



## SIMULAÇÃO ESTÁTICA E DINÂMICA DE UM TORNO CNC PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

**Rodrigo Lima Stoeterau**

**Cleber Arsego**

**Eduardo Alberto Fancello**

**Walter Lindolfo Weingaertner**

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

Laboratório de Mecânica de Precisão - LMP

Grupo de Análise de Tensões - GRANTE

Caixa Postal - 476 - EMC

Campus Universitário - Trindade

88.040-970 - Florianópolis - SC

Fone: (048) 331 9395 ou 234 5277

Fax: (048) 234 1519

e-mail: [arsego@grante.ufsc.br](mailto:arsego@grante.ufsc.br) ; [jgdst@emc.ufsc.br](mailto:jgdst@emc.ufsc.br)

*Resumo. O Laboratório de Mecânica de Precisão do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, ao longo dos últimos anos vem desenvolvendo o protótipo de um torno numericamente controlado, objetivando a usinagem de elementos ópticos e mecânicos de alta (0,05 a 1  $\mu\text{m}$ ) e ultraprecisão, (0,001 a 0,05  $\mu\text{m}$ ) utilizando ferramentas de diamante de gume único. Para isto torna-se necessário um entendimento claro das características estática e dinâmica das partes que compõem o protótipo. Esta simulação permitiu identificar quais componentes são mais suscetíveis a deformações quando sob ação de esforços de usinagem, assim como, determinar valores de frequências e modos críticos de vibração.*

*Foram construídos dois modelos de elementos finitos, um de vigas e outro de elementos sólidos. A opção pelo uso do modelo de viga foi tomada por permitir uma solução computacional mais "leve" e com uma confiabilidade de resultados tão boa quanto a do modelo de elementos sólidos, no que diz respeito a valores de deslocamento, frequências e modos naturais de vibração. Finalmente, alguns dos resultados obtidos com os modelos são comparados valores experimentais.*

**Palavras-chave:** Elementos finitos, máquinas-ferramentas, ultraprecisão

# 1. INTRODUÇÃO

Os avanços da tecnologia e sua constante disseminação no mundo moderno, levou a uma demanda por componentes com elevadas exigências de tolerâncias geométricas, dimensionais e de qualidade superficial. O atendimento desta demanda só foi possível pela grande evolução, ou até revolução, em certos casos, no processo de fabricação. Componentes cujos custos de fabricação, até algum tempo eram proibitivos, hoje são produzidos em massa, a custos baixos, graças em grande parte aos avanços na fabricação de ultraprecisão, e em especial a usinagem com ferramentas de diamante de gume único. A figura 1 apresenta uma visão geral dos principais componentes usinados por ultraprecisão.

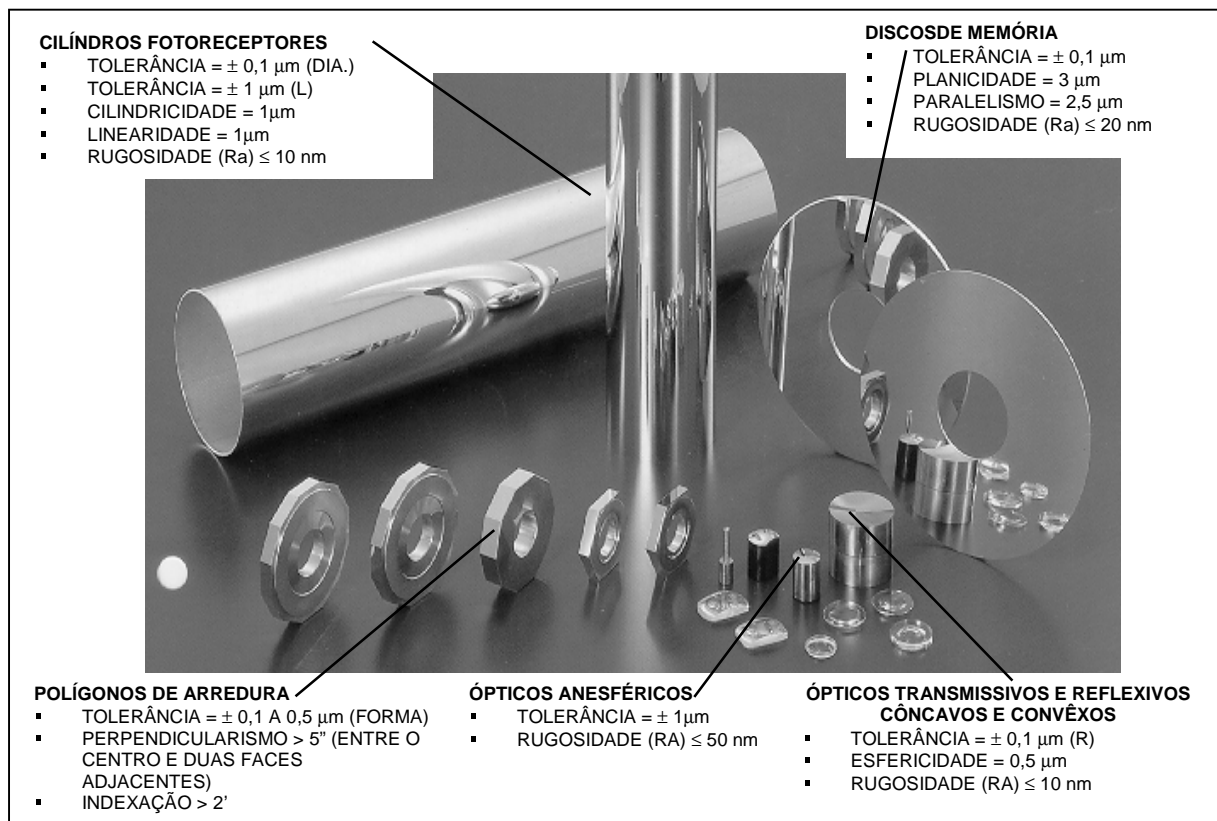


Figura 1 - Componentes fabricados por usinagem de ultraprecisão

Ao longo dos últimos anos o Laboratório de Mecânica de precisão da Universidade Federal de Santa Catarina (LMP-UFSC) vem desenvolvendo o protótipo de um torno numericamente controlado, objetivando usinar elementos ópticos e mecânicos de alta ( $0,05$  a  $1 \mu\text{m}$ ) e ultraprecisão, ( $0,001$  a  $0,05 \mu\text{m}$ ) utilizando ferramentas de diamante de gume único.

O torno protótipo se caracteriza por um par de guias aerostáticas cruzadas, eixos X e Z, montadas em cima de uma base de granito nivelada de  $4 \text{ ton.}$ , a qual é utilizada para prover estabilidade dinâmica e térmica. A montagem do aparato experimental foi realizada em uma sala climatizada com temperatura controlada em  $20 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ , isto minimiza a interferência de distúrbios externos nas variáveis controladas, principalmente o efeito de dilatações térmicas.

O eixo X é constituído por um par de guias cilíndricas paralelas, onde em cada uma são montados dois mancais aerostáticos de  $85 \text{ mm}$  de diâmetro e folga radial de  $25 \mu\text{m}$ , este conjunto proporciona uma capacidade de carga total  $3500\text{N}$

O eixo Z também é constituído por um par de eixos cilíndricos paralelos, sendo que em cada um são montados apenas um mancal aerostático de  $45 \text{ mm}$  de diâmetro e folga radial de

25  $\mu\text{m}$ , provendo uma capacidade de carga total 870N. A figura 2 apresenta o protótipo desenvolvido e seus principais constituintes (Weingaertner, et ali, 1998).

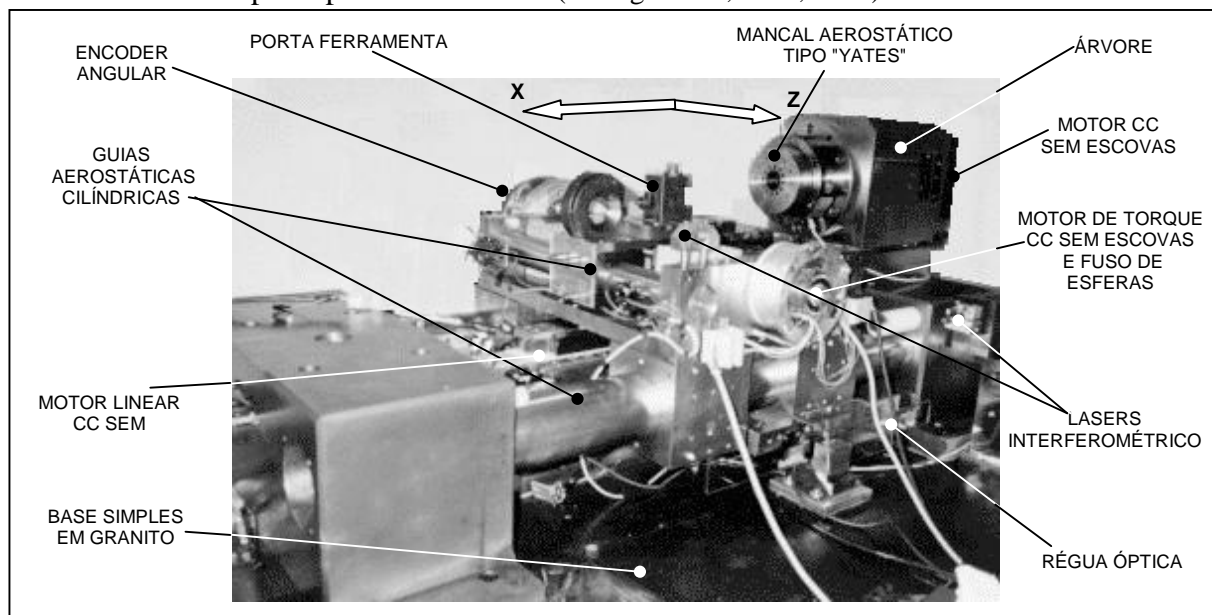


Figura 2- Objeto de estudo - protótipo do torno CNC-UP.

## 2. OBJETIVOS DO TRABALHO

Para garantirmos os valores citados de precisão na usinagem é preciso que o sistema possua níveis de rigidez elevados. Valores de deslocamento em pontos críticos tais como o porta-ferramenta, frente a ação das cargas externas são extremamente relevantes dado que os mesmos tendem a se reproduzir na peça sob a forma de erros geométricos, erros de forma ou rugosidade superficial.

Assim, o objetivo deste trabalho consiste na simulação por Elementos Finitos da estrutura do torno, analisando a flexibilidade deste sob a ação de cargas estáticas, assim como a avaliação das suas características dinâmicas através de uma determinação de frequências críticas de vibração.

## 3. MODELAMENTO

Foram construídos dois modelos diferentes utilizando o software comercial ANSYS. O primeiro utiliza elementos de vigas tridimensionais de formato não simétrico, enquanto o segundo usa elementos sólidos tetraédricos. O primeiro, bem mais grosseiro que o segundo, apresenta regiões de modelamento que dificilmente satisfazem as hipóteses de comportamento de vigas. Porém, dado que o objetivo da simulação tem como foco valores de deslocamento, frequências e modos naturais de vibração, o modelo foi considerado válido quando comparado com resultados equivalentes no modelo de elementos sólidos. A figura 5 apresenta detalhes do modelo de vigas e a correlação dos seus componentes com o protótipo.

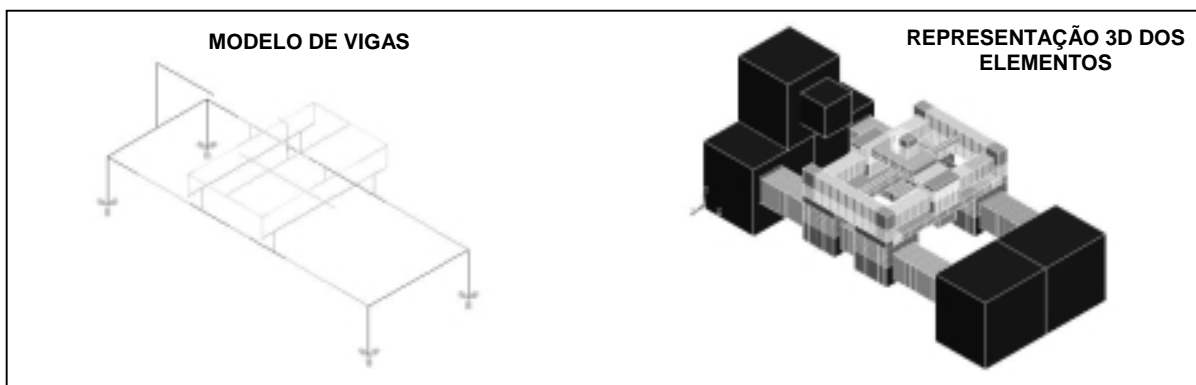


Figura 3 – Detalhes do modelo de vigas

O segundo modelo, construído com elementos sólidos, adota uma configuração geométrica muito similar ao protótipo e dispensa maiores descrições. A figura 4 mostra a malha tridimensional deste caso, onde se torna evidente o aumento de graus de liberdade do problema se comparado com o primeiro modelo.

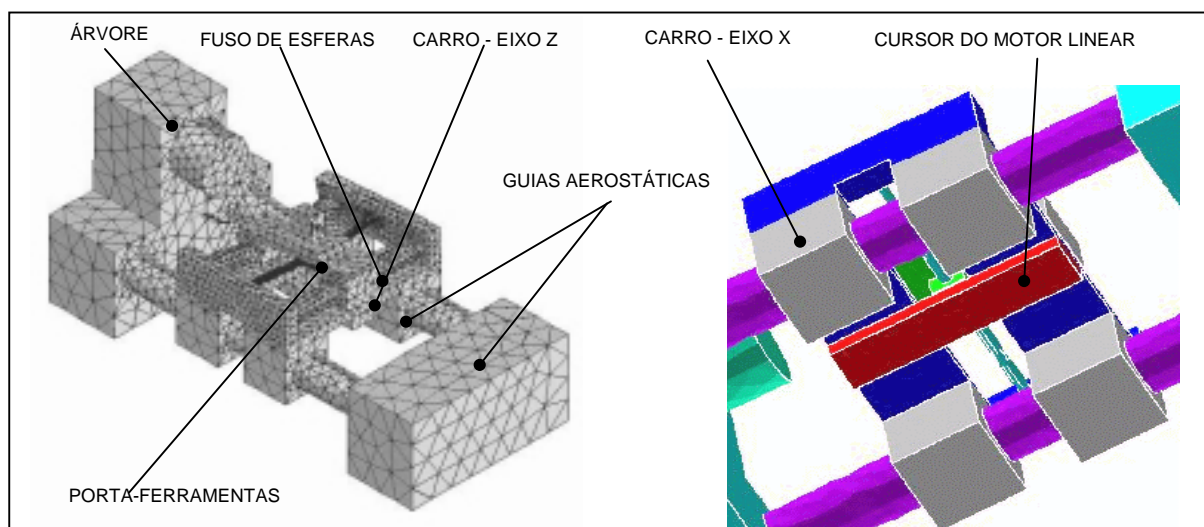


Figura 4 – Detalhes do modelo sólido

Em ambos casos foi excluída a base do torno por apresentar uma rigidez muito maior que a do resto da estrutura, sendo assim considerada como uma fundação rígida. Também foi desprezado do modelo a viga “H” de suporte da base do motor linear. A viga “H” encontra-se fixa à base sem vinculação com a estrutura de suporte das guias, o que permite que esta seja suprimida do modelo sem perda nos resultados.

Um detalhe que merece atenção é o tratamento dado aos mancais, em especial no que diz respeito à representação do filme de ar na folga entre eixos, guias, e mancais. O modelamento do filme de ar em mancais aerostáticos em si é um campo a parte de pesquisa em métodos numéricos em mecânica de dos fluidos e tal modelamento (extremamente complexo, dada as condições de contorno, o efeito de compressibilidade do ar e as condições na interface entre filme de ar e as superfícies do eixo e mancal) não se justifica no contexto desta análise. Assim, foram adotadas as seguintes situações (Freitas & Prata, 1998).

- O mancal foi considerado solidário ao eixo, não sendo permitido translação ou rotação. Esta situação condiz com a condição de pressão de ar nula nos mancais, permitindo um contato metal-metal.
- Foi liberado, no caso do modelo de vigas, os graus de liberdade relativos a translação e rotação do mancal. Nesta condição busca-se representar a estrutura na condição de pressão total de ar nos mancais, com atrito quase nulo.

Estas situações embora não exatas, representam as situações extremas de condição possíveis. Em relação às solicitações externas, foram consideradas o peso próprio, a atração magnética do motor e forças de usinagem.

De forma geral os esforços em usinagem de ultraprecisão são muito inferiores aqueles normalmente encontrados na usinagem convencional, isto se deve a as características de baixo atrito na superfície de saída do diamante e as pequenas profundidades de corte empregadas (König, W., et ali,1991, Schroete, 1997). Schroeter (1997) apresenta resultados em torno de 300 mN para força de corte e 200 mN para força passiva em usinagem de elementos ópticos transmissivos no espectro infravermelho. A figura 5 apresenta as componentes da força de usinagem, as quais serviram de base para o carregamento do modelo.

Com base nestes valores foi tomados o valor de força unitária ( $F_i = 1N$ ) para simular o carregamento nas direções coordenadas equivalentes aos nós representativos do porta-ferramenta e árvore principal. Os carregamentos foram aplicados na direção X, Y e Z alternadamente e XYZ em conjunto.

A análise dinâmica foi procedida da mesmas forma, porém com forças de forma periódicas ( $F_i(t) = F_i \sin(\omega t)$ ), com amplitude constante e frequência variável de 0 a 1 kHz.

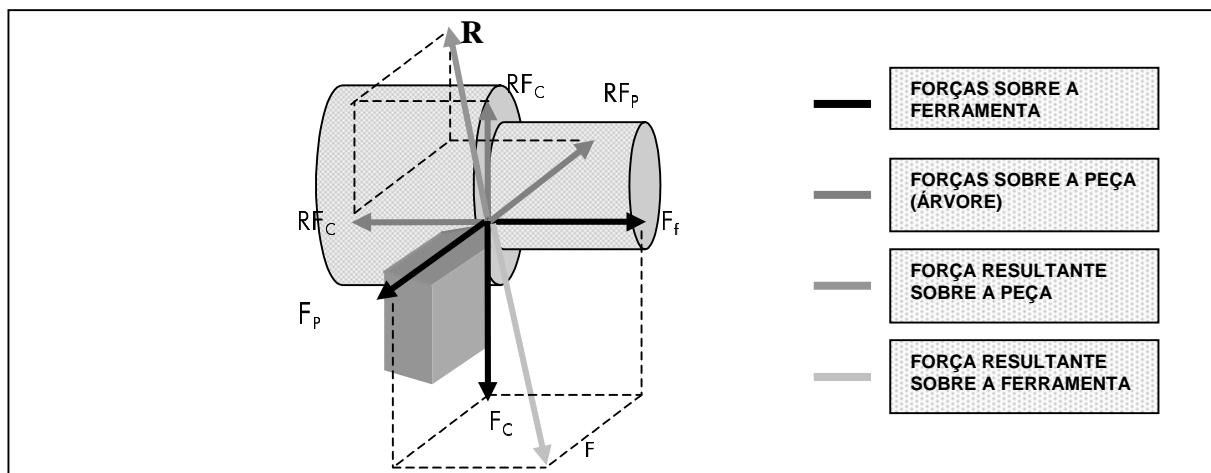


Figura 5 – Componentes da força de usinagem no torneamento – DIN 6584.

## 4. ANÁLISE DE RESULTADOS

### 4.1. ANÁLISE ESTÁTICA

As deformações do porta-ferramenta decorrentes do esforço de usinagem tendem a se reproduzir na peça sob a forma de erros geométricos, erros de forma ou rugosidade. Desta forma, por estar diretamente sujeito aos carregamentos do processo de usinagem, o porta-ferramenta torna-se o principal ponto de análise das deformações. Baseado nos dados fornecidos por (König, W., et ali,1991, Schroete, 1997, Weingaertner, 1992), optou-se por cargas com valores de 1N, pois estas cargas correspondem a condições de solicitação extrema geradas no processo. O carregamento foi aplicado no elemento correspondente ao porta-ferramenta, em condições unidirecionais alternadas.

A análise estática do problema se resume a resolver um sistema linear do tipo

$$[K] \{U\} = \{F\} \quad (1)$$

onde [K] é a matriz de rigidez do sistema, {U} o vetor de deslocamentos generalizados nodais e o termo de carga {F} incorpora as solicitações de peso próprio, magnéticas e de esforços de usinagem.

A tabela-1 apresenta os níveis de deslocamento em X, Y, Z para um carregamento unitário simultâneo nas direções X e Z, situação crítica sobre o porta-ferramentas, (valor total da força aplicada 1,42 N).

Os níveis de deslocamento obtidos para tal carregamento seguem na tabela 1 que mostra valores comparativos entre os resultados do modelo de vigas e o modelo sólido.

Tabela 1 - Níveis de deslocamento para os modelos de vigas e sólido.

DIREÇÃO DO DESLOCAMENTO	VIGAS [m]	SÓLIDO [m]
UX	9.92 e-9	6.64 e-9
UY	4.95 e-9	3.77 e-9
UZ	9.09 e-9	7.39 e-9

Estes valores estão dentro dos valores admissíveis para uma torno desta característica, o que valida o seu dimensionamento para esta instância.

## 4.2. ANÁLISE DINÂMICA

Foi primeiramente efetuado uma análise das frequências e modos naturais de vibração, utilizando para isto os dois modelos construídos. Neste caso é resolvido o problema linear de valor próprio do tipo

$$([K] - w^2 [M])\{U\} = 0 \quad (10)$$

onde  $w$  é a frequência natural de vibração, {U} é o vetor modal e [M] é a matriz de massa da estrutura. Foi usado o método de Lanczos, sendo determinados os primeiros 09 modos de vibração. A tabela-2 permite observar uma correlação bastante aproximada entre as frequências naturais para ambos modelos.

Estes valores acusam a inexistência de frequências críticas inferiores a 300 Hz, valor já esperado para máquinas desta natureza. Considerando que a árvore apresenta uma variação de rotações entre 0 e 1200 rpm (20Hz) pode-se concluir, inicialmente, que a rigidez da estrutura é adequada para as aplicações previstas.

Tabela 2 - Frequências naturais do modelo de vigas e modelo sólido

MODO	FREQUÊNCIA [HZ]		DIFERENÇA [%]
	SÓLIDO	VIGAS	
1	386.34	363.99	5.79
2	435.14	409.95	5.79
3	547.88	562.92	-2.67
4	576.26	586.62	-1.77
5	605.53	611.94	-1.05
6	730.06	724.39	0.78
7	800.10	774.22	3.33
8	863.34	865.73	-0.28
9	1018.00	1030.50	-1.21

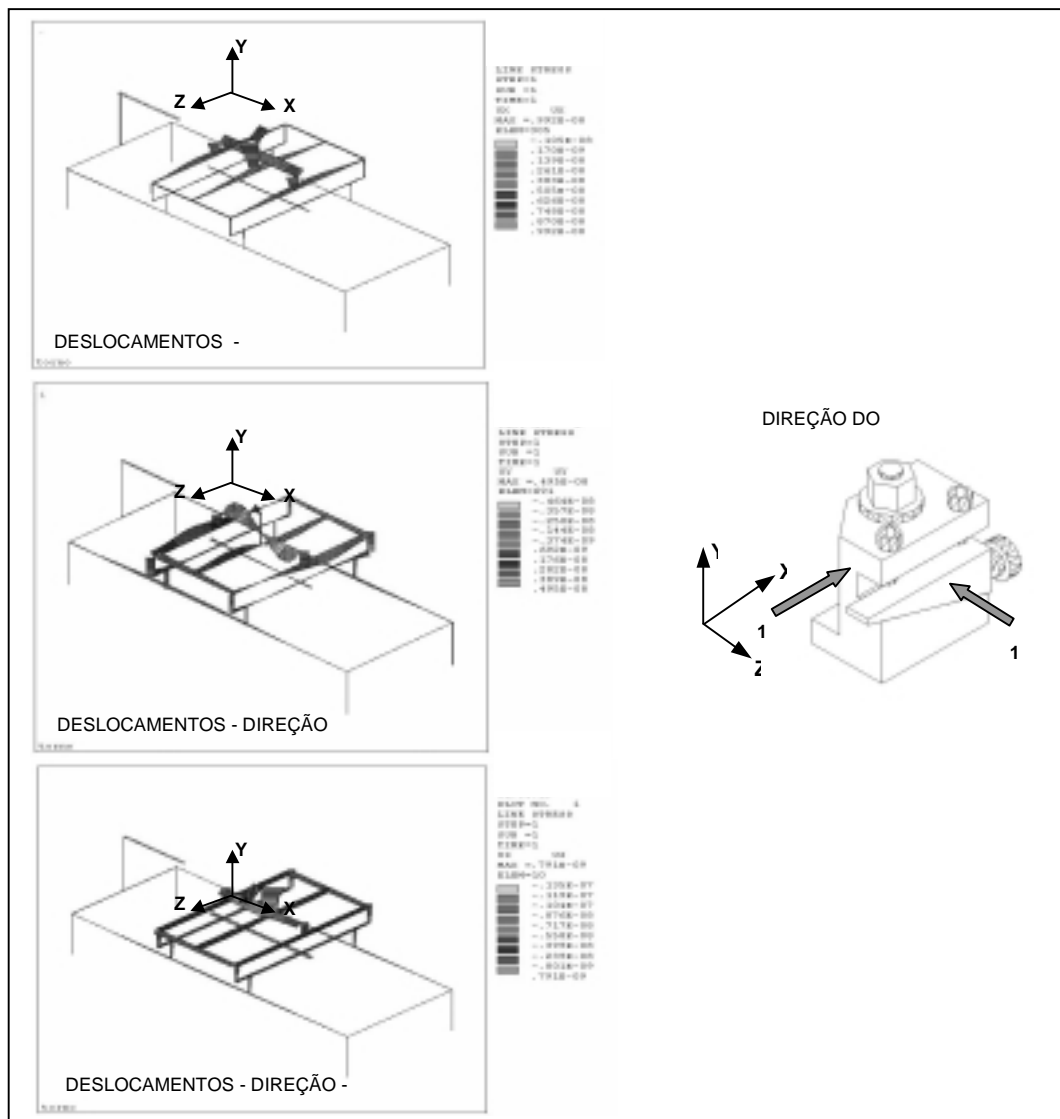


Figura 6 – Níveis de deslocamentos no modelo de vigas sob carregamentos

Com o objetivo de verificar a validade dos dados numéricos, foi efetuada uma análise de resposta em frequência para uma carga impulsiva aplicada na direção Y (vertical) sobre o porta-ferramenta. A curva obtida foi comparada com os valores numéricos de resposta em frequência para uma excitação harmônica aplicada no mesmo ponto e direção. Esta resposta numérica para uma faixa de frequências entre os 0-1000 Hz foi obtida utilizando o modelo de vigas. A figura 8 apresenta ambas curvas, experimental e numérica. Cabe ressaltar que não se procura uma comparação quantitativa (as unidades são diferentes) mas qualitativa, buscando observar a coincidência no formato, fato que não aconteceu em forma evidente.

A curva experimental apresenta uma série de valores de frequências “pico” inferiores à primeira frequência natural dos modelos. Isto pode ter origem em alguns elementos não estruturais associados ao sistema que, apesar de julgados irrelevantes em termos de massa, possam ter introduzidos frequências de ressonância inferiores à esperada. Por outro lado a curva experimental apresenta as curvas de ressonância muito achatadas, mostrando apreciáveis níveis de dissipação provavelmente oriundos da quantidade de juntas de contato e aparafusadas do sistema. Apesar disto, é possível mapear alguns modos de ressonância presentes em ambas curvas, correspondentes àqueles onde o porta-ferramenta não é um nó do modo, como é o caso da segunda e terceira frequência natural do sistema, tabela 2. A figura 7 apresenta uma comparação entre os dois modelos, em termos de deformações, nos três primeiros modos de vibração.

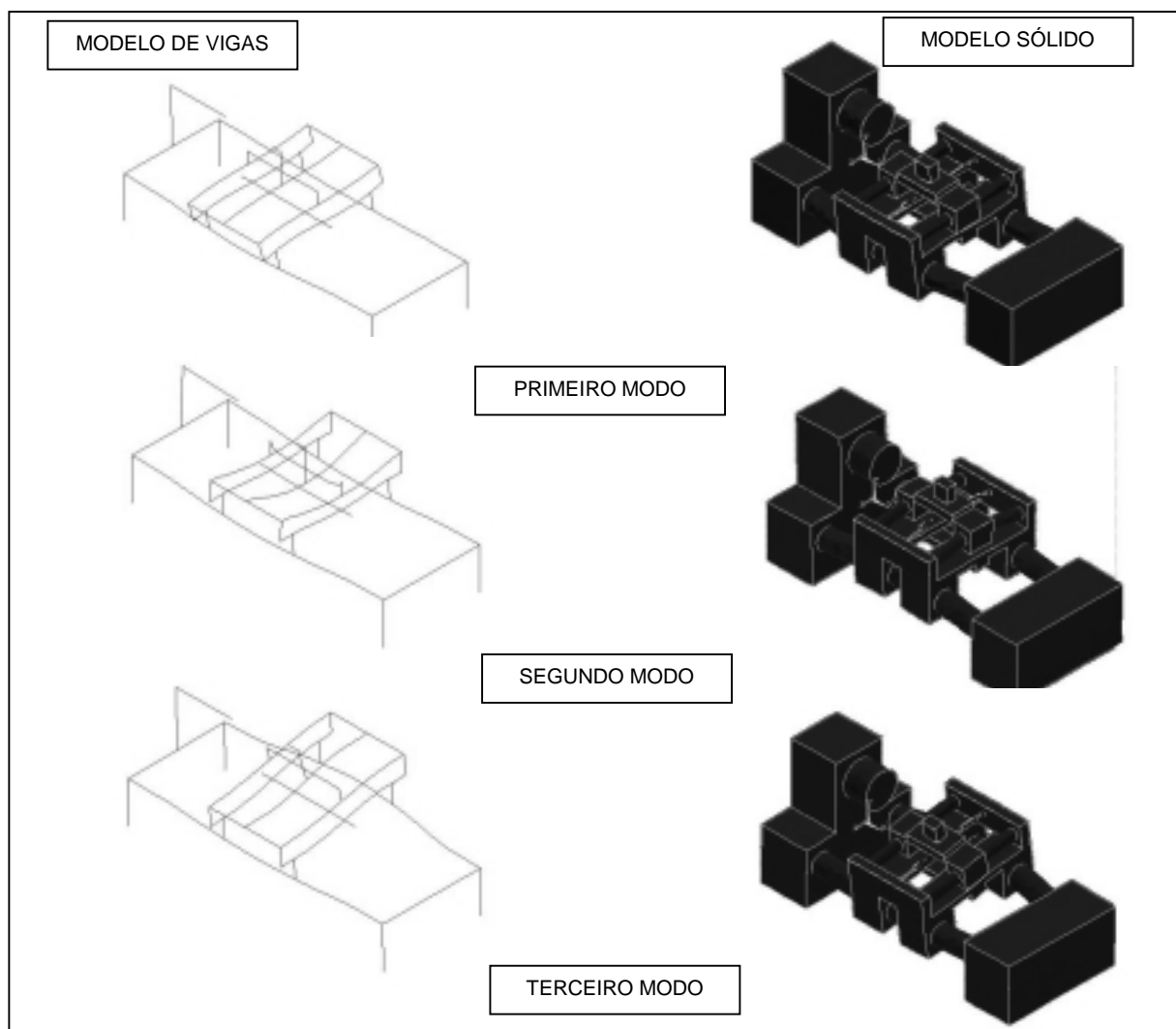


Figura 7 - Modos naturais de vibração de modelo sólido comparados com o modelo de vigas

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos permitem resgatar algumas conclusões, deixando outros aspectos em aberto como comentados a seguir.

Em primeiro lugar, a análise comparativa entre dois modelos significativamente diferentes em termos de formulação (elementos de vigas / elementos sólidos) trouxe resultados extremamente satisfatórios que, de alguma forma, validam um modelo mais simples (vigas) se o objeto de observação se resume a valores de deslocamento ou problema de valores próprios de vibração. Por outro lado o modelamento por meio de elementos de viga facilitou consideravelmente a consideração da condição alternativa (com e sem pressão de ar) no acoplamento entre mancais aerostáticos e eixo, assim como o cálculo da curva de resposta em frequência para uma faixa de 1000 Hz, com intervalo de 2 Hz.

O método impulsivo foi empregado na identificação dos parâmetros dinâmicos da máquina, e a escolha dos pontos de medição e aplicação foi feita tomando por base os resultados do modelo. A identificação das frequências críticas permitiu se definir faixas de operação para a máquina, evitando que esta seja operada em condições próximas as suas ressonâncias. Dentro das propostas iniciais para este trabalho os resultados obtidos mostraram-se dentro das expectativas.



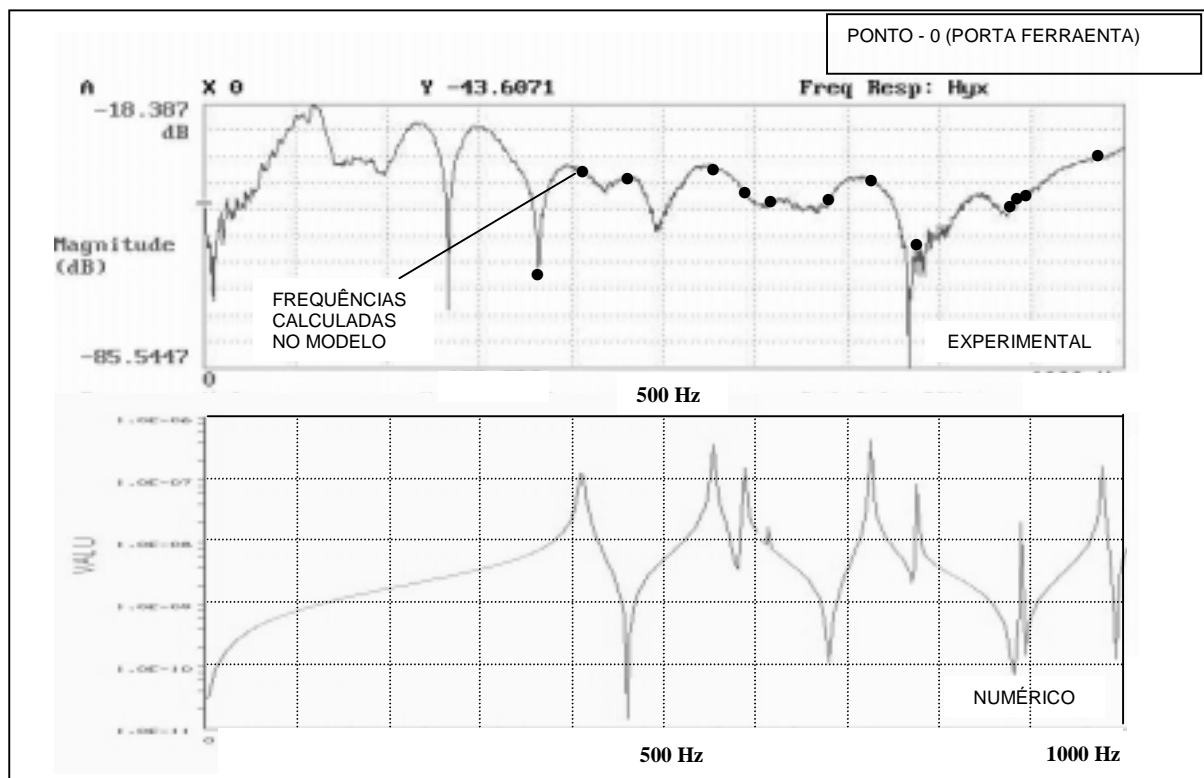


Figura 8 - Comparação entre os resultado dinâmico experimental e numérico

Por outro lado ambos os modelos apresentaram deficiências para excitações de baixa frequência. Como comentado, isto pode ter sua origem na ausência de elementos periféricos anexados à estrutura e não modelados que acabaram introduzindo valores de ressonância inferiores aos esperados. Também foi notado um nível de dissipação apreciável que modifica a curva em relação ao caso numérico sem esta consideração.

Ainda assim os valores obtidos pelo modelo se aproximam dos valores experimentais sendo que este permitiu identificar quais são os componentes mais comprometidos em termos de vibrações e permitiu reavaliar algumas considerações do projeto.

### *Agradecimentos*

Ao CNPq, FINEP, Laboratório de Vibrações e Acústica - LVA, Laboratório de Metrologia - LABMETRO e Grupo de Análise de Tensões - GRANTE, pelo apoio dados no desenvolvimento deste trabalho.

### **REFERÊNCIAS**

- Berkmans, W. J.; N.D., Prediction of Tolerances in Precision Cutting for Mass Production.  
 Cook, R. D., 1974, Concepts And Applications of Finite Element Analysis, Jonh Wyley & Sons, Inc.  
 Espindola, J. J.; 1990, Mecânica das Vibrações, Apostila do curso de introdução a vibrações, EMC, UFSC.  
 Freitas, D. S.; Prata, A. T., 1998, Aerostatic Bearings, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol. 20 – No. 1, pags 126-145,

- Hill, A., Tischer, W., 1991, Dynamical Behavior of an Ultra-Precision Turning Machine, Progress In Precision Engineering ( 6<sup>th</sup> Ipes – 2<sup>nd</sup> Icume), Springer – Verlag.
- König, W., et ali,1991,Diamond Machining Technology, Tutorial do 6<sup>o</sup> IPES/UME2 Aachen, Alemanha
- Kohnke, P. C., 1987,Ansys - Engineering Analysis System – Theoretical Manual.
- Schroeter, R. B.; 1997,Usinagem de ultraprecisão de Elementos Ópticos Transmissivos no Espectro Infravermelho”, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Slocum, A., 1992, Precision Machine Design, Prentice Hall, New Jersey.
- Weck, M., 1992,Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, Vol. 4, Vdi-Verlag.
- Weingaertner, W. L., 1992, Desenvolvimentos na Usinagem de Ultraprecisão, Monografia - UFSC.
- Weingaertner, W.L., Martin, C. A., Jesus, G. A. R., Stoeterau, R.L., 1997, Control Strategies Applied to Sub-Micro-Metric Positioning, 9<sup>th</sup> IPES, Vol. 2, Pp464-467 -Braunschweig, Germany.

### STATIC AND DYNAMIC SIMULATION OF AN ULTRAPRECISION CNC LATHE

*Abstract. The Laboratório de Mecânica de Precisão from the Department of Mechanical Engineering of Santa Catarina's Federal University, is developing a prototype of a numerically controlled lathe capable of ultra-precision machining (0,001 to 0,05mm). To achieve this goal it is necessary a clear understanding of the static and dynamic behavior of the system due to machining efforts. This work presents a numerical simulation of the lathe using the finite element method. Natural modes of vibrations are simulated as well as a frequency response analysis due the action of machining actions.*

*Two finite elements models were built. One using beams and the other using solid elements. The option for the use of the beam model was in order to obtain a "lighter" model still maintaining good approximation capabilities. Finally, some of the results obtained are compared with experimental results.*

**Key words:** *Ultra-precision, finite elements, beam elements, machine tool.*