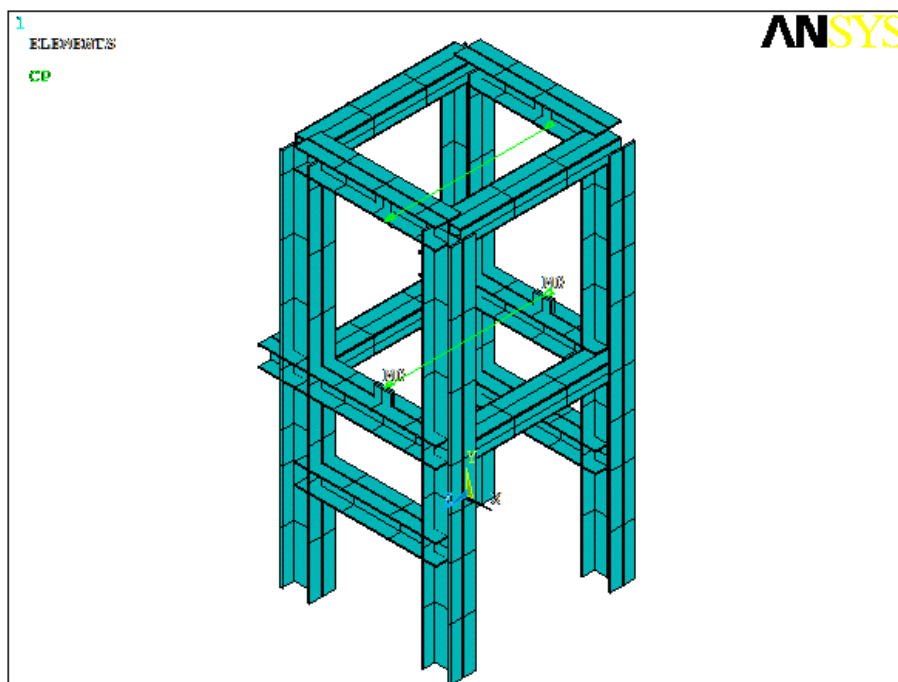


Fig. 7.2 - Estrutura tridimensional

Como foi explorado no capítulo 3, após a modelagem da estrutura, um bom critério para a definição dos pontos medidos da estrutura, é por meio de uma análise modal. As localizações dos sensores devem ser preferencialmente nos pontos que apresentarem os máximos deslocamentos na análise modal, nos modos que podem ter grande participação no movimento da estrutura.

7.1. Análise modal

Ao realizar a análise modal, foi possível visualizar os principais modos da estrutura e definir os pontos de maior interesse para a análise ODS. Definiu-se os 1º, 3º, 10º e 11º modos como os principais para a análise ODS. Esses modos representam os primeiros globais da estrutura. O 1º e 10º são os primeiros modos transversais, enquanto o 3º e 11º são modos longitudinais. Nas figuras abaixo são representados os modos obtidos na análise modal.

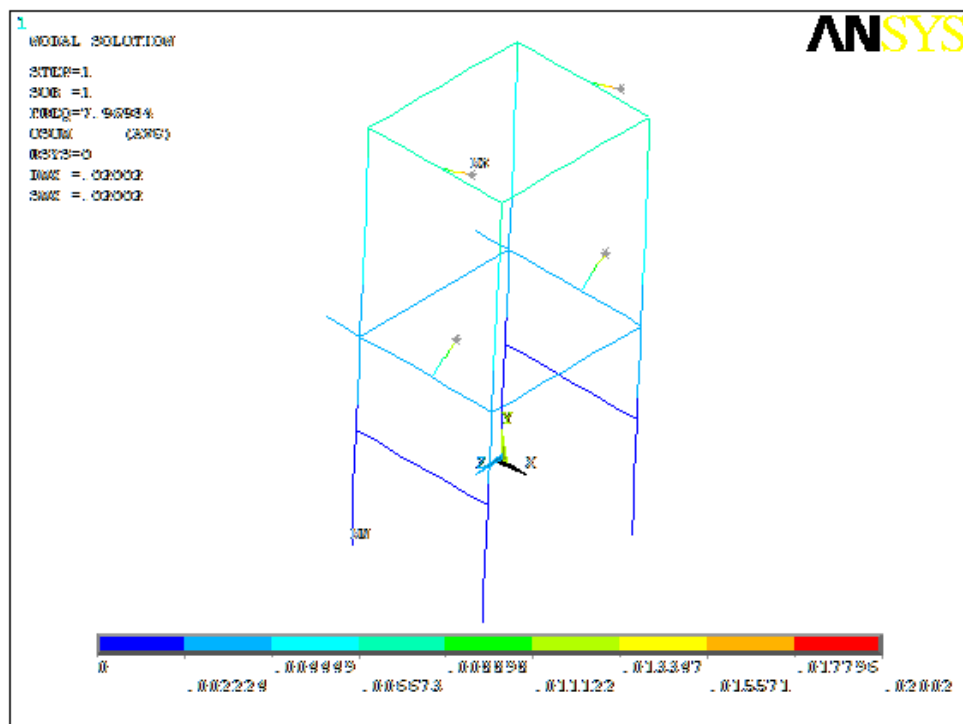


Fig. 7.3 - 1º modo da estrutura – Transversal – Frequência = 7.97 Hz

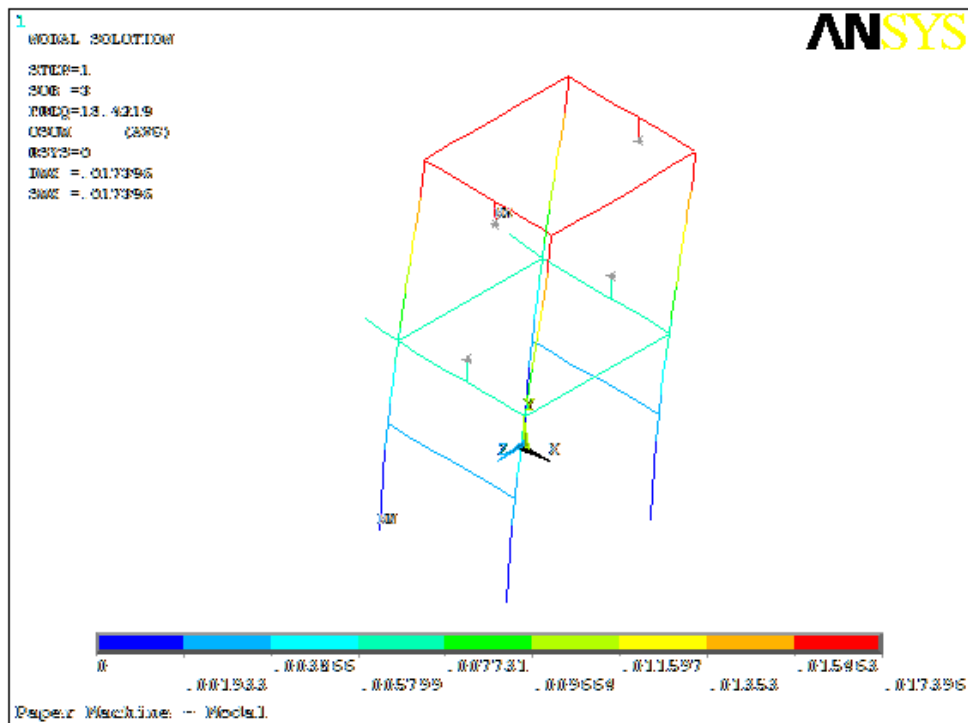


Fig. 7.4 – 3º modo da estrutura – Longitudinal – Frequência = 18.42 Hz

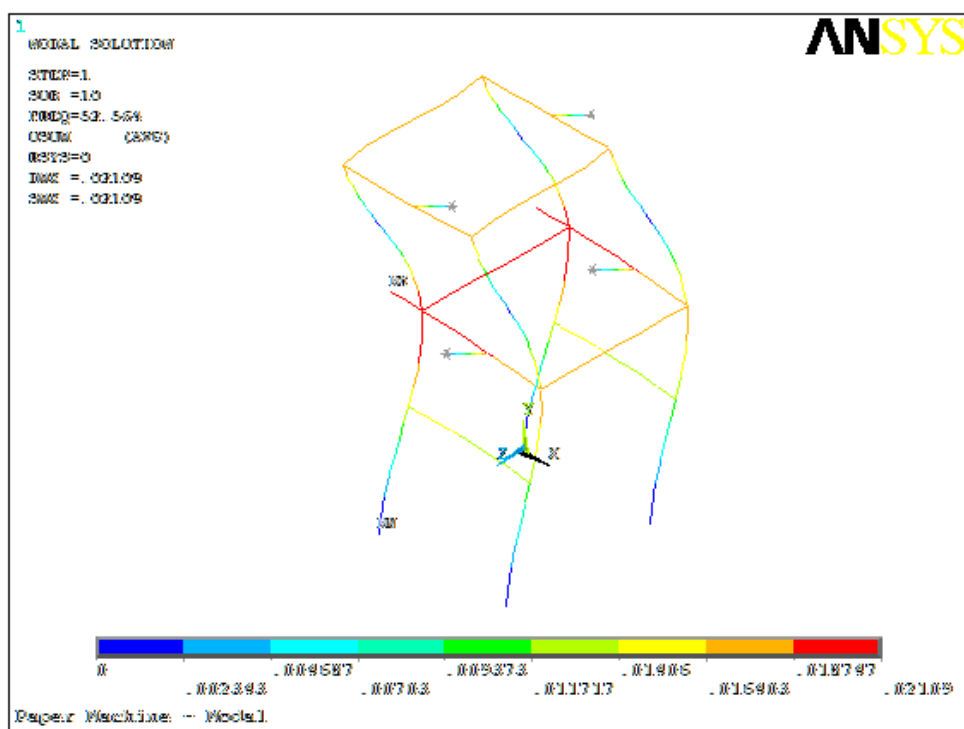


Fig. 7.5 – 10º modo da estrutura – Transversal - Frequência = 52.56 Hz

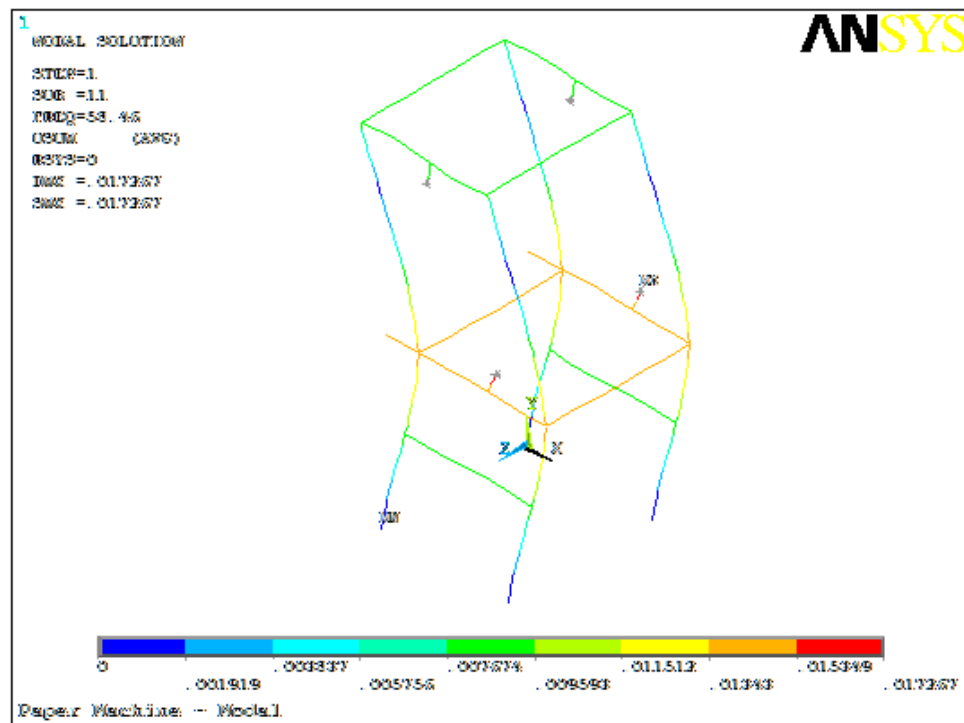


Fig. 7.6 – 11º modo da estrutura – Longitudinal – Frequência = 58.46 Hz

Pelos modos escolhidos os pontos superiores e intermediários da estrutura são suficientes para realizar a análise ODS, enquanto que os nós próximos a base da estrutura não são de grande interesse, já que apresentam pequenos deslocamentos.

É importante ressaltar, que apesar de serem suficientes os pontos superiores e pontos intermediários, não seria indicado medir apenas esses pontos. Modos que aparentemente não seriam de interesse podem ser importantes nas condições operacionais da máquina. Portanto, deve-se buscar um equilíbrio na simplificação do movimento da estrutura. Medir diversos pontos pode gerar um tempo despendido na aquisição de dados e no processamento muito elevado. Em contrapartida, poucos pontos podem não retratar o movimento real da máquina.

7.2. Simulação

Nas próximas seções serão abordadas as simulações realizadas separando em dois casos, direção transversal Z e direção longitudinal X da máquina. Na tentativa de recriar as mesmas condições encontradas durante uma análise ODS real em uma máquina de papel, inicialmente foi comparado o deslocamento de um dos pontos medidos obtido diretamente pelo *Ansys*, e o deslocamento do mesmo ponto obtido pela superposição modal. Depois, para ratificar as conclusões, foi feita a mesma comparação só que com pontos que foram admitidos como não conhecidos durante a superposição modal.

Como foi definido na análise modal, os pontos intermediários e superiores devem retratar de forma satisfatória o movimento. Na Fig. 7.7 estão representados em vermelho os nós da estrutura considerados medidos.

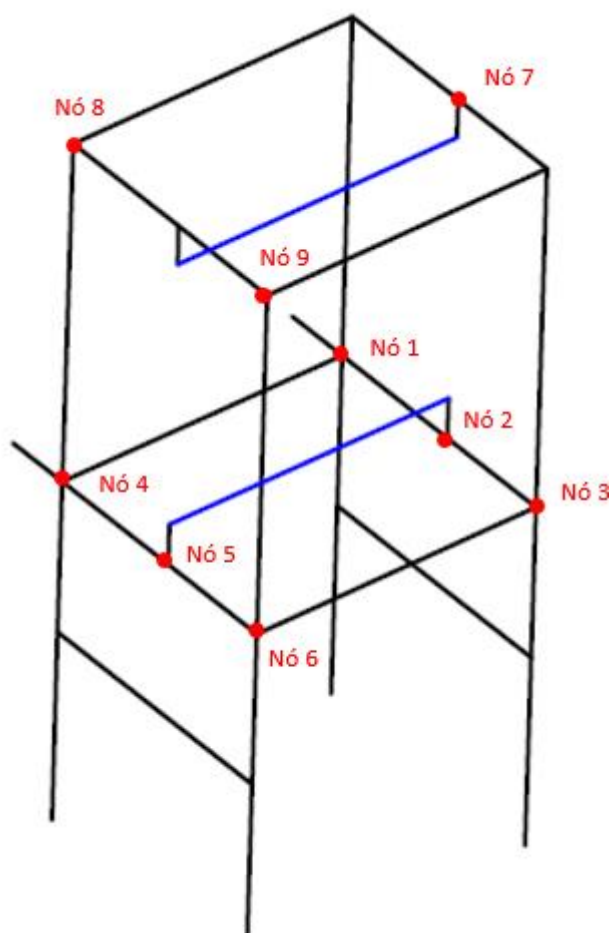


Fig. 7.7 - Pontos com deslocamento medido

Apesar de serem importantes, alguns nós superiores foram considerados não medidos, já que muitas vezes em máquinas de papéis alguns pontos da estrutura são inacessíveis para a fixação de um transdutor, e para dificultar a estimativa dos deslocamentos dos nós do modelo.

Grande parte da estimativa do deslocamento dos pontos não conhecidos foi verificada, mas foram escolhidos alguns pontos para apresentar os resultados da simulação, que estão representados na Fig. 7.8.

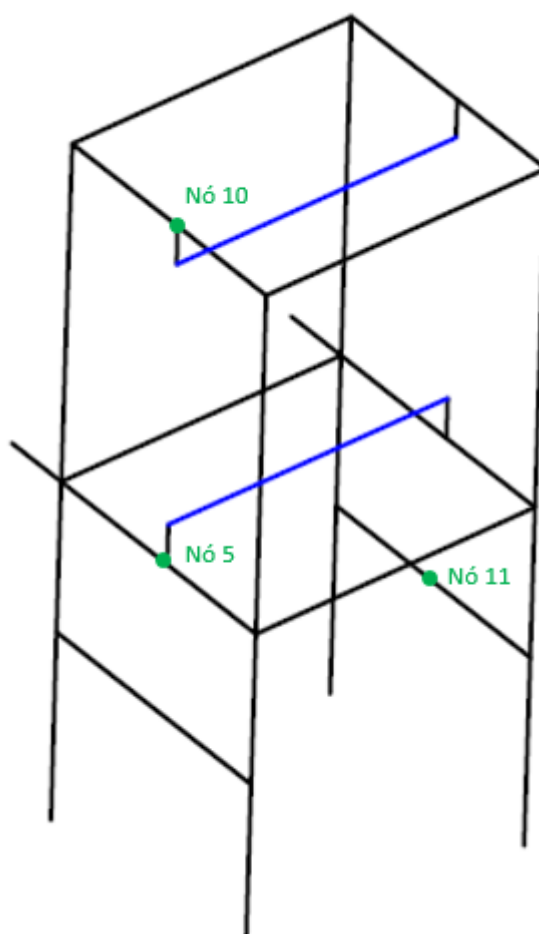


Fig. 7.8 - Pontos com resultados comparados

7.2.1. Direção Transversal (Z)

Na primeira etapa da simulação foi considerado apenas o primeiro modo, mostrado na Fig. 7.3. Essa consideração apresentou um erro na estimativa.

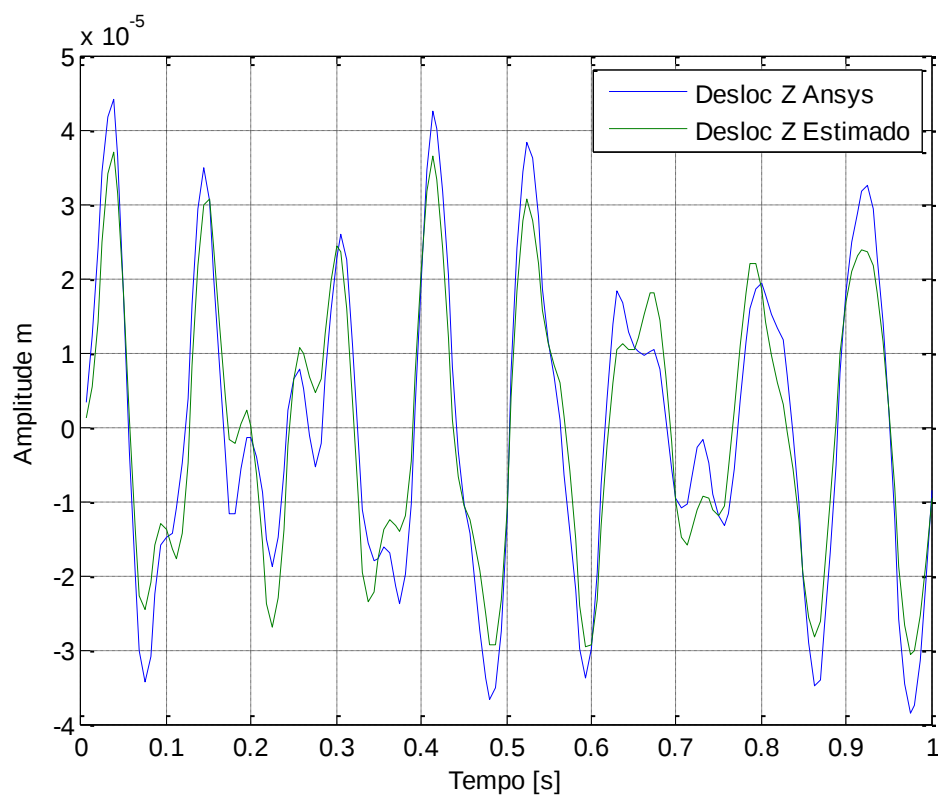


Fig. 7.9 - Deslocamento em Z do nó 5 considerando 1º modo

De fato, a estimativa apresenta um erro considerável, mas é possível concluir, como se esperava, uma grande participação do primeiro modo no movimento da estrutura, uma vez que de modo geral o deslocamento estimado apresenta o mesmo comportamento do deslocamento medido

Em uma nova simulação, além do primeiro modo, foi considerado o décimo modo da estrutura encontrado na análise modal.

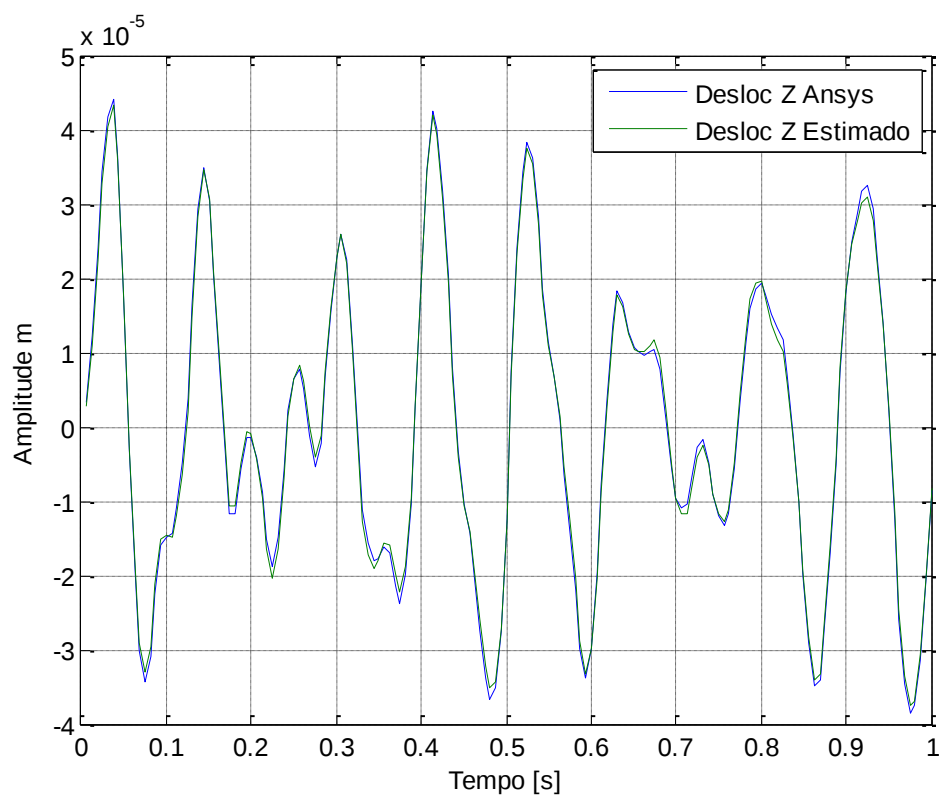


Fig. 7.10 - Deslocamento Z do nó 5 considerando 1º e 10º da estrutura

É visível como a estimativa conseguiu se aproximar de forma satisfatória do deslocamento obtido pelo *Ansys*. Para ratificar a estimativa, nas próximas páginas foram plotados os gráficos dos deslocamentos dos nós 10 e 11.

Comparação do deslocamento do nó 10 da estrutura.

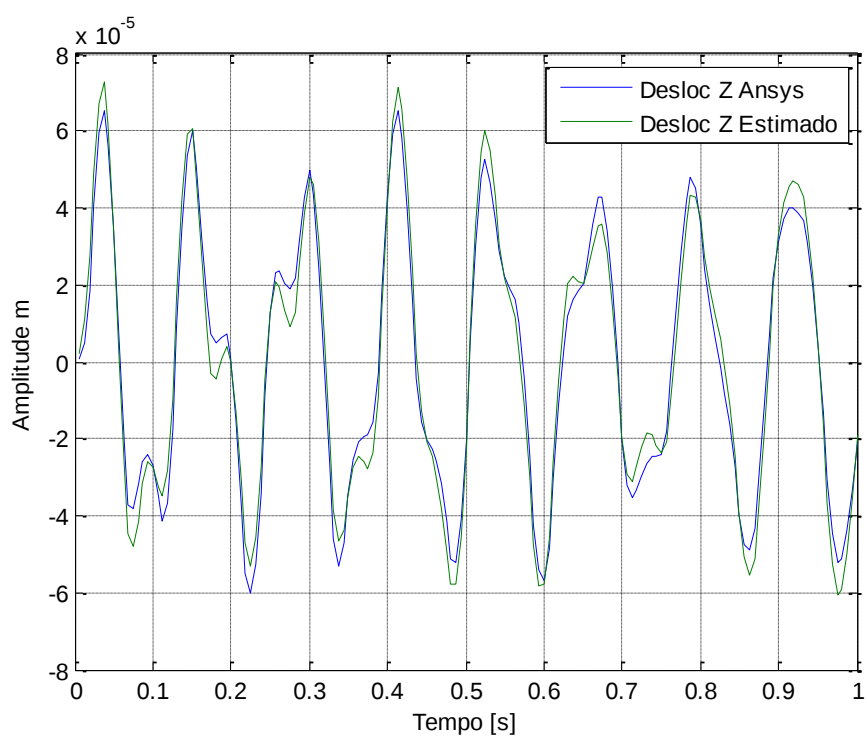


Fig. 7.11 - Deslocamento em Z do nó 10 da estrutura considerando 1º modo

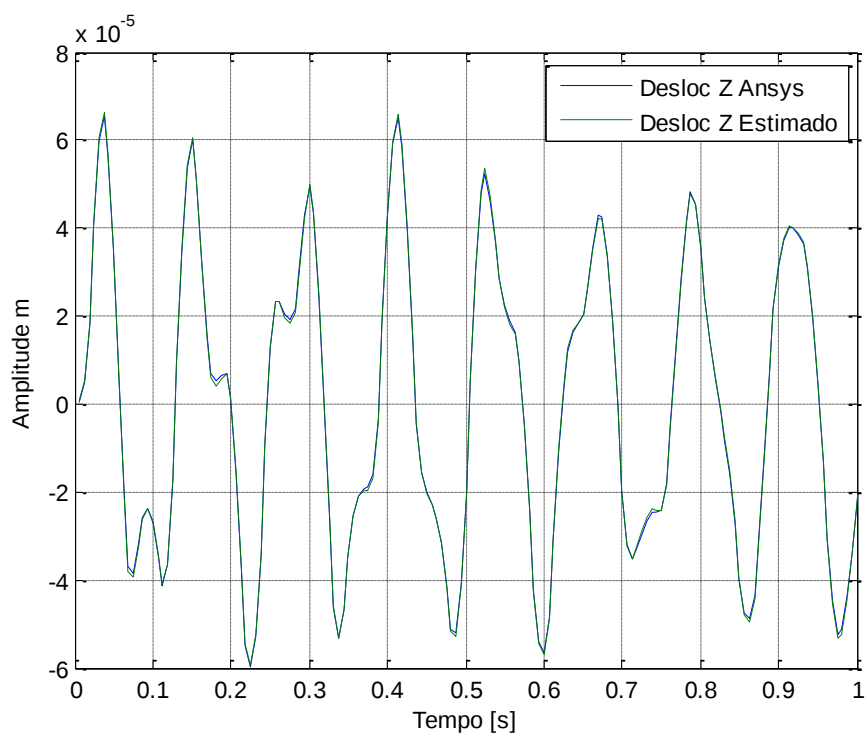
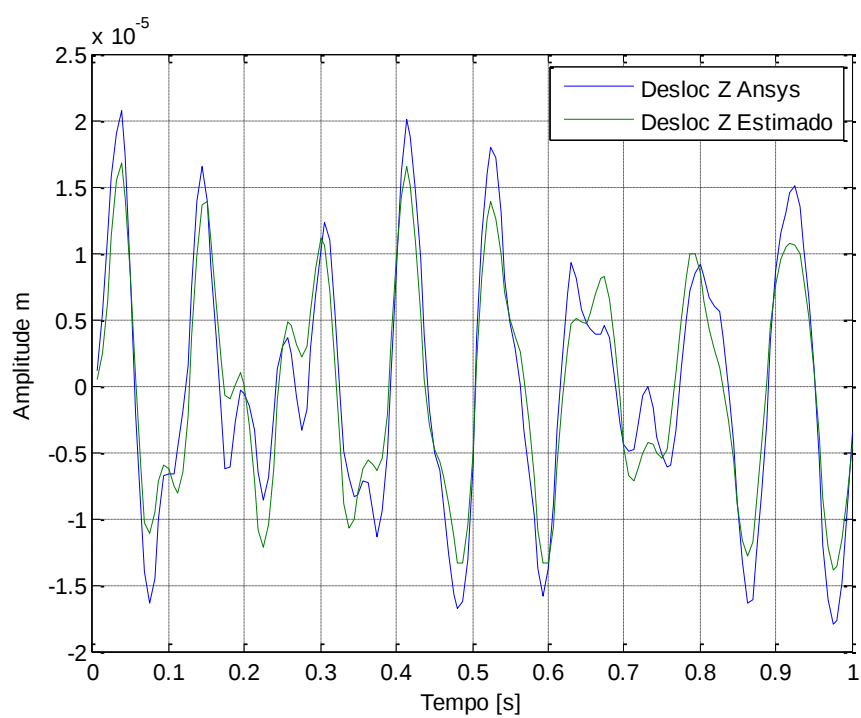
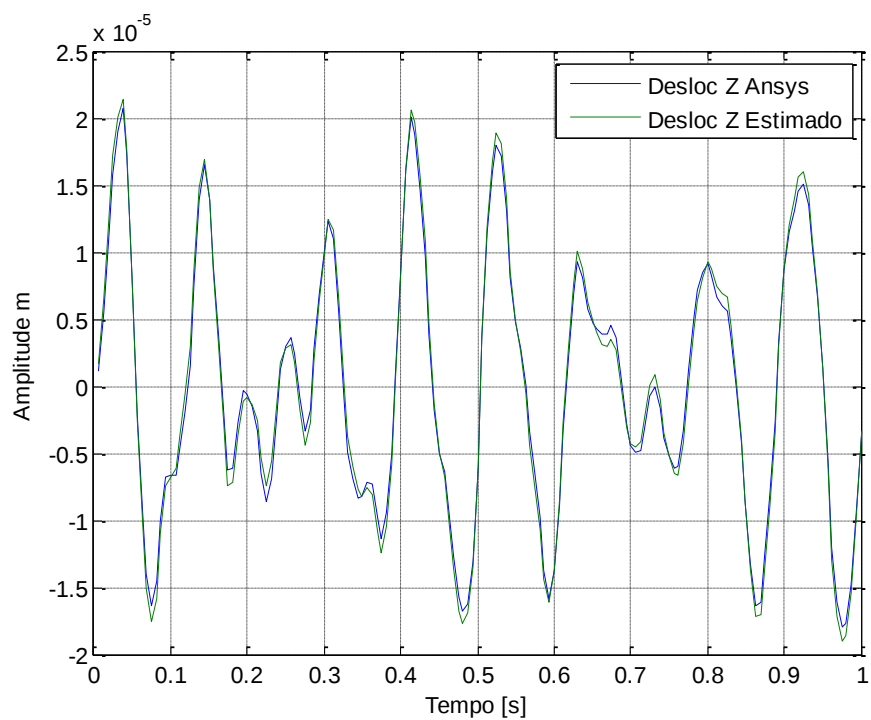


Fig. 7.12 - Deslocamento em Z do nó 10 considerando 1º modo e 10º modo

Comparação do deslocamento em Z do nó 11

*Fig. 7.13 - Deslocamento em Z do nó 11 da estrutura**Fig. 7.14 - Deslocamento do nó 11 considerando 1º e 10º modo*

7.2.2. Direção longitudinal (X)

Assim como foi realizado com as simulações na direção transversal, comparou-se o deslocamento de um grau de liberdade assumido como conhecido. Devido à força aplicada no topo da estrutura, o primeiro modo longitudinal (terceiro modo da estrutura) representado na Fig. 7.4 deve ser suficiente para estimar-se os deslocamentos.

Considerando apenas o terceiro modo da estrutura

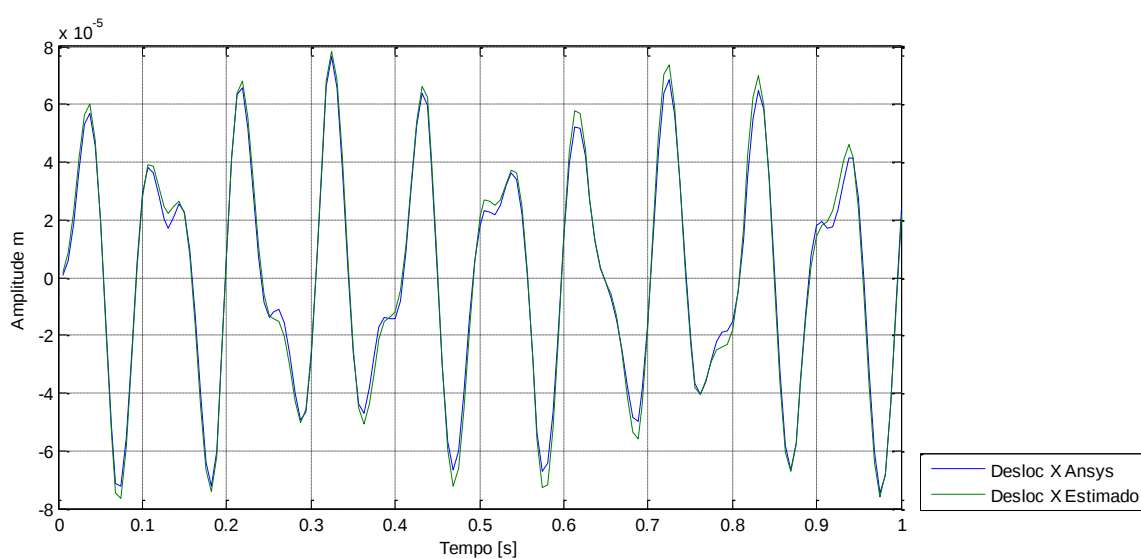


Fig. 7.15 - Deslocamento em X do nó 5 considerando 3o modo

Incluindo o 11º modo da estrutura.

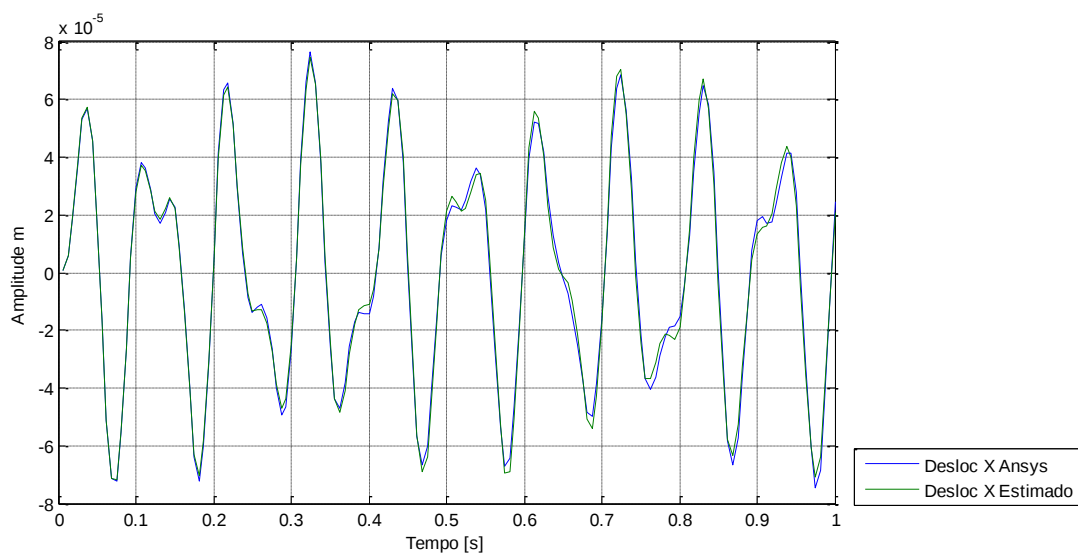


Fig. 7.16 - Deslocamento do X do nó 5 considerando 3º e 11º modo

É visto que com a inclusão de mais um modo, não há uma alteração significativa na estimativa. Entretanto, é importante lembrar que mesmo que o primeiro modo seja suficiente para estimar o deslocamento do nó 5, talvez seja necessário considerar outros modos para estimar os deslocamentos dos demais pontos da estrutura. No caso do nó 10 e 11, percebe-se um relevante aumento da precisão, que não é visualizado no nó 5.

Nas Fig. 7.17 e Fig. 7.18 está representado o deslocamento em X do nó 10 nas duas simulações.

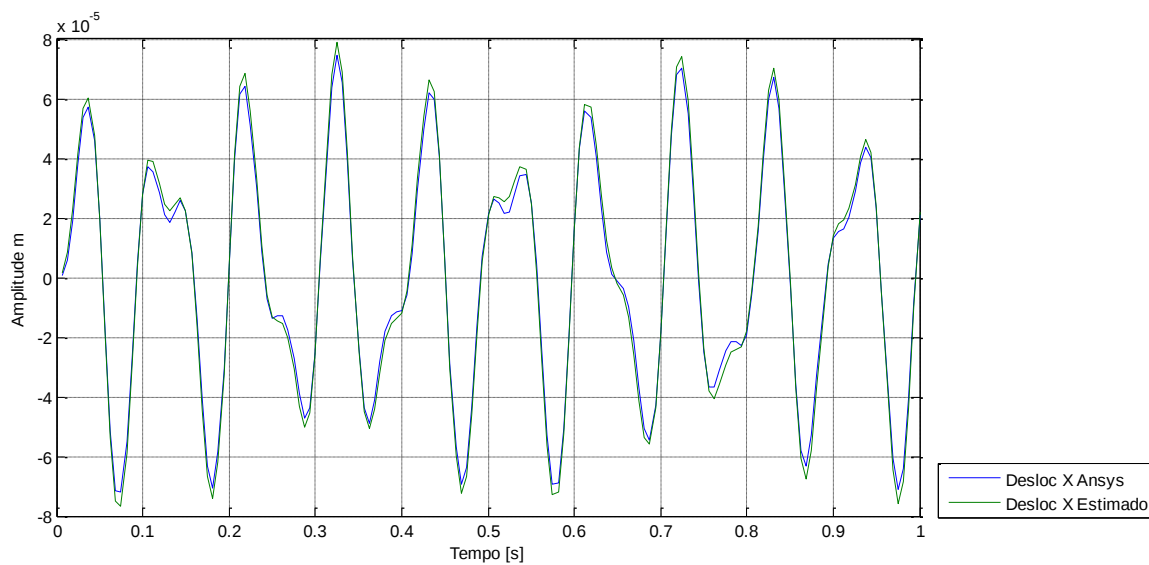


Fig. 7.17 – Deslocamento em X do nó 10 considerando 3º modo

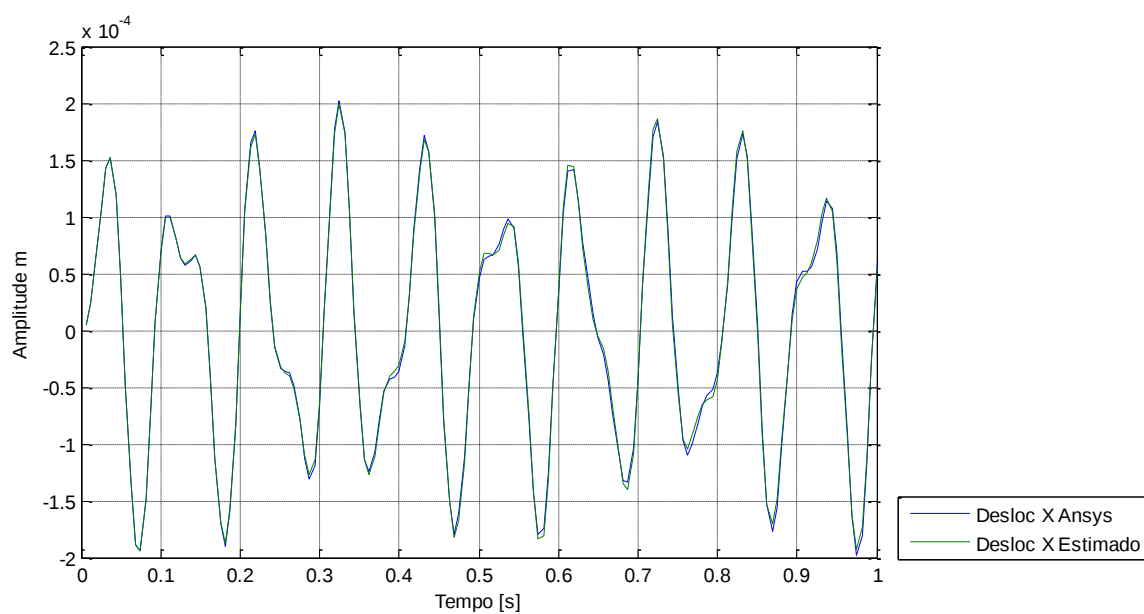


Fig. 7.18 – Deslocamento em X do nó 10 considerando 3º e 11º modo

Nas Fig. 7.19 e Fig. 7.20 está representado o deslocamento em X do nó 11 nas duas simulações.

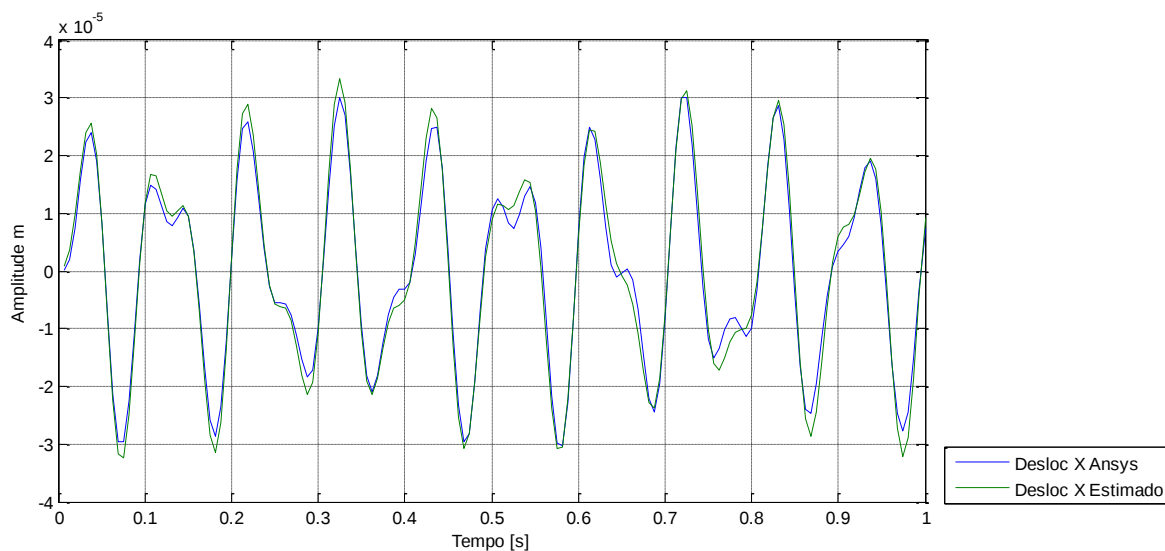


Fig. 7.19 – Deslocamento em X do nó 11 considerando 3º modo

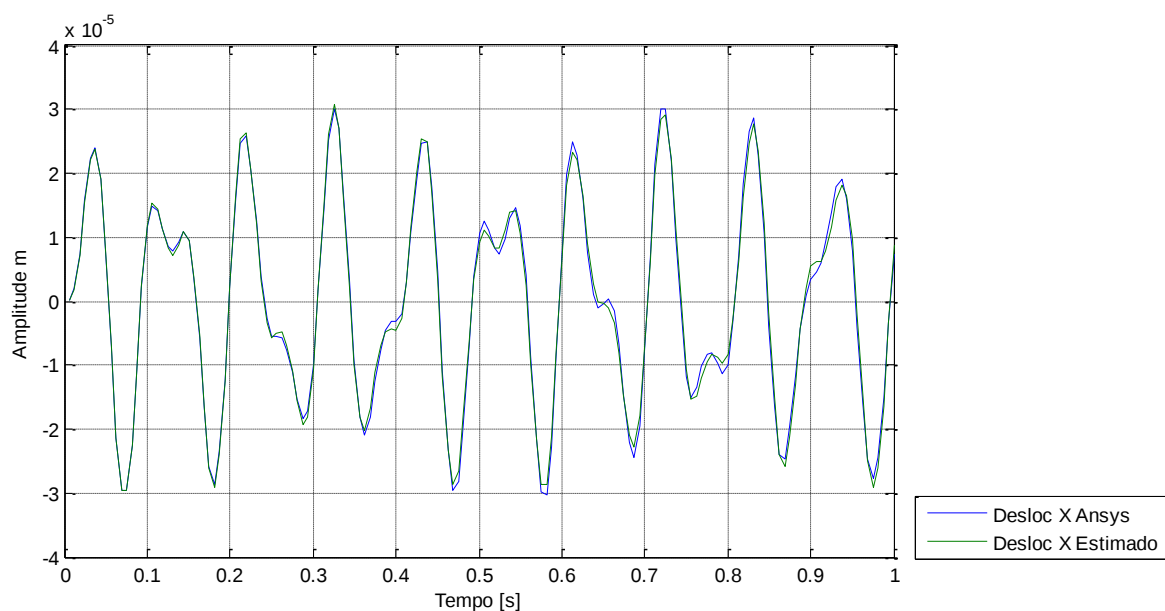


Fig. 7.20 – Deslocamento em X do nó 11 considerando o 3º e 11º modo

7.3. Conclusão

Como os outros casos estudados foi possível estimar o movimento dos graus de liberdades desconhecidos satisfatoriamente. Conhecido os deslocamentos de nove nós,

obtidos através de uma análise transiente no *Ansys*, estimou-se os deslocamentos de todos os nós do modelo (204 nós),

Pelo fato de ter sido apresentado um modelo teórico com uma dinâmica definida e conhecida, a definição dos modos de interesse foi simples. Em um caso real, a definição dos modos necessitaria de grande experiência e conhecimento a respeito da dinâmica da estrutura.

8. CONCLUSÕES

As simulações possibilitaram visualizar como o método de superposição modal auxilia uma análise ODS. Caso os pontos medidos não consigam representar o movimento da estrutura, este método terá como função relacionar os deslocamentos medidos com os principais modos da estrutura, e assim, obter uma simulação do comportamento da máquina com maior exatidão. Em alguns casos, pode não apenas ser uma ferramenta para correção, mas também utilizada para otimizar o processo experimental, diminuindo o número de pontos a serem medidos, consequentemente, o tempo gasto na medição.

Os programas que realizam esse tipo de análise se baseiam unicamente em restrições geométricas, por isso, foi proposta a utilização de um programa de elementos finitos na análise ODS. Por meio do método de elementos finitos, pode-se estender a análise ODS não só para a obtenção gráfica do comportamento da estrutura, mas também, por exemplo, verificar as magnitudes das tensões na estrutura durante sua operação.

Alguns fatores, que não foram considerados durante os estudos realizados nos capítulos anteriores, devem ser estudados mais profundamente como sugestão para a continuação deste trabalho.

O fator mais importante está relacionado com o tipo de vibração encontrado em uma máquina de papel. Como foi dito nos capítulos anteriores, na análise ODS a diferença de fase entre dois pontos medidos é muito importante. Em máquinas de papéis existem diversos elementos rotativos e motores em frequências diferentes, e muitas vezes com uma pequena variação em suas frequências de rotação. Essas características podem levar a uma variação na diferença de fase entre os pontos medidos no processo experimental.

O método de superposição modal para estimar o deslocamento de alguns graus de liberdade se baseia nos modos e autovetores obtidos pelo software de elementos finitos. Portanto, o modelo de elementos finitos da estrutura definirá o grau de precisão da estimativa. Por isso, deve-se escolher os parâmetros do modelo, como: condições de contorno; malha; tipos de elementos; propriedades do material; entre outros, que

melhor representem a estrutura, possibilitando o equilíbrio entre a precisão e o tempo de processamento despendido.

BIBLIOGRAFIA

SCHWARZ, Brian J.; RICHARDSON, Mark H. *Introduction to operating deflection shapes*. **CSI Reliability Week**, v. 10, p. 121-126, 1999.

DØSSING, O. *Structural Stroboscopy-Measurement of Operational Deflection Shapes*. Sound and Vibration Magazine, August 1988.

D'ALMEIDA, M. L. O. (coord.) . *Celulose e papel: Tecnologia de fabricação do papel*. 2. ed. São Paulo: SENAI; IPT, 1988. v. 2. 02 p.

CHOPRA, A.K. *Modal analysis of linear dynamic systems: Physical Interpretation*. Journal of structural engineering. p. 517-527, 1996.

KOZIEN, M. S. *Analytical Solutions of excited vibrations of a beam with application of distribution*. Acta Phisica Polica. Krakow, Poland. p. 1029-1033, 2013.

ANSYS. *ANSYS 13.0 user manual*.

HOLIK, H. *Handbook of Paper and Board*, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim. ed 2006

MCCONNELL, K. G. *Vibration testing: Theory and practice*. John Wiley & Sons, Ltd. 1995

JENNESKENS, R. J. *Operational deflection shape analysis and vibration solving for a motion simulator*. 2006.

HEATON, R. ; HEWITT, S. *The use of Operating Deflection Shapes (ODS) to model the vibration of sanders and polishers*. 2006.

DEN HARTOG, J. P. *Vibrações nos sistemas mecânicos*. Editora Edgar Blücher 1972. p. 366

APÊNDICE A - MACRO COM ESTRUTURA TRIDIMENSIONAL

```
*****
*****
C***, INPUT DATA FOR ANSYS 13.0
!*****
*****!
!
  /FILENAME,Paper_Machine
  /TITLE, TRIDIMENSIONAL STRUCTURE
/PREP7
!
!
!*****
*****
! PREPROCESSOR
!   *** Keypoints Coordinates ***
!
!   - K, NPT, X, Y, Z - Defines a keypoint.
!   -- NPT - Reference number for keypoint
!*****
*****
!
K   ,    1   ,    0   ,    0   ,    1.9
K   ,    2   ,    0   ,    1.25 ,    1.9
K   ,    3   ,    0   ,    1.625 ,    1.9
K   ,    5   ,    0   ,    2.25 ,    1.9
K   ,    6   ,   -0.431 ,    2.25 ,    1.9
K   ,    8   ,    0   ,    4.25 ,    1.9
K   ,    9   ,    0   ,    4.5   ,    1.9
K   ,   10   ,    0.925 ,    4.5   ,    1.9
K   ,   11   ,    0.925 ,    4.246 ,    1.9
K   ,   12   ,    1.425 ,    4.5   ,    1.9
K   ,   13   ,    1.675 ,    4.5   ,    1.9
K   ,   14   ,    1.675 ,    2.25 ,    1.9
K   ,   15   ,    1.675 ,    1.25 ,    1.9
K   ,   16   ,    1.675 ,    0     ,    1.9
K   ,   17   ,    0.91  ,    2.516 ,    1.9
K   ,   18   ,    0.91  ,    2.25 ,    1.9
K   ,   20   ,    0     ,    0     ,    0
K   ,   21   ,    0     ,    1.25 ,    0
K   ,   22   ,    0     ,    1.625 ,    0
K   ,   24   ,    0     ,    2.25 ,    0
K   ,   25   ,    0     ,    4.25 ,    0
K   ,   26   ,    0     ,    4.5   ,    0
K   ,   27   ,    0.925 ,    4.5   ,    0
```

```

K      ,      28      ,      0.925 ,      4.246 ,      0
K      ,      29      ,      1.675 ,      4.5   ,      0
K      ,      30      ,      1.675 ,      2.95  ,      0
K      ,      32      ,      1.675 ,      2.25  ,      0
K      ,      33      ,      1.675 ,      1.25  ,      0
K      ,      34      ,      1.675 ,      0     ,      0
K      ,      35      ,      0.91  ,      2.25  ,      0
K      ,      36      ,      0.91  ,      2.516 ,      0
K      ,      38      ,      -0.43 ,      2.25  ,      0.000

```

```
!
```

```
!*****
```

```
*****
```

```
!
```

```
! PREPROCESSOR
```

```
!   *** Orientation keypoints ***
```

```
!
```

```
!*****
```

```
*****
```

```
!
```

```
*GET,K_MAX,KP,,NUM,MAX
```

```
*GET,K_COUNT,KP,,COUNT
```

```
!
```

```
K_MAX=K_MAX+1
```

```
KPx =K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
KPy =K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
KPz =K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
KP_x=K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
KP_y=K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
KP_z=K_MAX $ K_MAX=K_MAX+1
```

```
!
```

```
K,KPx , 1e6, ,
```

```
K,KPy , 0, 1e6,
```

```
K,KPz , 0, 0, 1e6
```

```
K,KP_x,-1e6, ,
```

```
K,KP_y, 0,-1e6,
```

```
K,KP_z, 0, 0,-1e6
```

```
!*****
```

```
*****
```

```
!
```

```
! PREPROCESSOR
```

```
!   *** KeyPoints DOF Restraints ***
```

```
!
```

```
!       - DK, KPOI, Lab, VALUE, VALUE2, KEXPND, Lab2, Lab3, Lab4, Lab5,
Lab6 - Defines DOF constraints at keypoints.
```

```
!       -- KPOI   - Keypoint at which constraint is to be specified.
```

```
!       -- Lab    - Valid degree of freedom label.
```

```

!          -- VALUE  - Degree of freedom value or table name reference for tabular
boundary conditions.
!          -- VALUE2 - Second degree of freedom value (if any). If the analysis type
and the degree of freedom allow a complex input, VALUE (above) is the real
component and VALUE2 is the imaginary component.
!          -- Lab2.. - Additional degree of freedom labels.
!
!*****
*****
!
DK   ,      1      ,UX,,, UY,  UZ,  ROTX,      ROTZ,ROTY
DK   ,      16      ,UX,,, UY,  UZ,  ROTX,      ROTZ,ROTY
DK   ,      20      ,UX,,, UY,  UZ,  ROTX,      ROTZ,ROTY
DK   ,      34      ,UX,,, UY,  UZ,  ROTX,      ROTZ,ROTY
!
!*****
*****
!
! PREPROCESSOR
!   *** Define Types of Elements ***
!
!   - ET, ITYPE, Ename, KOP1, KOP2, KOP3, KOP4, KOP5, KOP6, INOPR -
Defines a local element type from the element library.

!          -- ITYPE - Arbitrary local element type number.
!
!*****
*****
!
ET   ,1,BEAM189
KEYOPT,1,1,0      ! no seventh degree of freedom (no warping)
KEYOPT,1,2,1      ! classical beam theory (Timoshenko)
!
ET   ,2,MASS21     ! Mass Elements
KEYOPT,2,1,0
KEYOPT,2,2,0
KEYOPT,2,3,0

!*****
*****
!
! PREPROCESSOR
!   *** Define Properties of Material ***
!
!   - MP, Lab, MAT, C0, C1, C2, C3, C4 - Defines a linear material property as a
constant or a function of temperature.

```

```

!      -- EX   - Elastic moduli (also EY, EZ).
!      -- NUXY  - Minor Poisson's ratios (also NUYZ, NUXZ).
!      -- DENS  - Mass density.
!
!*****
*****
!
!      Num_Mat = 16
!
!      EX   - Elastic Moduli
!      NUXY  - Minor Poisson's ratios
!      DENS  - Mass Density
!      DAMP  - Damping
!      MP, EX, 1, 2.1E11 $ MP, NUXY, 1, 0.3 $ MP, DENS, 1, 7850.0 $
!mp,damp,1,0.05
!      MP, EX, 2, 2.1E11 $ MP, NUXY, 2, 0.3 $ MP, DENS, 2, 0.0 $ !mp,damp,2,0.05
!
!*****
*****
!
!      PREPROCESSOR
!      *** Cross Sections ***
!
!      - SECTYPE, SECID, Type, Subtype, Name, REFINEKEY - Associates
section type information with a section ID number.
!      -- SECID   - Section identification number
!      -- TYPE    - BEAM, SHELL, TAPER...
!      -- SUBTYPE  - RECT, QUAD, CSOLID, CTUBE...
!      -- NAME     - Name for the section
!      -- REFINEKEY - Sets mesh refinement level for thin-walled beam sections.
!
!      - SECDATA, VAL1, VAL2, VAL3, VAL4, VAL5, VAL6, VAL7, VAL8,
VAL9, VAL10 - Describes the geometry of a section.
!
!*****
*****
!
!      SECTYPE,1, beam , i, asec1, 0
!      SECDATA, 0.300 , 0.300 , 0.250 , 0.016 , 0.016 , 0.013
!
!      SECTYPE,2, beam , hrec, asec2, 0
!      SECDATA, 0.300 , 0.200 , 0.013 , 0.013 , 0.013 , 0.013
!
!      SECTYPE,3, beam , i, asec3, 0
!      SECDATA, 0.300 , 0.300 , 0.250 , 0.016 , 0.016 , 0.013
!
!      SECTYPE,4, beam , i, asec4, 0

```

```

SECDATA, 0.300 , 0.300 , 0.350 , 0.022 , 0.022 , 0.016
!
SECTYPE,5, beam , i, asec5, 0
SECDATA, 0.475 , 0.475 , 0.350 , 0.022 , 0.022 , 0.016
!
SECTYPE,6, beam , i, asec6, 0
SECDATA, 0.475 , 0.475 , 0.250 , 0.016 , 0.016 , 0.016
!
! Rigid Beam
SECTYPE, 7, BEAM, RECT, asec7, ref
SECDATA, 0.050 , 0.200
!
!*****
*****
!
! PREPROCESSOR
!   *** Lines of Model ***
!
!   - L, P1, P2, NDIV, SPACE, XV1, YV1, ZV1, XV2, YV2, ZV2 - Defines a line
between two keypoints.
!   -- P1   - Keypoint at the beginning of line.
!   -- P2   - Keypoint at the end of line.
!   -- NDIV  - Number of element divisions within this line.
!   -- SPACE - Spacing ratio.
!
!   - LATT,MAT,REAL,TYPE,--,KB,KE,SECNUM - Associates element
attributes with the selected, unmeshed lines.
!   -- MAT   - Material number
!   -- REAL  - Real constant set number
!   -- TYPE  - Element type number
!   -- --    - Unused field.
!   -- KB,KE - Beginning and ending orientation keypoints to be associated with
selected, unmeshed lines.
!   -- SECNUM - Section identifier to be associated with selected
!
!*****
*****
!
N_L = 1
R, 1, 0, 0, 0 ! real constant nr. 1 = 0
!
l, 5, , 18 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1, , 1
, , kpy , ,1 $ N_L= N_L + 1
l, 18, , 14 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1, , 1
, , kpy , ,1 $ N_L= N_L + 1
l, 6, , 5 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1, , 1
, , kpy , ,1 $ N_L= N_L + 1

```

l,	12	,	13	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	10	,	12	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	9	,	10	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	2	,	15	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	21	,	33	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	26	,	27	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	32	,	14	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,2	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	5	,	24	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,2	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	24	,	35	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	35	,	32	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kpy	,	,1	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	15	,	14	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	5	,	8	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	3	,	5	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	2	,	3	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	8	,	9	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	1	,	2	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	16	,	15	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	25	,	26	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	24	,	25	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	22	,	24	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	21	,	22	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	30	,	29	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	20	,	21	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1
l,	34	,	33	\$	lsel,s,,,N_L	\$	latt,1,	1	,	1
		,	kp_x	,	,4	\$	N_L=	N_L	+	1

```

l,      32      ,      30      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,1, 1      ,      1
,      ,      kp_x      ,      ,4      $      N_L= N_L +      1
l,      33      ,      32      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,1, 1      ,      1
,      ,      kp_x      ,      ,4      $      N_L= N_L +      1
l, 38 , 24 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1 , 1 , , kpy , ,1 $ N_L= N_L + 1
l, 14 , 13 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1 , 1 , , kp_x , ,4 $ N_L= N_L + 1
l, 27 , 29 $ lsel,s,,,N_L $ latt,1, 1 , 1 , , kpy , ,1 $ N_L= N_L + 1
l,      17      ,      18      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,2, 1      ,      1
,      ,      kp_x      ,      ,7      $      N_L= N_L +      1
l,      36      ,      35      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,2, 1      ,      1
,      ,      kpy      ,      ,7      $      N_L= N_L +      1
l,      11      ,      10      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,2, 1      ,      1
,      ,      kp_x      ,      ,7      $      N_L= N_L +      1
l,      28      ,      27      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,2, 1      ,      1
,      ,      kpy      ,      ,7      $      N_L= N_L +      1
l,      9      ,      26      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,1, 1      ,      1
,      ,      kpy      ,      ,2      $      N_L= N_L +      1
l,      13      ,      29      $      lsel,s,,,N_L      $      latt,1, 1      ,      1
,      ,      kpy      ,      ,2      $      N_L= N_L +      1
!
!*****
*****
!
! *** Counter ***
!
!*****
*****
!
  ALLSEL,ALL
  LESIZE,ALL,0.75,,,1
!
  LMESH ,ALL

!*****
*****
!
! PREPROCESSOR
!   *** Real Constants - Concentrated Mass ***
!
!   - R, NSET, R1, R2, R3, R4, R5, R6 - Defines the element real constants.
!   -- NSET   - Set identification number (arbitrary).
!   -- R1...R6 - Real constant values
!
!   - KATT, MAT, REAL, TYPE, ESYS - Associates attributes with the selected,
unmeshed keypoints.
!   -- MAT, REAL, TYPE, ESYS - Material number, real constant set number,
type number, and coordinate system number to be

```

```

!          associated with selected, unmeshed keypoints.
!
!      - KMESH, NP1, NP2, NINC - Generates nodes and point elements at keypoints.
!
!*****
*****
!
! Massa = 750 - KP = 17
R, 750,750,750,750 $ real, 750 $ kmesh, 17
!
! Massa = 750 - KP = 36
R, 750,750,750,750 $ real, 750 $ kmesh, 36
!
! Massa = 750 - KP = 11
R, 750,750,750,750 $ real, 750 $ kmesh, 11
!
! Massa = 750 - KP = 28
R, 750,750,750,750 $ real, 750 $ kmesh, 28
!
!*****
*****
!
!  PREPROCESSOR
!    *** Show FEM data ***
!
!*****
*****
!
!*****
*****
!
!  PREPROCESSOR
!    *** ROLL COUPLING EQUATIONS ***
!
!    -- *DIM, Par, Type, IMAX, JMAX, KMAX, Var1, Var2, Var3, CSYSID - Defines
an array parameter and its dimensions.
!      - Par          - Name of parameter to be dimensioned
!      - Type         - Array type
!      - IMAX, JMAX, KMAX - Extent of Dimensions (row, column, plane)
!
!    -- CP, NSET, Lab, NODE1, NODE2... - Defines (or modifies) a set of coupled
degrees of freedom.
!      - NSET        - Set reference number
!      - Lab         - Degree of freedom label for coupled nodes
!      - NODE1, NODE2... - Node List
!
!    *** OTHER COUPLING EQUATIONS ***
!

```

```

!*****
!*****
!
! couplings - KP 37 / 7
!*GET,NO_1,KP,37, ATTR, Node
!*GET,NO_2,KP,7, ATTR, Node
!CP,NEXT,UZ,NO_1,NO_2
!
! couplings - KP 23 / 4
!*GET,NO_1,KP,23, ATTR, Node
!*GET,NO_2,KP,4, ATTR, Node
!CP,NEXT,UZ,NO_1,NO_2
!
! couplings - KP 31 / 19
!*GET,NO_1,KP,31, ATTR, Node
!*GET,NO_2,KP,19, ATTR, Node
!CP,NEXT,UZ,NO_1,NO_2
!
! couplings - KP 11 / 28
*GET,NO_1,KP,11, ATTR, Node
*GET,NO_2,KP,28, ATTR, Node
CP,NEXT,UZ,NO_1,NO_2
!
! couplings - KP 17 / 36
*GET,NO_1,KP,17, ATTR, Node
*GET,NO_2,KP,36, ATTR, Node
CP,NEXT,UZ,NO_1,NO_2
!
!*****
!*****
!
! SOLUTION
!   *** SOLUTION ***
!
!   -- /SOLU   - Enters the solution processor.
!
!   -- ANTYPE, Antype, Status, LDSTEP, SUBSTEP, Action - Specifies the analysis
type and restart status.
!       - Antype - Analysis type - Static (0), Buckle (1), Modal (2), Harmic (3), Trans
(4), Substr (7), Sprectr (8)
!       - Status - Specifies the status of the analysis (new or restart)
!
!   -- MSAVE   - Sets the solver memory saving option.
!
!   -- MODOPT  - Specifies modal analysis options
!
!   -- EQSLV   - Specifies the type of equation solver.
!

```

```

!    -- MXPAND - Specifies the number of modes to expand and write for a modal
or buckling analysis.
!
!    -- LUMPM - Specifies a lumped mass matrix formulation.
!
!    -- PSTRES - Specifies whether prestress effects are calculated or included.
!
!*****
*****
*ask,solq,solve?[1]Modal[2]Static[3]Transient,0
*if,solq,eq,1,then, ! modal analysis
!
c*** solution
  /TITLE,Paper Machine - Modal
/SOLU
!Damping

ANTYPE , 2
MSAVE, 0
MODOPT, LANB, 20
EQLV, SPAR
MXPAND, 100, , , 0
LUMPM, 0
PSTRES, 0
SOLVE
!
*elseif,solq,eq,2,then, ! loads in operation
!
  /TITLE,Paper Machine - Static
/SOLU
  acel,,9.81,,
  SOLVE
!
*elseif,solq,eq,3,then
  /TITLE,Paper Machine - Transient
/SOLU
  antype,trans,new

  ods_an.mac
  post.mac
*endif
!
c*** post-processing
/POST1

```