

DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO EMPREGADO USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO PARA CORREÇÃO DIMENSIONAL DE PEÇAS ANESFÉRICAS

Carlos Umberto Burato*
cburato@sc.usp.br

Jaime Gilberto Duduch*
jgduduch@sc.usp.br

Luciana Montanari*
montanar@sc.usp.br

Arthur José Vieira Porto*
ajvporto@sc.usp.br

*Av. Trabalhador São-Carlense, 400 – 13566-590 – São Carlos – SP

Resumo. *Este trabalho trata do projeto de um dispositivo empregado na usinagem de ultraprecisão. Objetiva a correção dimensional de peças anesféricas, para atender as tolerâncias micrométricas. Possibilita o microposicionamento angular com o emprego de atuadores piezelétricos. Utiliza como base teórica de projeto, elementos importantes, que são: a) mancal de flexão, b) apoio cinemático e c) arranjo construtivo do tipo plataforma de Setwart. Mostra o problema encontrado para energizar os atuadores, pois se trata de um tipo de acionamento que tem movimento de rotação. Relata a alternativa encontrada, no qual foi necessário desenvolver um anel coletor deslizante para a energização dos atuadores piezelétricos e também um sistema capaz de fazer o aterramento dos cabos coaxiais. Explica como acontece a transferência de corrente elétrica do aparelho de controle para os anéis deslizantes e atuadores, utilizando contatos através de escovas, com 65% de prata e 35% de grafite, com molas duplas para garantir a pressão do contato, fixadas numa base rígida externa ao dispositivo. Destaca que a confiabilidade no microposicionamento da peça está na preservação da passagem da corrente elétrica de 50mA para os atuadores. Conclui que é possível manter um controle dimensional durante a usinagem de ultraprecisão, através do microposicionamento angular da peça que está sendo trabalhada, garantindo assim suas tolerâncias micrométricas.*

Palavras chaves: *usinagem de ultraprecisão, microposicionamento, atuadores piezelétricos*

1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais a engenharia de precisão tornou-se sinônimo de avanço tecnológico, devido à necessidade crescente de fabricação de produtos como: semicondutores, elementos óptico-eletrônicos, da informática e da micro-mecânica com uma precisão dimensional e uma qualidade superficial nanométrica. Devido à evolução desses produtos de alta tecnologia, muitos pesquisadores têm concentrado esforços no desenvolvimento de máquinas-ferramenta e processos de fabricação, que permitem alcançar esses elevados níveis de precisão⁽¹⁾.

Com a evolução desses produtos, ocorre muitas vezes que uma máquina-ferramenta sendo projetada para uma determinada função tenha que se adaptar a novas exigências e isto dependerá da forma como esta foi projetada⁽²⁾. Sabendo que uma máquina-ferramenta de ultraprecisão, de uma forma geral é composta pela estrutura, sistema de posicionamento e sistemas de medição e controle, com a identificação de uma nova exigência de fabricação pode-se manter a concepção inicial da máquina, mas melhorar e refinar o sistema de posicionamento

Com relação à estrutura, esta deve garantir o isolamento das vibrações induzidas pelo meio externo e diminuição das auto-induzidas pelo processo de usinagem. O sistema de posicionamento deve ser suficientemente rígido para evitar problemas de ressonâncias mecânicas, ter baixo atrito para evitar problemas como *stick-slip* e possuir baixa inércia para obter-se uma boa resposta dinâmica do sistema. Quanto ao sistema de controle, os critérios de projeto mais importantes são: garantir erros submicrométricos de posicionamento e seguimento de trajetórias e a obtenção de movimentos suaves e uniformes, especialmente em baixas velocidades⁽³⁾.

A medida que as características metrológicas e de acabamento tornam-se mais críticas, o desempenho da máquina de usinagem cresce em importância^(4,5). Dessa forma, quando se ingressa no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado de máquinas de usinagem destinada a fabricação de componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial na faixa de 10nmRa demanda a utilização de máquinas com melhor precisão de posicionamento^(4,6).

Portanto, os acionamentos devem ser capazes de responder com rapidez e precisão a sinais de entrada de pequena amplitude. Requer-se boa resposta de posicionamento, estática e dinâmica, e alta qualidade de movimento especialmente a velocidades muito baixas^(3,7,8).

Assim sendo, torna-se evidente que é necessário o desenvolvimento de dispositivos de microposicionamento, que permitam deslocamentos micrométricos e submicrométricos, objetivando garantir as tolerâncias de precisão requeridas nos componentes de engenharia.

2. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para o projeto proposto é prevista a utilização de um sistema de microposicionamento, mesa angular rotativa (MAR), no torno CNC (ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP), como pode ser observado no esquema de localização da Figura 1.

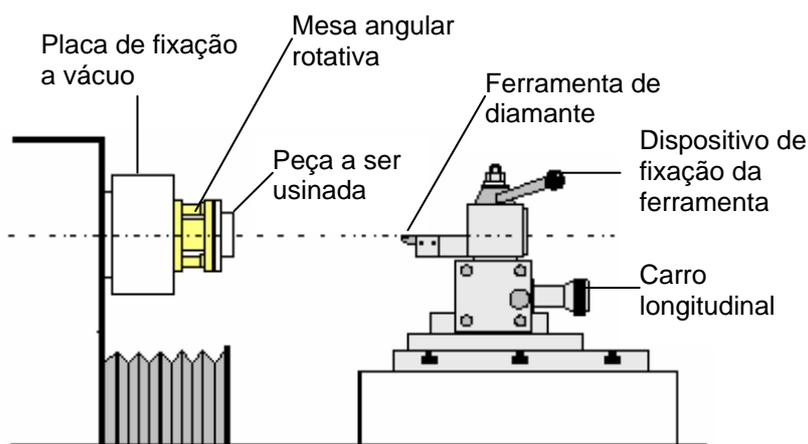


Figura 1. Esquema de localização do posicionador

3. ESTUDO PRELIMINAR E DEFINIÇÃO DO MODELO

3.1. Estudo Preliminar

Será considerado, inicialmente, um modelo de posicionador a ser fixado em uma base estacionária e após o estudo e definição desse modelo será feito o projeto para que esse posicionador, mesa angular rotativa, seja acoplado numa base móvel, placa de fixação a vácuo giratória do torno, conforme foi mostrado na Figura 1.

Para esse estudo devem ser consideradas algumas características relevantes para um posicionador que já foram descritas, como: alta rigidez, baixo atrito, baixa inércia e alta exatidão, resolução e velocidade de posicionamento, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça quanto na compensação de erros sistemáticos. Analisando estes fatores, o possível projeto, conforme Figura 2, congrega elementos importantes, que são: a) mancal de flexão, sistemas flexíveis ajudam na eliminação de folgas mecânicas, não influenciando na rigidez, pois a parte móvel (com efeito mola) é unida na parte fixa por parafusos, formando um sistema rígido⁽⁹⁾; b) apoio cinemático, o posicionador deve ser unido a parte móvel (mola) através de apoio cinemático, ou seja, livre de tensões internas. Esse apoio pode ser constituído de três canaletas em “V” (no mancal de mola) e três esferas, componentes da haste do atuador⁽¹⁰⁾; c) plataforma de Stewart, o sistema permite a correção ou o posicionamento angular através da movimentação de atuadores, permitindo a obtenção do movimento com três graus de liberdade, um de translação e duas rotações⁽¹¹⁾ e d) atuadores piezoelétricos, foram escolhidos devido a várias vantagens, como: permitir resoluções nanométricas de posicionamento, através do controle de tensão aplicada e a utilização de sensores de posição adequados; não possuem folgas nem partes móveis, sua expansão é conseguida exclusivamente pela deformação sólida do material cristalino⁽¹²⁾; alta eficiência na conversão de energia elétrica em movimento; capacidade de suportar altas cargas (até 30.000N) e ampla largura de banda, sua velocidade de expansão é limitada apenas pela velocidade do som no material cristalino⁽¹³⁾.

Quando processado debaixo de certas condições, alguns cristais e polímeros exibem o fenômeno da interação entre os campos elétricos e os componentes mecânicos. Este fenômeno é conhecido como piezeletricidade, o qual tem sido objeto de muitas pesquisas⁽¹⁴⁾. Um material piezoelétrico tem uma estrutura cristalina que produz uma voltagem em sua superfície quando tracionado ou comprimido⁽¹⁵⁾.

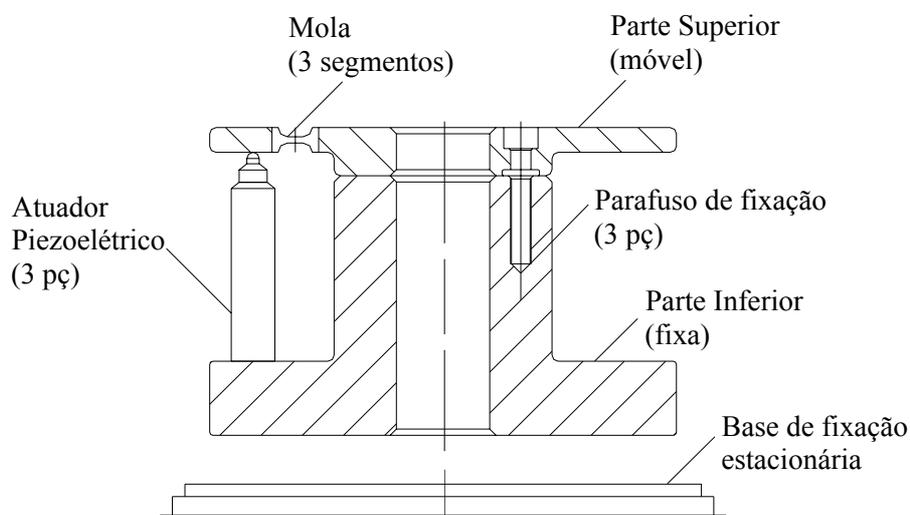


Figura 2. Modelo de posicionador para uma base de fixação estacionária.

3.2. Definição do Modelo

Após estudar o princípio de funcionamento de anéis deslizantes, que consistem basicamente de uma parte fixa, escovas, que transmitem a energia vinda da fonte de alimentação para a parte móvel, anéis coletores deslizantes; definiu-se, então, utilizar esse princípio de funcionamento para a concepção do projeto da MAR. Foi idealizado que todo o conjunto do posicionador com anéis coletores seria a parte móvel e que externo a ele haveria uma parte fixa e rígida composta pelas escovas.

Os anéis deslizantes são usados em qualquer sistema eletro-mecânico que requer rotações intermitentes ou contínuas, para o qual transmitem potência e/ou dados. Podem melhorar o desempenho mecânico e simplificar o sistema de operação^(16,17).

Como pode ser observado na Figura 3, foram fixados na parte externa aos posicionadores três anéis coletores deslizantes, de cobre revestidos em prata, sendo dois anéis responsáveis pela energização e transmissão de corrente elétrica para os atuadores e um anel que tem a função de fazer o aterramento do sistema. Existem também dois tipos de isolamento elétrico realizado por anéis de fibra de vidro, um isolamento é feito entre os anéis deslizantes e o posicionador e o outro é feito entre os próprios anéis coletores, evitando assim a criação de correntes elétricas parasitas, permitindo preservar a transmissão da corrente elétrica, em torno de 50mA⁽¹⁸⁾.

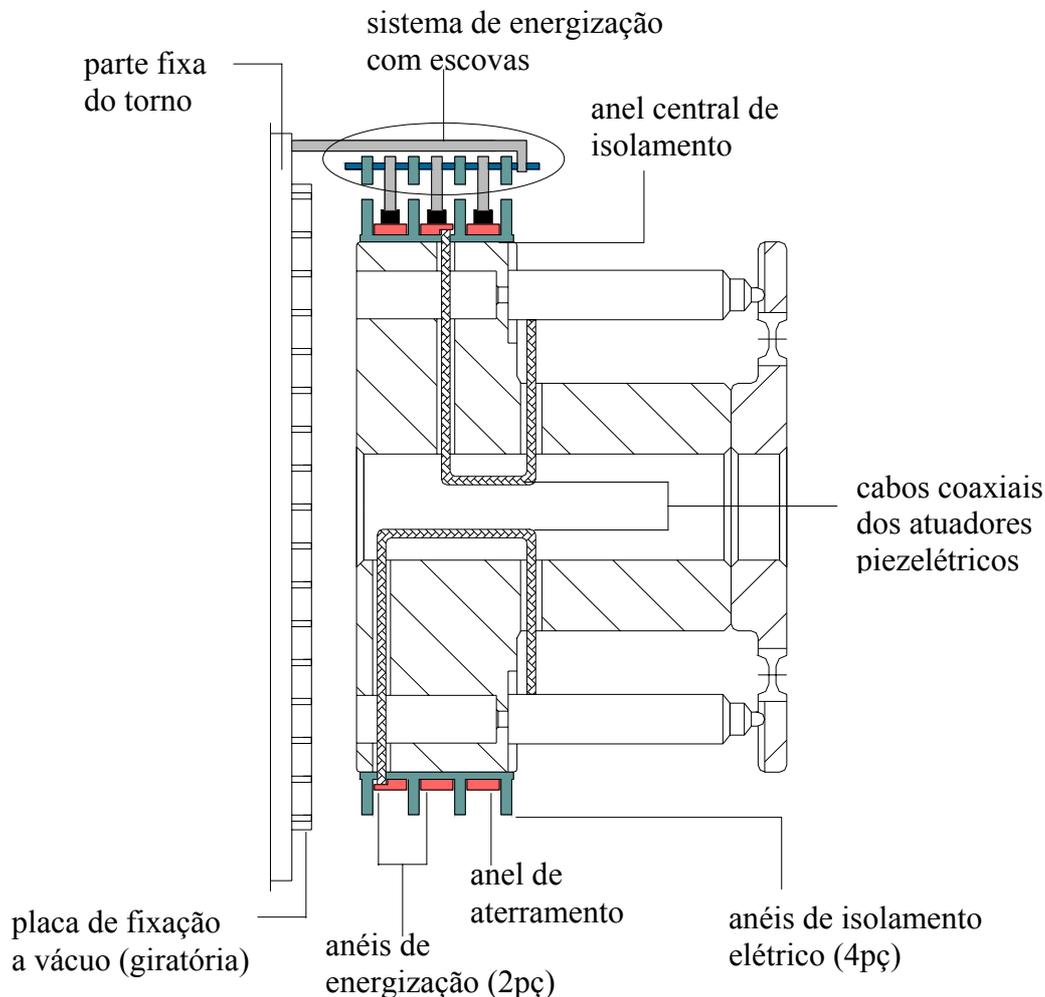


Figura 3. Modelo de posicionador com anéis coletores e escovas⁽¹⁸⁾

O porta-escova (DDo 85-29) possui um sistema duplo para alojamento das escovas (CA 65) da CARBONE LORRAINE⁽¹⁹⁾ e uma mola, que garante a pressão de contato, escova-anel coletor. As escovas são confeccionadas com 65% de prata e 35% de grafite. Essas características, das escovas e dos porta-escovas, garantem que o sistema de transmissão de corrente elétrica seja satisfatório e confiável para a aplicação pretendida.

Na elaboração do projeto da mesa angular rotativa foram estudados os possíveis problemas durante a transferência de energia da fonte de alimentação para os atuadores piezelétricos, pois a confiabilidade no microposicionamento da peça a ser usinada está na preservação desta transferência de corrente elétrica para os atuadores.

O fluxo de transferência de energia, passagem de corrente elétrica, pode ser observado de acordo com o esquema da Figura 4.

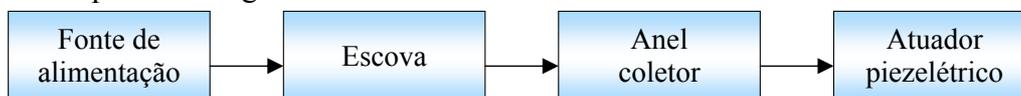


Figura 4. Fluxo de transferência de corrente elétrica

Como um anel coletor é dedicado ao aterramento, a escova que faz o contato com esse anel é interligada, por meio de fios elétricos, ao terra da máquina-ferramenta, conforme esquema mostrado na Figura 5.

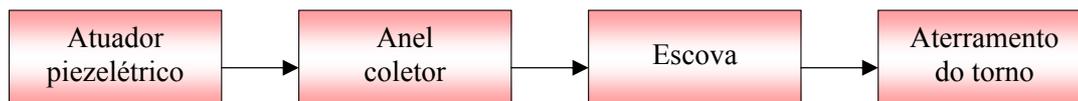


Figura 5. Fluxo de energia para o aterramento do sistema

Verifica-se então, que com os sistemas de transferência de corrente elétrica e aterramento expostos, foi solucionado o problema de energização dos atuadores piezelétricos.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A montagem da MAR no torno CNC (ASG 2500 Rank Pneumo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC-USP) é mostrada na Figura 6.

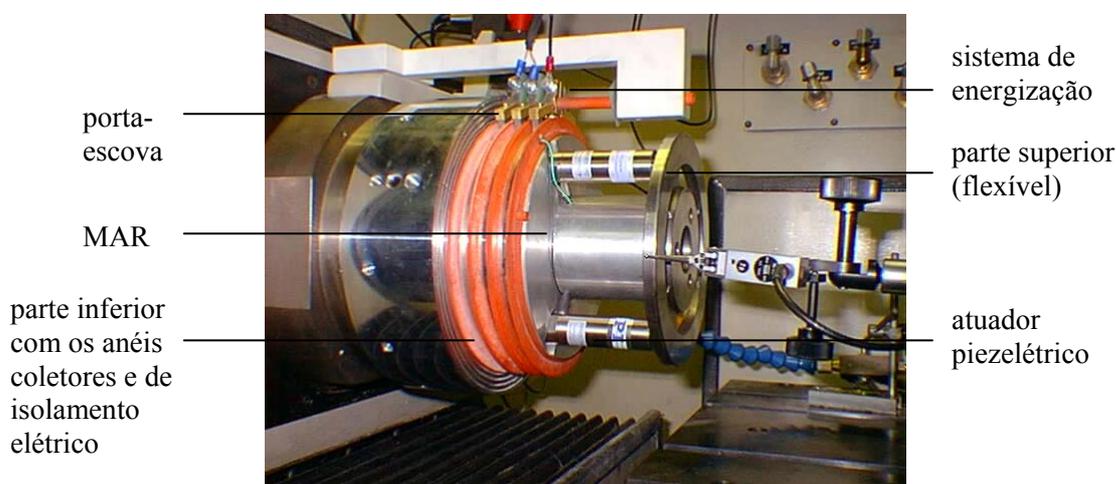


Figura 6. Visualização da montagem da MAR no torno CNC ASG 2500 Rank Pneumo[®]

4.1. Montagem do sistema para a realização dos testes

Para a realização dos testes foram aprovizionados todos os itens mostrados no esquema da Figura 7, que têm como objetivo desde a alimentação do sistema até a armazenagem da coleta de dados.

Como pode ser observado na Figura 7, além da MAR, foram posicionados a fonte de alimentação dos atuadores piezelétricos da PHYSIK INSTRUMENTE⁽¹³⁾. Pode ser evidenciado também o sistema de medição composto por um sensor de deslocamento, sendo um instrumento eletrônico para medição linear com indicação analógica (LVDT Tesatron TTA-20) da TESA, com frequência de 13kHz, apresentando segundo o fabricante, erro máximo na indicação de $\pm 0,010\mu\text{m}$ e tempo de estabilização na saída analógica de 20ms. Esse sistema de medição é ainda conectado a uma placa de aquisição de dados de 5MS/s (PCI-6111E) da NATIONAL INSTRUMENTS, sendo por sua vez conectado a um PC que possui instalada a plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW[®], para a aquisição e conversão dos dados em gráficos.

4.2. Modelagem cinemática

Inicialmente foi feita uma análise cinemática criteriosa, utilizando matrizes de transformação homogênea. O conjunto de Equações (1), (2) e (3) relacionam o deslocamento individual de cada atuador e o deslocamento angular desenvolvido na base flexível.

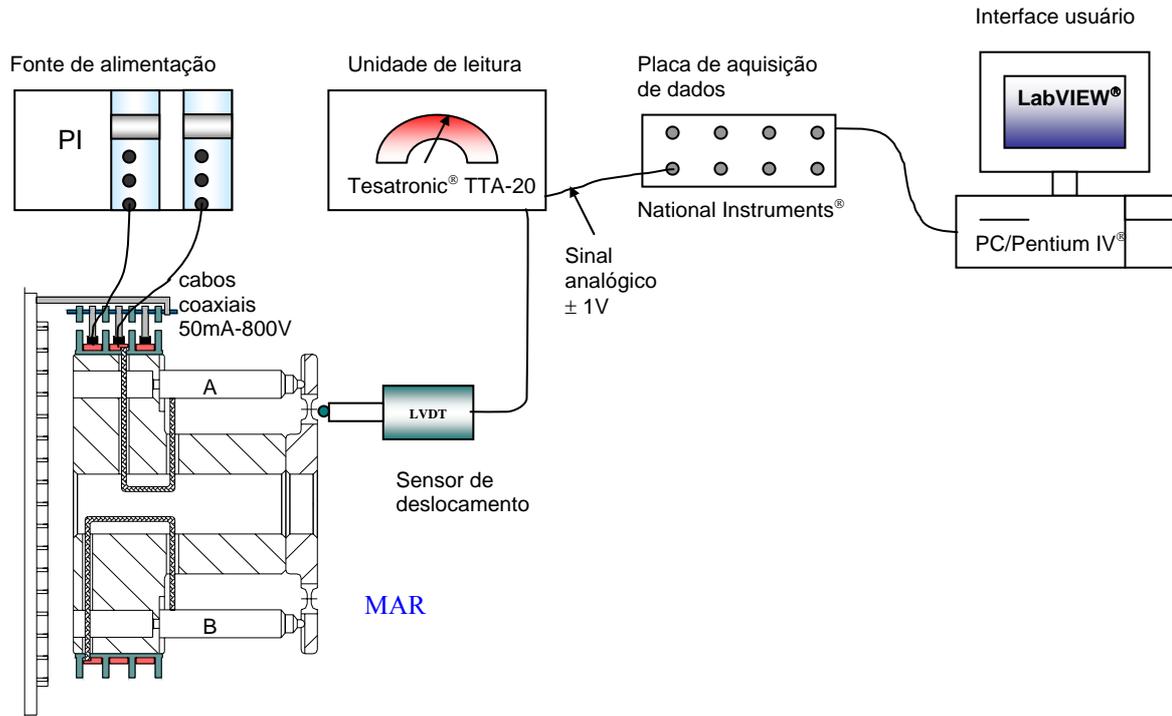


Figura 7. Esquema representativo da montagem para realização de testes experimentais

$$dA = -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 - l \sin 60^\circ \sin \theta_2 \quad (1)$$

$$dB = -d - l \sin \theta_1 \cos \theta_2 \quad (2)$$

$$dC = -d - l \cos 60^\circ \sin \theta_1 \cos \theta_2 + l \sin 60^\circ \sin \theta_2 \quad (3)$$

onde:

d – translação do ponto central do posicionador na direção Z

θ_1 – giro em relação ao eixo X

θ_2 – giro em relação ao eixo Y

dA, dB, dC – deslocamento dos atuadores A, B, C , respectivamente

A Figura 8(a) mostra a vista em planta do posicionador onde estão alocados os ângulos θ_1 e θ_2 , a origem do sistema de coordenadas e os eixos X e Y .

A Figura 8(b) mostra a vista frontal do posicionador com a origem do sistema de coordenadas e os eixos X e Z .

As Equações (1), (2) e (3) foram apresentadas de forma resumida, pois seu desenvolvimento através das matrizes de transformação homogênea foi analisado detalhadamente em MONTANARI⁽¹¹⁾.

Alguns gráficos obtidos por MONTANARI⁽¹¹⁾ em seus testes, com referencial estático, serão mostrados para servir de parâmetro com o intuito de verificar a funcionalidade da MAR num referencial que tem movimento de rotação.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A análise dos resultados e discussões foi fundamentada na coleta de dados durante a fase de testes. Tem como objetivo validar o protótipo para a função projetada que é o microposicionamento relativo ferramenta/peça.

As análises a serem feitas são em relação ao protótipo simulado num referencial estático realizado por MONTANARI⁽¹¹⁾, conforme mostram as Figuras 9 e 11. Este protótipo tem os mesmos atuadores piezelétricos (P410.30) e a mesma base flexível que a MAR.

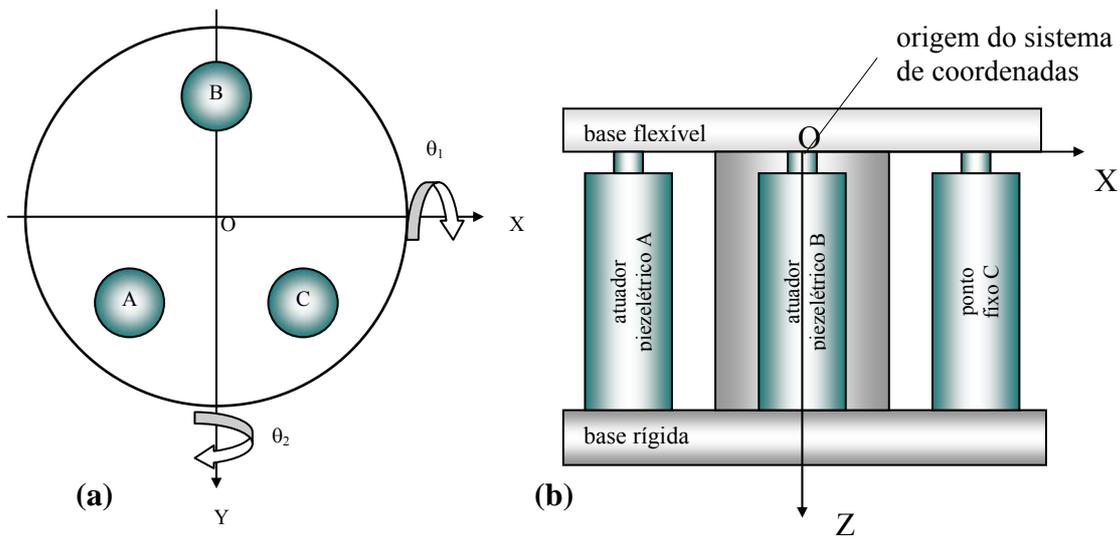


Figura 8. Posição do sistema absoluto de coordenadas OXYZ no posicionador e os ângulos de rotação em torno de X e Y, (a) vista em planta e (b) vista frontal.

A Figura 9 mostra que o gráfico gerado considerou a variação do ângulo θ_1 , ou seja, somente o atuador B foi acionado, deixando os pontos A e C como pontos fixos. Com esta condição, foi obtido um deslocamento máximo da base flexível do protótipo com amplitude de $30\mu\text{m}$.

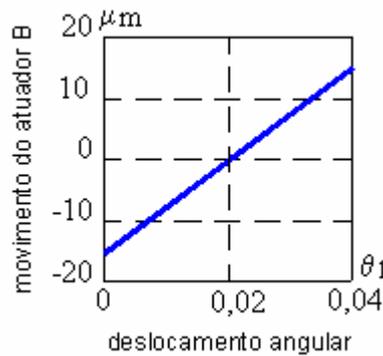


Figura 9. Comportamento do deslocamento do protótipo variando o ângulo θ_1 e fixando o ângulo $\theta_2^{(11)}$

A Figura 10 mostra um teste realizado com a MAR, com o objetivo de comparação com o teste apresentado na Figura 9.

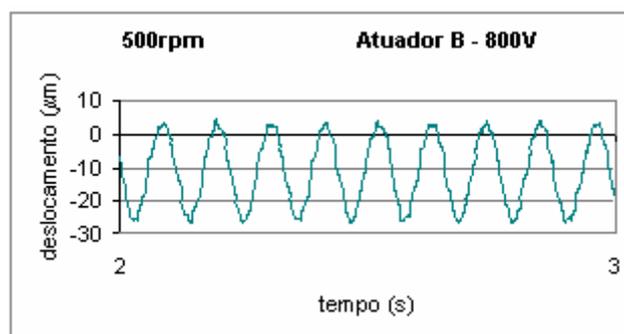


Figura 10. Deslocamento da MAR a 500rpm com tensão de alimentação de 800V para o atuador⁽¹⁸⁾

Com relação a Figura 10, o teste da MAR considerou a rotação de 500rpm e uma tensão de alimentação para o atuador B de 800V, deixando também os pontos A e C como pontos fixos, para que haja a similaridade entre os testes feitos no referencial estático⁽¹¹⁾, e no referencial giratório, MAR. Pode ser observado que houve também um deslocamento máximo da base deformável da MAR com uma amplitude de 30 μ m.

A Figura 11 mostra outro teste realizado pelo protótipo com relação ao referencial estático.

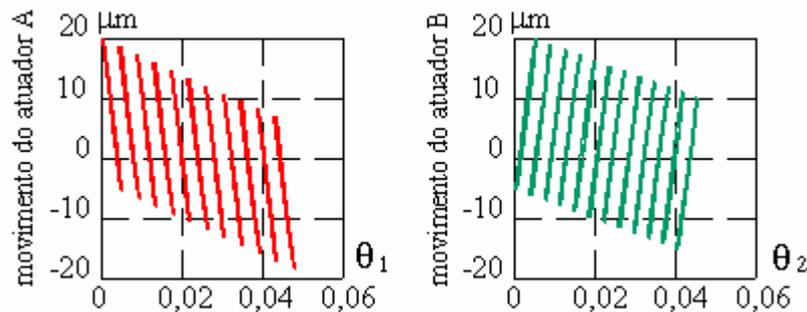


Figura 11. Comportamento do deslocamento do protótipo variando os ângulos θ_1 e θ_2 ⁽¹¹⁾

Pode ser observado na Figura 11 que o gráfico gerado considerou a variação dos ângulos θ_1 e θ_2 , ou seja, os atuadores A e B foram acionados, deixando o ponto C como ponto fixo. Com esta condição foi obtido um deslocamento máximo da base flexível do protótipo⁽¹¹⁾ com amplitude de 25 μ m.

A Figura 12 mostra um teste realizado com a MAR, com o objetivo de comparação com o teste apresentado pela Figura 11.

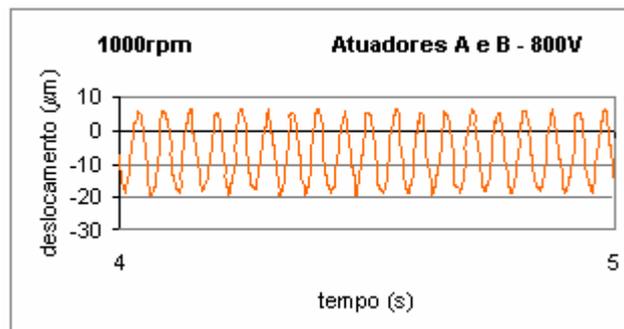


Figura 12. Deslocamento da MAR a 1000rpm com tensão de alimentação de 800V simultaneamente para os atuadores A e B⁽¹⁸⁾

Com relação a Figura 12, o teste da MAR considerou a rotação de 1000rpm e uma tensão de alimentação para os atuadores A e B de 800V, deixando também o ponto C como ponto fixo, para que houvesse a similaridade entre os testes feitos no referencial estático⁽¹¹⁾ e no referencial giratório, MAR. Pode ser observado que houve também um deslocamento máximo da base deformável da MAR com uma amplitude de 25 μ m.

6. CONCLUSÃO

Os testes realizados garantem a funcionalidade da MAR para um sistema rotativo com o mesmo desempenho obtido com relação a um referencial estático, ou seja, permite obter amplitude de deslocamento da base deformável da MAR de até 30 μ m, a uma rotação máxima da placa do torno, por motivo de segurança, de 1000rpm. Validando ainda que a transmissão da corrente elétrica para os atuadores piezelétricos utilizando um sistema de escovas e anéis coletores foi eficiente, bem como o sistema de isolamento elétrico e aterramento de todo o conjunto.

Conclui-se que o objetivo de desenvolver uma mesa angular rotativa para posicionar elementos com alto grau de exatidão e rapidez durante a usinagem de ultraprecisão foi atingido. Isso permite realizar trabalhos como a usinagem de peças de formas complexas, posicionando-as com alta resolução e repetibilidade durante a usinagem de ultraprecisão.

7. AGRADECIMENTOS

À FAPESP pelo apoio a pesquisa.

8. REFERÊNCIAS

1. WEINGAERTNER, W. L. **Desenvolvimentos na usinagem de ultraprecisão**. 1992. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1992.
2. HORIKAWA, O. (2000). **Características de projeto de sistemas mecatrônicos**. Tese (Livre Docência em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
3. VÁSQUEZ, J. A. R. **Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão**. 1994. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1994.
4. CAMPOS RÚBIO, J.C. **Projeto, construção e avaliação de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão**. 2000. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2000.
5. WECK, M., BISPINK, T. & PYRA, M. **Analyzing the dynamics performance of high precision machine**, Tutorial, IPT, Aachen. 1991.
6. DOW, T., MILLER, M. & FALTER, P. Application of fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces. **Precision Engineering**, v.13, n.4, p.243-49. 1991.
7. CRAIG & YODEN. An evaluation of ultraprecision machine tools countourning performance last test. **Progress in Precision Engineering**, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, Germany. 1991.
8. WECK, M. & BISPINK, T. Examination of high precision slow-motion feed-drive systems for the submicrometre range. **Progress in Precision Engineering**, Springer-Verlag, Heidelberg. 1991.
9. BURATO, C. U., DUDUCH, J. G. & MONTANARI, L. Aspectos de projeto de uma mesa angular rotativa para correção dimensional durante a usinagem de ultraprecisão. In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2002, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba: CONEM, 2002. Capítulo 12, referência CPB0658.
10. LAYTON, C. H. & SLOCUM, A. H. Optimal design techniques for kinematic couplings. **Precision Engineering**, v.25, p.114-27. 2001.
11. MONTANARI, L. **Técnicas de projeto aplicadas no desenvolvimento de um microposicionador angular**. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.

12. TAVARES, R. C. **Projeto de um posicionador submicrométrico para litografia óptica**. 1995. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1995
13. PHYSIK INSTRUMENTE. **Products for micropositioning**. (CATALOG). Germany.
14. SUNAR, M., HYDER, S. J. & YILBAS, B. S. Robust design of piezoelectric actuator for structural control. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v.190, p. 6257-70. 2001.
15. SLOCUM, A. H. **Precision Machine Design**. New Jersey, Prentice-Hall, Inc, 1992.
16. LITON Poly-Scientific. **Products for electrical movement**. (CATALOG). USA, 1997.
17. KAYDON Company. **The slip ring group**. (CATALOG). USA, 2001.
18. BURATO, C. U. **Desenvolvimento de uma mesa angular rotativa para a usinagem de ultraprecisão**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.
19. CARBONE LORRAINE. **Products for brushes and brushes-supports**. (CATALOG). France, 2001.

DEVELOPMENT OF THE A DEVICE TO BE USED IN ULTRAPRECISION MACHINING FOR THE DIMENSIONAL CORRECTION OF ASPHERIC ELEMENTS

Carlos Umberto Burato*
cburato@sc.usp.br

Jaime Gilberto Duduch*
jgduduch@sc.usp.br

Luciana Montanari*
montanar@sc.usp.br

Arthur José Vieira Porto*
ajvporto@sc.usp.br

*Av. Trabalhador São-Carlense, 400 – 13566-590 – São Carlos – SP

Abstract. *This work deals with the design of a device to be used in ultraprecision fabrication, especially for the dimensional correction of aspheric elements in the sub-micrometric range. This device permits angular positioning using piezoelectric actuators. The important characteristics are: a) flexure bearings; b) kinematics mounts and c) Stewart platform constructive arrangement. Being a rotating device, it required the design of special sliding contacts (slip rings) to energize the piezoactuators and to earth the coaxial cables. A highly efficient electric contact is obtained using specially designed brushes made of silver (65%) and graphite (35%), kept in contact with the slip rings with the help of springs. The brushes are attached to a stiff base separated from the device. It is important to guarantee that the electric current of 50mA to the actuators is kept constant. It is shown that it is possible to improve precision machining using such a piezo tilt stage in-process.*

Keywords: *ultraprecision machining, micropositioning, piezoelectric actuators.*