DÉCIO DE MOURA RINALDI

Caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de
3 graus de liberdade

São Paulo
2018

DÉCIO DE MOURA RINALDI

Caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade

Versão Revisada

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Área de concentração:
Engenharia de Projeto e Fabricação

Orientador: Professor Doutor
Tarcisio Antonio Hess Coelho

São Paulo
2018

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Rinaldi, Décio de Moura

Caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade / D. M. Rinaldi – versão corr. -- São Paulo, 2018.

83 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Arquiteturas paralelas 2.Robô pick and place 3.Caracterização mecânica 4.Erros de posicionamento I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

Nome: RINALDI, Décio de Moura

Título: Caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências

Aprovado em: 14/05/2018

Banca Examinadora

Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho

Instituição Universidade de São Paulo – Escola Politécnica

Prof. Dr. Marcelo Becker

Instituição EESC - USP

Prof. Dr. Fernando Malvezzi

Instituição Instituto Mauá de Tecnologia

Dedico este trabalho a todos aqueles que acreditam no poder de transformação do conhecimento

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos ao meu orientador Prof. Dr. Tarcisio Antônio Hess Coelho, por tudo que me ensinou, pela sua infinita paciência e por ter me dado a liberdade de agir livremente na procura do saber.

Ao meu colega e caro amigo Vitor Neves Hartmann pela dedicação aos nossos propósitos e pelos debates fervorosos que muito contribuíram para fazer emergir a verdade de um oceano de dúvidas.

Ao Prof. Dr. Marcílio Alves e a todos os colegas do GMSIE, pelo inestimável apoio e incentivos ao meu trabalho.

Aos meus pais por tudo que me ofereceram e aos meus filhos por terem me concedido parte do seu tempo para que eu pudesse me ocupar do meu mestrado.

E, finalmente, a minha dedicada companheira Lucienne, com quem sempre pude contar em todas as etapas de minha vida.

“Viver é enfrentar um problema atrás do outro. O modo como você o encara é que faz a diferença.” (Benjamin Franklin)

RESUMO

Esta dissertação aborda a caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade. A topologia do manipulador corresponde a um mecanismo de estrutura cinemática paralela, cujo efetuator é capaz de realizar 3 deslocamentos lineares no espaço tridimensional. A tecnologia associada ao controle de robôs de estrutura cinemática serial encontra-se bastante madura. No entanto, o mesmo não se dá nos robôs paralelos. Para que se avance no domínio do controle de trajetória destes robôs é necessária a sua caracterização mecânica, a qual fornecerá os subsídios para identificação paramétrica, calibração de modelos, ajuste de ganhos dos controladores, etc. Especificamente, a caracterização mecânica neste trabalho teve por objetivo o levantamento experimental dos erros de posicionamento do efetuator com relação a exatidão e repetibilidade, sua rigidez sob a ação de cargas externas, bem como das frequências naturais do sistema. Os ensaios realizados foram executados no robô Laila, que é um protótipo físico de um robô manipulador, desenvolvido pelo Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. A dissertação apresenta como resultados os mapeamentos dos erros de posicionamento do efetuator, a rigidez sob a ação de cargas externas, bem como suas frequências naturais, ao longo do espaço de medição. A seguir, apresenta-se uma discussão da consistência dos valores obtidos para estas propriedades. Por fim, é feita uma análise sobre a influência das folgas mecânicas sobre os índices de desempenho do robô.

Palavras-chave: caracterização.robô paralelo.erros de posicionamento.folgas

ABSTRACT

This dissertation deals with the mechanical characterization of a parallel manipulator robot of 3 degrees of freedom. The topology of the manipulator corresponds to a mechanism of parallel kinematic structure, whose effector is capable of performing 3 linear displacements in the three-dimensional space. The technology associated with the control of robots of serial kinematic structure is quite mature. However, the same is not true of parallel robots. In order to advance in the field of control of trajectory of these robots it is necessary to characterize them mechanically, which will provide the subsidies for parametric identification, calibration of models, adjustment of gains of the controllers, etc. Specifically, the mechanical characterization in this work had as objective the experimental study of the positioning errors of the effector in relation to the accuracy and repeatability, its rigidity under the action of external loads, as well as the natural frequencies of the system. The tests were performed in the Laila robot, which is a physical prototype of a manipulator robot, developed by the Department of Mechatronics Engineering and Mechanical Systems of the Polytechnic School of the University of São Paulo. The dissertation presents as results the mappings of the positioning errors of the effector, the rigidity under the action of external loads, as well as their natural frequencies, along the measurement space. The following is a discussion of the consistency of the values obtained for these properties. Finally, an analysis is made on the influence of the mechanical gaps on the performance indexes of the robot.

Keywords: characterization. parallel robot. positioning errors. clearances.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Robô SCARA	16
Figura 1.2 – Robô CARTESIANO	16
Figura 1.3 – Robô LAILA: vista frontal.....	17
Figura 1.4 – Robô LAILA: sistema de eixos	17
Figura 2.1 – Interferômetro <i>laser</i>	24
Figura 3.1 – Sistema de eixos	25
Figura 3.2 – Posição do ponto alvo	25
Figura 3.3 – Medições com o <i>laser</i>	26
Figura 3.4 – Anteparo reflexivo	26
Figura 3.5 – Escala para registro das alturas	26
Figura 3.6 – Espaço de trabalho X medição.....	26
Figura 3.7 – Ajuste do zero máquina: $Y=0$	27
Figura 3.8 – Ajuste do zero máquina: $Z=410\text{mm}$	27
Figura 3.9 – Batente de posicionamento do zero máquina	28
Figura 3.10 – Sequência de medição para cada nível	29
Figura 3.11 – Aplicação de carga vertical	29
Figura 3.12 – Aplicação de carga horizontal	29
Figura 3.13 – Espelho 45°	30
Figura 3.14 – Medição do <i>backlash</i>	32
Figura 3.15 – Eixo de transmissão	32
Figura 3.16 – Medição das folgas nas chavetas	33
Figura 3.17 – Folga angular	33
Figura 3.18 – Rotação da junta esférica.....	34
Figura 3.19 – Medição das folgas da junta esférica	34
Figura 3.20 – Rotação da junta RR	35
Figura 3.21 – Medição das folgas da junta RR.....	35
Figura 3.22 – Rotação da junta prismática	35
Figura 3.23 – Medição da folga da junta prismática	35
Figura 4.1 – Exatidão sem carga [mm].....	37

Figura 4.2 – Precisão sem carga [mm].....	37
Figura 4.3 – Exatidão com carga vertical [mm]	38
Figura 4.4 – Precisão com carga vertical [mm]	38
Figura 4.5 – Exatidão com carga horizontal [mm]	39
Figura 4.6 – Precisão com carga horizontal [mm]	39
Figura 4.7 – Rigidez com carga vertical [N/mm].....	40
Figura 4.8 – Rigidez com carga horizontal [N/mm].....	40
Figura 4.9 – Frequência natural em Y [Hz].....	41
Figura 4.10 – Frequência natural em Z [Hz]	41
Figura 4.11 – Exatidão/Precisão para altura H=410mm	42
Figura 4.12 – Exatidão/Precisão para altura H=430mm	42
Figura 4.13 – Exatidão/Precisão para altura H=450mm	43
Figura 4.14 – Exatidão/Precisão para altura H=470mm	43
Figura 5.1 – Exatidão sem carga.....	48
Figura 5.2 – Precisão sem carga.....	49
Figura 5.3 – Exatidão com carga vertical	50
Figura 5.4 – Precisão com carga vertical	51
Figura 5.5 – Exatidão com carga horizontal	52
Figura 5.6 – Precisão com carga horizontal	53
Figura 5.7 – Rigidez com carga vertical [N/mm].....	54
Figura 5.8 – Rigidez com carga horizontal [N/mm].....	55
Figura 5.9 – Frequência natural em Y [Hz].....	56
Figura 5.10 – Frequência natural em Z [Hz]	57
Figura 5.11 – Simulação no Working Model: Frequência natural em Y.....	58
Figura 5.12 – Simulação no Working Model: Frequência natural em Z.....	59
Figura 5.13 – Ensaio frequência/folga.....	60
Figura 5.14 – Junta sem folga	61
Figura 5.15 – Padrão de amortecimento	61
Figura 5.16 – Junta com folga diametral “s”	62
Figura 5.17 – Deformação máxima	62

Figura 5.18 – Dilatação dos períodos entre os choques	63
Figura 5.19 – Erro cinemático	64
Figura 5.20 – Escarificação das guias.....	67
Figura 5.21 – Ampliação	67
Figura 5.22 – Erro cinemático + Erro geométrico	68
Figura 5.23 – Condição de folga	69
Figura 5.24 – Condição de folga : $s=0^{\circ}$ (H=410)	70
Figura 5.25 – Condição de folga : $s=0.2^{\circ}$ (H=410)	70
Figura 5.26 – Condição de folga : $s=0.4^{\circ}$ (H=410)	71
Figura 5.27 – Condição de folga : $s=0.6^{\circ}$ (H=410)	71
Figura 5.28 – Condição de folga: $s=0.62^{\circ}$ (H=410)	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Tipos usuais de articulações (adaptada)	19
Tabela 4.1 – Determinação experimental do <i>backlash</i>	44
Tabela 4.2 – Folgas nas chavetas (23/11/2016)	45
Tabela 4.3 – Folgas nas chavetas (17/01/2017)	45
Tabela 4.4 – Folgas nas juntas esféricas	45
Tabela 4.5 – Folgas nas juntas RR	46
Tabela 4.6 – Folgas na junta prismática.....	46
Tabela 5.1 – Rigidez com carga vertical	54
Tabela 5.2 – Rigidez com carga horizontal	55
Tabela 5.3 – Frequências em função da folga	60
Tabela 5.4 – Fontes de erro	68

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 BANCADA DE ENSAIOS	17
1.2 OBJETIVOS	18
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	18
2 REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1 TOPOLOGIA	19
2.2 MODELOS	20
2.3 ANÁLISE DE ERROS	22
2.4 INTERFEROMETRIA LASER	23
3 METODOLOGIA	25
3.1 DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS	25
3.2 POSIÇÃO DO EFETUADOR E ZERO MÁQUINA	25
3.2.1 Posição do efetuador	25
3.2.2 Zero máquina	27
3.3 LEVANTAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	28
3.3.1 Erros de exatidão e precisão	28
3.3.2 Rigidez nos eixos Y e Z	29
3.3.3 Frequência Natural	30
3.4 ENSAIO PARA DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS FOLGAS	31
3.4.1 Folga de backlash do conjunto moto redutor	31
3.4.2 Folgas nas chavetas do eixo de transmissão	32
3.4.3 Folgas na junta esférica	34
3.4.4 Folgas nas juntas RR	34
3.4.5 Folgas na junta prismática	35
4 RESULTADOS	36
4.1 ERROS DE EXATIDÃO E PRECISÃO	36

4.1.1 Erros de exatidão e precisão sem carga	37
4.1.2 Erros de exatidão e precisão com aplicação de uma carga vertical.....	38
4.1.3 Erros de exatidão e precisão com aplicação de uma carga horizontal.....	39
4.2 RIGIDEZ NOS EIXOS Y E Z	40
4.3 FREQUÊNCIAS NATURAIS NOS EIXOS Y E Z.....	41
4.4 RESULTADO DA DETERMINAÇÃO DAS FOLGAS.....	44
4.4.1 Folga de backlash do conjunto moto redutor.....	44
4.4.2 Folga nas chavetas do eixo de transmissão.....	44
4.4.3 Folgas nas junta esféricas.....	45
4.4.4 Folgas nas juntas RR	46
4.4.5 Folgas na junta prismática.....	46
5 DISCUSSÃO	47
5.1 INTRODUÇÃO	47
5.2 HIPÓTESES ADMITIDAS NOS ENSAIOS.....	47
5.3 DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NAS CONDIÇÕES DAS HIPÓTESES....	48
5.4 INFLUÊNCIA DAS FOLGAS SOBRE A FREQUÊNCIA NATURAL	58
5.5 INFLUÊNCIA DOS ERROS CINEMÁTICOS.....	64
5.6 INFLUÊNCIA DOS ERROS GEOMÉTRICOS.....	65
5.7 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS FOLGAS	68
5.8 COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	72
6 CONCLUSÕES	74
REFERÊNCIAS.....	76
APÊNDICE A – CÓDIGO SCILAB PARA SIMULAÇÃO DAS FOLGAS	79
ANEXO A – MOTOR MAXON RE40 (DATASHEET)	81
ANEXO B – REDUTOR PLANETÁRIO MAXON GP42 (DATASHEET)	82
ANEXO C – ENCODER MAXON MR TIPO L, 256 -1024 CPT (DATASHEET)	83

1 INTRODUÇÃO

Desde a revolução industrial do início do século XIX, o homem vem progressivamente utilizando meios de produção cada vez mais automatizados. Nas últimas duas décadas a necessidade de produzir mais e melhor vem conduzindo ao aumento do grau de automação nas indústrias (CRAIG, 2005) com a utilização de robôs de transporte e manipuladores para executar processos de empacotamento, montagens e alimentação de máquinas ferramentas.

A construção dos primeiros manipuladores foi baseada em cadeias cinemática seriais, nas quais o órgão terminal é ligado às outras peças do manipulador através de juntas ligadas em série e todas possuem atuadores acoplados. Pode-se citar como exemplo de tais mecanismos os robôs SCARA (*Selective Compliant Assembly Robot Arm*) e os robôs CARTESIANOS, conforme ilustrado nas figuras 1.1 e 1.2, respectivamente.

Figura 1.1 – Robô SCARA

Fonte: (motion-solutions, 2017)

Figura 1.2 – Robô CARTESIANO

Fonte: (hoektronics, 2013)

Outra vertente é a dos manipuladores que possuem cadeia cinemática paralela, onde os atuadores são fixos na estrutura principal e os movimentos são transmitidos ao órgão terminal por meio de barras e juntas passivas. Em virtude do seu potencial para aprimoramento de propriedades, tais como rigidez, capacidade de carga e precisão de posicionamento, estes têm recebido uma atenção cada vez maior nos últimos anos (TSAI, 1999). Dada a importância de tais mecanismos, o Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo iniciou os trabalhos de projeto e

construção de um robô manipulador que visa permitir o estudo e a experimentação de novas técnicas de controle e modelagem de robôs de cinemática paralela (KUMAZAWA et Al, 2009), que será descrito a seguir:

1.1 BANCADA DE ENSAIOS

O robô LAILA (figura 1.3) é um manipulador de cinemática paralela com três graus de liberdade (três translações) onde as juntas ativas são compostas por duas juntas rotativas e uma prismática 2 ($\underline{R}\underline{S}\underline{U}$) + $\underline{P}\underline{P}\underline{a}\underline{P}$, onde os símbolos R, P, S e U referem-se a juntas de rotação, prismática, esférica e universal, respectivamente, enquanto o símbolo Pa refere-se a uma cadeia do tipo paralelogramo articulado. Esta arquitetura confere ao conjunto uma característica assimétrica que pode ser explorada como um recurso adicional em aplicações onde haja necessidade de velocidades ou acelerações diferenciadas em uma determinada direção. Este manipulador foi projetado para servir como uma bancada de testes para estudos futuros de mecanismos paralelos, sendo possível alterar o comprimento dos seus membros bem como a distância entre os eixos dos motores, permitindo várias configurações geométricas em um só mecanismo.

Figura 1.3 – Robô LAILA: vista frontal

Fonte: Autor

Figura 1.4 – Robô LAILA: sistema de eixos

Fonte: Autor

A figura 1.2 mostra o sistema de eixos adotados para os deslocamentos. As duas juntas rotativas ativas produzem o movimento do efetuador no plano YZ, enquanto a junta prismática ativa é responsável pelo movimento no eixo X. Até o presente momento foram implementados apenas os movimentos das juntas rotativas, portanto este trabalho se restringirá a medição das grandezas no plano YZ.

1.2 OBJETIVOS

GERAL

- A construção e a caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade como bancada para ensaios de controle.

ESPECÍFICOS

- O levantamento experimental dos erros de posicionamento do efetuador do robô LAILA com relação a exatidão e precisão, sua rigidez sob a ação de cargas externas, bem como suas frequências naturais.
- O levantamento experimental das folgas das juntas e das transmissões.
- Verificar a correlação entre estas folgas e os erros de posicionamento.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O capítulo 2 faz uma breve revisão da literatura apresentando alguns conceitos básicos sobre a arquitetura dos mecanismos em geral, tais como, nomenclatura, pares cinemáticos, tipos de juntas e suas aplicações. É dada uma atenção maior às arquiteturas paralelas, suas principais características e sua importância no cenário atual. Em complementação são analisados alguns aspectos relevantes da tecnologia de interferometria a laser, por se apresentar como uma importante ferramenta para o desenvolvimento deste trabalho.

No capítulo 3 apresenta-se a metodologia utilizada para o levantamento dos dados experimentais e procedimentos para análise das folgas na cadeia cinemática.

No capítulo 4 apresenta-se os resultados na forma de gráficos de todas as propriedades mensuradas, a saber: exatidão, precisão, rigidez e frequência natural.

A interpretação e comentários sobre os dados levantados é o foco do capítulo 5, onde também se faz uma análise sobre as implicações das folgas sobre o comportamento do mecanismo.

No capítulo 6 apresentam-se as principais conclusões dessa dissertação e algumas sugestões para trabalhos futuros. Finalmente, foram compilados os dados experimentais na forma de tabelas, *data sheets*, e códigos de programas que são apresentados na forma de anexos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 TOPOLOGIA

O tópico mecanismos e seu impacto sobre o desenvolvimento de robôs é certamente muito vasto (SICILIANO e KHATIB, 2008). Desta maneira, esta revisão da literatura se concentrará em alguns fundamentos teóricos mais pertinentes com esta pesquisa, a saber, a sua topologia, os tipos de modelos e a análise de erros.

O ponto de partida para a análise da topologia de mecanismos é a definição do espaço de movimentação (CARVALHO et al., 2018). Basicamente, um mecanismo poderá operar em um espaço de movimentação plano, esférico ou tridimensional. Consequentemente, um corpo livre e extenso, contido num determinado espaço, poderá executar um conjunto de deslocamentos independentes. Assim, no espaço plano, um corpo poderá realizar dois deslocamentos lineares, além de um deslocamento angular em torno de um eixo ortogonal ao plano.

Tabela 2.1 - Tipos usuais de articulações (adaptada)

Articulação ou par cinemático	Símbolo	Deslocamento(s) permitido(s) entre elos	Nº de graus de liberdade
De revolução	R	1 deslocamento angular	1
Prismática	P	1 deslocamento linear	1
Cilíndrica	C	1 deslocamento angular e 1 linear	2
Helicoidal	H	1 deslocamento angular dependente do linear	1
Esférica	S	3 deslocamentos angulares	3
Cardã ou Universal	U	2 deslocamentos angulares	2

Fonte: (CARVALHO,2018)

No entanto, um corpo pode sofrer restrições à sua movimentação num determinado espaço. Fisicamente, estas restrições se concretizam pelo emprego de juntas articuladas ou articulações (SUH e RADCLIFFE, 1978), apresentadas compactamente na Tabela 2.1 (CARVALHO et al., 2018). De modo a descrever estruturas mecânicas complexas, decorre o conceito de Cadeia Cinemática

(REULEAUX, 1875), ou seja, um conjunto de corpos ou elos conectados por juntas. Além disso, as cadeias cinemáticas podem ser classificadas como abertas ou fechadas. Se houver apenas um caminho a ser percorrido de um elo a outro, a cadeia é dita aberta; caso contrário, será fechada.

Pode-se definir um mecanismo como uma estrutura mecânica formada por uma ou mais cadeias cinemáticas, sendo que um dos seus elos será imóvel ou se constituirá numa referência para a descrição dos movimentos dos demais.

De modo a caracterizar topologicamente os mecanismos, foram propostas algumas propriedades, dentre elas, destacam-se a conectividade e os graus de liberdade (CARVALHO et al., 2018). A conectividade entre dois elos corresponde ao número mínimo de coordenadas para definir a localização de um elo em relação ao outro. Assim, a conectividade de uma cadeia cinemática é definida pela conectividade entre os elos extremos da cadeia. No caso de elos adjacentes, a conectividade entre eles coincide com os graus de liberdade da junta que os conecta. Por exemplo, uma junta esférica possui três graus de liberdade e conectividade igual a três. Em um grande número de referências da literatura, nota-se o emprego da propriedade graus de liberdade também para caracterizar um mecanismo. Neste sentido, os graus de liberdade correspondem ao número de coordenadas independentes necessárias para descrever a localização de qualquer elo da estrutura de um mecanismo. Apesar de haver algumas restrições na sua validade, costuma-se ainda empregar o critério de Kutzbach-Gruebler (GOGU, 2005) para a determinação dos graus de liberdade (GdL) de um dado mecanismo,

$$GdL = \lambda(N_e - 1) - \sum_{i=1}^{\lambda-1} (\lambda - i)n_i \quad (1)$$

sendo λ o índice do espaço de movimentação, N_e o número total de elos e n_i o número de juntas que permitem i graus de liberdade.

2.2 MODELOS

Para se conduzir uma análise quantitativa do comportamento de um mecanismo, podem ser elaborados diversos modelos que permitirão avaliar o seu provável desempenho em relação aos requisitos de projeto, definidos previamente para

atender a uma determinada aplicação. De modo geral, a partir de um conjunto de parâmetros, costumam-se elaborar modelos cinemáticos, estáticos e dinâmicos.

No caso do emprego de um mecanismo como um robô manipulador, o ponto de partida dos modelos cinemáticos é a definição dos vetores $\mathbf{q}$ e $\mathbf{x}$, cujas componentes correspondem aos deslocamentos impostos pelos atuadores e às coordenadas de localização do efetuador, respectivamente. Além disso, as dimensões destes vetores coincidem com o GdL do mecanismo. Para a análise de posições, a relação entre os vetores $\mathbf{q}$ e $\mathbf{x}$ é normalmente expressa por um vetor $\Phi(q, x)$ de funções nulas, também de dimensão igual ao GdL,

$$\Phi(q, x) = 0 \quad (2)$$

A análise de velocidades, por sua vez, é realizada mediante à derivação temporal do vetor $\Phi(q, x)$, obtendo-se uma equação que relaciona os vetores $\dot{q}$ e $\dot{x}$,

$$\mathbf{J}_x \dot{x} = \mathbf{J}_q \dot{q} \quad (3)$$

sendo $\mathbf{J}_q$ e $\mathbf{J}_x$ os jacobianos associados às componentes de q e x , respectivamente. Com relação aos modelos estáticos, há aqueles que consideram que todos os componentes se comportam como corpos rígidos, porém há outros que admitem um comportamento elástico para as juntas e/ou os elos do mecanismo. Assim, a imposição de um carregamento constante $\mathbf{F}$ sobre o efetuador do robô (TSAI, 1999; RIZK et al., 2007; PASHKEVICH et al., 2007), causará um deslocamento $\Delta \mathbf{x}$, de acordo com a seguinte equação

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \Delta \mathbf{x} \quad (4)$$

sendo $\mathbf{K}$ a matriz de rigidez global, que pode ser obtida a partir do jacobiano $\mathbf{J}$ ($\mathbf{J} = \mathbf{J}_q^{-1} \mathbf{J}_x$) e da matriz χ de rigidez local associada às molas, cuja deformação é $\Delta \mathbf{q}$.

$$\mathbf{K} = \mathbf{J}^T \chi \mathbf{J} \quad (5)$$

Por outro lado, os modelos dinâmicos de robôs manipuladores podem ser representados, matematicamente, pela equação 6.

$$F(t) = M(x)\ddot{x} + C(x, \dot{x}) + K(x)x \quad (6)$$

sendo $F(t)$ um carregamento variável ao longo do tempo, aplicado ao efetuador, M , C e K , as matrizes de inércia, de amortecimento e de rigidez, respectivamente. Mediante a integração das equações de movimento, é possível determinar a sua resposta livre ($F(t)=0$) e forçada.

2.3 ANÁLISE DE ERROS

O mecanismo de um robô manipulador, quando em operação, ocupará diferentes configurações ao longo do tempo e, certamente, estará sujeito a cargas externas variáveis, sejam aquelas exercidas no efetuador como aquelas decorrentes dos próprios atuadores. Além disso, há perturbações de difícil modelagem, tais como atrito, folgas decorrentes de desgaste nas juntas (SHARIFZADEH et al., 2018), dentre outros. Desta maneira, mesmo que se empregue um sistema de controle avançado, capaz de considerar eventuais imprecisões do modelo, o levantamento das possíveis fontes de erro, tanto *a priori* (modelos teóricos) como *a posteriori* (ensaios experimentais), poderá contribuir no sentido de mitigar estas dificuldades para a sua melhor adequação à finalidade do robô (YU et al., 2008; HARTMANN et al., 2015).

Tradicionalmente, os erros são classificados como cinemáticos, geométricos, estáticos, dinâmicos ou térmicos (RAMESH et al., 2000a). Os erros cinemáticos são decorrentes de imprecisões de modelagem, da influência da técnica de controle empregada, de interpolações de trajetória do efetuador, além da resolução dos sensores utilizados (WANG e EHMANN, 2002; BRIOT e BONEV, 2008).

Por outro lado, os erros geométricos estão associados aos processos de fabricação dos componentes, às tolerâncias dimensionais e geométricas, às folgas nas juntas (KONG et al., 2018) e à montagem do conjunto (CARO et al., 2006; WU et al., 2012). Os erros estáticos, por sua vez, decorrem da ação de um carregamento constante ao longo do tempo, causando deformações nos elos e/ou juntas (MAJOU, 2007;

GOJTAN, 2009; WU, 2013; AQUINO, 2016), o que, em última análise, afetará a localização do efetuador ao realizar uma determinada tarefa.

Com relação aos erros dinâmicos, há a influência externa do carregamento variável ao longo do tempo, exercido sobre o efetuador, além dos esforços fornecidos pelos atuadores, e interna, associada à configuração ocupada, aos parâmetros dimensionais, de rigidez e inércia (AQUINO, 2016). Assim, durante a operação do robô, poderão surgir vibrações de amplitude excessiva na ferramenta do efetuador, prejudicando a qualidade da tarefa a ser executada.

Por fim, os erros térmicos oriundos de fontes de calor externas ou internas (atrito nas juntas, aquecimento dos atuadores) e, mediante trocas de calor por condução, convecção ou radiação, provocam variação de temperatura nos componentes. Por conseguinte, esta variação de temperatura acarretará a dilatação térmica do conjunto, contribuindo para que surjam erros no posicionamento do efetuador (RAMESH et al., 2000b; CARO et al., 2006).

2.4 INTERFEROMETRIA LASER

A interferometria laser utiliza o princípio da interferência das ondas, que podem ser ondas de luz, rádio ou som para medir, entre outras coisas, alterações em deslocamentos. Esta tecnologia vem sendo largamente explorada em vários campos da ciência, na área médica e indústria espacial, podendo-se citar como exemplo os telescópios de alta definição e controle de movimento de mesas coordenadas para usinagem de precisão.

Uma das primeiras aplicações deste princípio foi feita por Albert Abraham Michelson em 1887, no seu experimento para detecção do ETHER, suposto meio de propagação da luz. Embora tenham sido feitos vários aperfeiçoamentos no decorrer dos anos, a interferometria moderna baseia-se essencialmente no interferômetro de Michelson.

O princípio de funcionamento é bastante simples: a luz que parte de uma fonte coerente incide sobre um divisor de feixe posicionado de forma a direcioná-los em caminhos ópticos ortogonais (RENISHAW, 2018). Cada um destes feixes é refletido por um espelho, sendo um fixo, montado no interior do instrumento e outro móvel, preso ao objeto alvo. Após a reflexão estes feixes se recombinaem no divisor antes

de atingir o detector. A diferença de percurso causa uma diferença de fase que cria um padrão de franjas de interferência que, após ser analisado, evidencia o deslocamento do espelho móvel. A figura 2.1 mostra uma variante desta montagem utilizando retrorrefletores no lugar dos espelhos, onde pode-se observar o feixe principal (1), os feixes secundários (2),(3) e o feixe de retorno que atinge os detectores (4).

Figura 2.1 – Interferômetro *laser*

Fonte: (RENISHAW, 2018)

Os detectores permitem analisar o padrão de interferência que se traduz por franjas claras e escuras cujo ciclo se repete a cada 316,5 nm, que é a metade do comprimento de onda do *laser* (633nm). Logo, é possível se calcular o deslocamento do espelho móvel utilizando-se a seguinte relação:

$$d = \frac{\lambda N}{2} \quad (7)$$

onde λ é o comprimento de onda do laser, N é o número de franjas e d é o deslocamento.

As técnicas de DMI (*Displacement Measuring Interferometry*) oferecem muitas vantagens com relação aos outros métodos de monitoramento de posição (BADAMI, et al., 2013), tais como: alta resolução, resposta rápida e largo espectro de medição, representando a base da maioria dos instrumentos de monitoramento de posição com resolução na ordem de 1 nm e velocidades de até 2 m/s.

3 METODOLOGIA

3.1 DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

O trabalho foi desenvolvido em três etapas, de modo a avaliar cada uma das propriedades para a caracterização mecânica do robô. Na primeira etapa, levanta-se a distribuição do erro de posicionamento do efetuador, tanto no que diz respeito à exatidão quanto à precisão (ABNT, 2018). Na segunda, determina-se a rigidez do mecanismo mediante à aplicação de uma carga externa em direções definidas. Por fim, para a determinação da frequência natural amortecida, submete-se a estrutura a uma carga que se aproxima de uma excitação impulsiva. Nas seções seguintes, a preparação da máquina e os passos seguidos serão descritos detalhadamente.

3.2 POSIÇÃO DO EFETUADOR E ZERO MÁQUINA

3.2.1 *Posição do efetuador*

Os eixos Y e Z tem suas orientações e origens conforme assinalado na figura 3.1. Ao referir-se a posição do efetuador, está-se observando um ponto alvo na base deste efetuador, o qual está localizado como indicado na figura 3.2, ou seja, na sua face inferior e na intersecção dos seus planos de simetria. Desta forma, uma entrada positiva em Y representa um deslocamento para a direita. Já um acréscimo em Z produz um deslocamento descendente no efetuador.

Figura 3.1 – Sistema de eixos

Fonte: Autor

Figura 3.2 – Posição do ponto alvo

Fonte: Autor

A posição do efetuador no eixo Y é obtida por meio de medições realizadas com um interferômetro a *laser* (figura 3.3), cujo feixe é refletido por um anteparo reflexivo montado sobre o efetuador (figura 3.4).

Figura 3.3 – Medições com o *laser*

Fonte: Autor

Figura 3.4 – Anteparo reflexivo

Fonte: Autor

Determina-se a posição do efetuador no eixo Z a partir da diferença de altura registrada por uma escala metálica, posicionada manualmente, em cada ponto (vide figura 3.5). As medições no eixo Y não podem ser feitas de forma absoluta, uma vez que, pelo princípio de medição utilizado, é necessária a movimentação do efetuador para que algum registro seja feito pelo *laser*.

Figura 3.5 – Escala para registro das alturas

Fonte: Autor

Figura 3.6 – Espaço de trabalho x medição

Fonte: Autor

Além disso, o reposicionamento do laser deve ser feito a cada 80mm, por duas razões principais:

A primeira delas diz respeito à limitação inerente do aparelho para a realização das medições. Como é necessário que exista reflexão para que uma medição seja feita, a obtenção de um bom foco é necessária, pois a amplitude do sinal refletido

depende deste foco. Para os parâmetros utilizados, a distância máxima possível a ser percorrida, mantendo-se o foco, é 80mm. A segunda razão é que, devido aos erros geométricos que serão discutidos neste trabalho, ao se deslocar o efetuator na direção do eixo Y, ocorre também um deslocamento na direção do eixo Z, fazendo com que o anteparo reflexivo deixe de interceptar o feixe do *laser*. Existem várias razões para esse comportamento, que serão abordadas oportunamente. O importante, neste ponto, é que essa variação é menos sentida ao se realizar o movimento em segmentos de até 80mm. Existe uma outra limitação física que é a região do espaço de trabalho em que podem ser feitas medições diretas com o aparelho utilizado. Construtivamente a máquina possui uma estrutura de alumínio que impede a passagem do *laser* em determinadas faixas de altura. Assim, a zona de medição fica restrita a uma parcela que corresponde a aproximadamente 45% da área de trabalho do efetuator (figura 3.6).

3.2.2 Zero máquina

Para a definição do zero máquina posiciona-se uma escala metálica com o seu centro coincidindo com o plano $Y=0$ absoluto e com o ponto alvo. Fixa-se uma agulha no centro do efetuator, para indicar seu posicionamento sobre a escala (figura 3.7). Essa medida é utilizada para determinar se a somatória das medições realizadas com o *laser* é coerente com o observado. A altura do zero máquina é obtida quando o batente superior do efetuator atinge o paralelogramo (figura 3.8).

Figura 3.7 – Ajuste do zero máquina: $Y=0$

Fonte: Autor

Figura 3.8 – Ajuste do zero máquina: $Z=410\text{mm}$

Fonte: Autor

Para garantir o reposicionamento da máquina na condição “zero máquina” no eixo Y, utiliza-se um batente em alumínio de comprimento calibrado preso a estrutura metálica do equipamento de forma que, ao se encostar o efetuador neste batente, o ponto alvo se alinha com o plano $Y=0$. A figura 3.9 ilustra esta condição.

Figura 3.9 : Batente de posicionamento do zero máquina

Fonte: Autor

3.3 LEVANTAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

3.3.1 Erros de exatidão e precisão

Para a determinação do erro de posicionamento, adota-se a seguinte estratégia:

- Gera-se pontos a serem atingidos pelo efetuador, via sistema de controle (HARTMANN, 2015), que correspondem a posição prescrita a ser atingida sobre trajetórias retilíneas, simétricas em relação ao plano $Y=0$, em diferentes alturas.
- Registra-se a posição efetivamente atingida em Y e em Z com o sistema de medição proposto.
- Compara-se os resultados.

A análise de ensaios anteriores aos realizados para este trabalho mostra que o comportamento do efetuador pode ser registrado através de pontos igualmente espaçados em 20mm. O limite físico do batente superior estabelece, então, a maior altura de interesse e, como já mencionado, a estrutura de sustentação da própria máquina define a menor altura. Nessas condições, os ensaios são realizados em quatro alturas diferentes, a saber: 410mm, 430mm, 450mm e 470mm.

Em cada altura, coleta-se 25 pontos, de -240mm até 240mm, em passos de 20mm. O deslocamento do *laser* é registrado entre cada dois pontos consecutivos, e a altura final de cada ponto é registrada com uma escala milimétrica.

Figura 3.10 – Sequência de medição para cada nível

Fonte: Autor

Em cada ponto são feitas nove medições, sendo que nos pontos localizados a cada 80mm são feitas dez medições, pois a cada bloco de 80mm as medições do bloco imediatamente anterior são sobrepostas com o bloco atual, de forma a ligar esses dois blocos. Em cada bloco o foco é fixado na medida média, ou seja, os focos são tomados nas posições -200mm, -120mm, -40mm e nos seus respectivos valores positivos, conforme mostrado na figura 3.10.

3.3.2 Rigidez nos eixos Y e Z

Para a medição dos erros de posicionamento oriundos de forças externas, o mesmo procedimento da seção 3.2.1 é utilizado. Uma carga adicional é aplicada ao efetuator através de uma massa ligada em sua extremidade. O valor dessa massa, incluindo seus suportes, é de 322,3g. No caso da medição com carga vertical, essa massa é pendurada diretamente sob o efetuator (figura 3.11).

Figura 3.11 – Aplicação de carga vertical

Fonte: Autor

Figura 3.12 – Aplicação de carga horizontal

Fonte: Autor

Para o caso da aplicação da carga horizontal, é utilizado um suporte com roldana para redirecionamento da carga nessa direção (figura 3.12). Uma extremidade do fio é fixada no efetuator, enquanto que a outra extremidade é fixada à massa aplicada. O suporte para a carga horizontal é posicionado a 1115 mm em relação ao plano $Y=0$. A aquisição, registro e tratamento dos dados obtidos são feitos de forma análoga aos explicados na seção 3.2.1.

3.3.3 Frequência Natural

Neste ensaio a preparação da máquina e sua movimentação são feitas da mesma forma como descrito na seção 3.2.1. A diferença da-se na maneira como os dados são adquiridos pelo sistema de medição. Utiliza-se a medição por deslocamento, com escala de $40\mu\text{m/V}$ e frequência de aquisição de 20kHz.

O efetuator é submetido a um golpe percussivo unitário na direção de interesse. A vibração resultante é medida pelo laser e os resultados expostos na forma da frequência natural amortecida do sistema. Não são realizadas medições com cargas externas para este ensaio.

Duas direções são analisadas: a horizontal e a vertical. Na primeira, o dispositivo excita a estrutura na região do efetuator, no eixo horizontal. A medição é feita diretamente, com o *laser*. Analogamente, para o segundo caso, o efetuator é excitado na direção vertical. A diferença é que a medição é realizada com o auxílio de um espelho a 45° , para que o feixe *laser* atinja o refletor posicionado sob o efetuator, conforme mostrado na figura 3.13.

Figura 3.13 – Espelho 45°

Fonte: Autor

3.4 ENSAIO PARA DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS FOLGAS

Durante os ensaios preliminares do mecanismo, verificou-se a existência de folgas que poderiam afetar os resultados esperados. Esta preocupação levou a investigação tanto qualitativa quanto quantitativa de cada uma delas, que serão descritos nesta seção.

3.4.1 Folga de backlash¹ do conjunto moto redutor

A motorização dos dois eixos é feita por um conjunto motorreductor fabricado pela empresa Maxon, composto por uma motor DC modelo RE 40 com potência de 150W equipado com um encoder modelo MR tipo L com resolução de 1000 pontos por volta e um redutor planetário modelo GP 42C com três estágios com redução de 43:1. Os respectivos *datasheets* encontram-se nos Anexos A, B, C.

Segundo as especificações do fabricante, a folga de *backlash* para este modelo de redutor é da ordem de 1°. A verificação do valor real desta folga é feita experimentalmente, conforme o seguinte procedimento:

- Utiliza-se um cubo chavetado com uma haste solidária a este, rigidamente fixada. A folga da chaveta é eliminada através de um parafuso de sextavado interno.
- O conjunto motorreductor é montado no flange de acoplamento, e este é fixado à estrutura por intermédio de grampos.
- Com o auxílio de uma base magnética, utiliza-se um relógio apalpador para fazer a leitura do deslocamento da haste.
- Mede-se a distância do ponto de contato do relógio apalpador até o eixo de rotação do redutor obtendo-se o valor de 122 mm.
- Com o motor ligado e travado, desloca-se a folga toda para um lado e zera-se o apalpador.
- Cuidadosamente gira-se a haste até que a folga se desloque para o outro lado e anota-se a deflexão do relógio, que posteriormente é convertida para graus.

¹ *Backlash*: é o ângulo de rotação que o eixo de saída do redutor gira com o eixo de entrada bloqueado quando é girado de uma posição de parada na direção oposta (MAXONMOTOR, 2012)

Deve-se tomar o cuidado de não se exercer um esforço excessivo sobre a haste para não incluir deflexões oriundas de flexão. A montagem descrita acima pode ser visualizada na figura 3.14. Os resultados das medições encontram-se na Tabela 4.1.

Figura 3.14 - Medição do *backlash*

Fonte: Autor

3.4.2 Folgas nas chavetas do eixo de transmissão

A transmissão de movimento do motorreductor para o braço ativo é feita através de um eixo que contém duas chavetas. A chaveta interna conecta o eixo ao motorreductor e a chaveta externa liga o eixo ao cubo do braço ativo, como indicado na figura 3.15. Devido ao comprimento do braço, as pequenas folgas de montagem são bastante amplificadas, produzindo erros de posicionamento no efetuador. Dai a preocupação em medi-las na intenção de estimar sua participação nos erros de posicionamento. Para tal, procede-se da seguinte maneira:

Figura 3.15 - Eixo de transmissão

Fonte: Autor

- Com o auxílio de uma base magnética, utiliza-se um relógio apalpador para fazer a leitura do deslocamento do braço.
- Com o motor ligado posiciona-se o braço sob um ângulo de 45° em relação ao eixo Y, de forma a garantir que a mola de equilíbrio estático produza um torque anti-horário no eixo de transmissão, posicionando ambas as folgas das chavetas para o mesmo lado. Trava-se então o motor eletricamente e posiciona-se o relógio apalpador na lateral do braço, como mostrado na figura 3.16.
- Mede-se a distância do ponto de toque do relógio apalpador até o eixo de rotação do braço, obtendo-se o valor de 160 mm.
- Girando-se agora manualmente o braço no sentido anti-horário, anota-se a deflexão do relógio, que é convertida para graus. Este é o valor correspondente a folga da chaveta externa. Note que, durante esta operação, a mola de equilíbrio estático não exerce nenhum torque sobre o braço.
- Montando-se agora o relógio apalpador na face oposta do braço, procede-se da mesma maneira que a anterior, só que agora gira-se o braço cuidadosamente no sentido horário. Após vencer a força da mola, o eixo de transmissão começa a girar até deslocar a folga da chaveta interna no sentido oposto. Anota-se então a deflexão do relógio que, após ser convertida para graus, fornece a soma do erro de *backlash* mais a folga angular da chaveta interna. Como agora a mola de equilíbrio estático está agindo sobre o braço, esta medida pode estar majorada por uma pequena parcela devido ao esforço de flexão, mas por ser muito pequeno, pode-se desprezá-lo.

Figura 3.16 - Medição das folgas nas chavetas

Fonte: Autor

Figura 3.17 - Folga angular

Fonte: Autor

Os resultados das medições encontram-se nas Tabelas 4.2 e 4.3.

3.4.3 Folgas na junta esférica

As folgas na junta esférica que mais contribuem para o erro de posicionamento do efetuator surgem devido ao ajuste de pré-carga do par de rolamentos cônicos da primeira junta R deste dispositivo, o que faz com que a folga entre os assentos permita que a carcaça flutue em relação ao ponto médio dos rolamentos, indicado pela letra A na figura 3.18. Esta rotação, denotada por α , faz com que o centro de rotação da junta desloque-se de C para C', produzindo o erro angular β em relação ao centro de rotação do braço. Para medir esta folga com mais precisão, desmonta-se o conjunto do braço mestre fixando-o em uma morsa de bancada. Com o auxílio de um relógio apalpador, mede-se o deslocamento CC' do centro da carcaça, e com um paquímetro, a distância CA (figura 3.19). De posse destes dados, e conhecendo-se a distância do ponto C ao centro de rotação do braço mestre, calcula-se a rotação α e o erro angular β .

Figura 3.18 - Rotação da junta esférica

Fonte: Autor

Figura 3.19 - Medição das folgas da junta esférica

Fonte: Autor

3.4.4 Folgas nas juntas RR

As folgas nas juntas RR tem origem nos desvios angulares causados pela soma das folgas intrínsecas dos rolamentos e do ajuste destes nos alojamentos do efetuator. Para quantificar este erro, procede-se de maneira similar ao adotado para as juntas esféricas. O deslocamento linear AA' é medido com o auxílio do relógio apalpador, conforme mostram as figura 3.20 e 3.21. Este deslocamento na direção Y é posteriormente convertido numa variação angular através da cinemática inversa para diversas posições do espaço de medição, de onde obtém-se um valor médio.

Figura 3.20 - Rotação da junta RR

Fonte: Autor

Figura 3.21 - Medição das folgas da junta RR

Fonte: Autor

Para ambas as juntas mediu-se também o deslocamento na direção Z, que por ser da ordem de 0.01 mm, foi desconsiderado.

3.4.5 Folgas na junta prismática

Devido às folgas existentes entre as guias e os rolamentos lineares, adiciona-se um grau de liberdade a mais à junta prismática, que permite o giro sobre um eixo perpendicular ao plano YZ, gerado pela intersecção do plano médio das guias com o plano de secção média dos rolamentos, conforme indicado na figura 3.22. Para medir esta deflexão, procede-se da mesma maneira que as seções anteriores, medindo a amplitude do deslocamento com o auxílio de um relógio apalpador. As medições são feitas em três pontos diferentes do curso total do efetuator, correspondendo as suas alturas máxima, mínima e média. A estas distâncias somam-se a espessura da base inferior, 8mm, mais a distância até o centro da caixa de rolamentos, 13mm, compondo-se assim os valores dos braços acumulados que constam da tabela 4.6. A montagem para este ensaio pode ser vista na figura 3.23.

Figura 3.22 - Rotação da junta prismática

Fonte: Autor

Figura 3.23 - Medição da folga da junta prismática

Fonte: Autor

4 RESULTADOS

No capítulo anterior foram apresentados os critérios utilizados para a realização dos ensaios propostos, assim como os procedimentos seguidos. Neste capítulo serão apresentados todos os resultados obtidos dessa forma, sendo que casos particulares serão descritos conforme se faça necessário.

O mesmo sistema de medição *laser* foi utilizado para realizar experimentalmente o mapeamento de três propriedades desse mecanismo: os erros de posicionamento, a rigidez às cargas horizontal e vertical, e a frequência natural. Procurou-se realizar os ensaios em mesmo período de tempo mas, devido à quantidade de passos que foram estipulados e à disponibilidade do sistema de medição no laboratório, eles foram realizados conforme se segue:

Os erros de posicionamento ficaram concentrados em março de 2017; a rigidez às cargas horizontal e vertical, por corresponderem ao mesmo ensaio, porém sob incidência de carga externa, prosseguiram até abril do mesmo ano; nesse mesmo mês também foi concluído o ensaio de mapeamento das frequências naturais do mecanismo.

Nas próximas seções serão apresentados os resultados observados para cada uma dessas três propriedades. No capítulo seguinte serão discutidas as possíveis causas para o comportamento observado, assim como as inter-relações entre as fontes identificadas.

4.1 ERROS DE EXATIDÃO E PRECISÃO

Conforme a metodologia descrita na seção 3.3.1, os valores experimentais dessa característica foram comparados com os valores prescritos, e seus resultados mostrados nas figuras 4.1 a 4.6. Os valores de exatidão e de precisão foram colocados na mesma escala para possibilitar fácil comparação.

4.1.1 Erros de exatidão e precisão sem carga

Figura 4.1 - Exatidão sem carga [mm]

Fonte: Autor

Figura 4.2 - Precisão sem carga [mm]

Fonte: Autor

4.1.2 Erros de exatidão e precisão com aplicação de uma carga vertical

Figura 4.3 - Exatidão com carga vertical [mm]

Fonte: Autor

Figura 4.4 - Precisão com carga vertical [mm]

Fonte: Autor

4.1.3 Erros de exatidão e precisão com aplicação de uma carga horizontal

Figura 4.5 - Exatidão com carga horizontal [mm]

Fonte: Autor

Figura 4.6 - Precisão com carga horizontal [mm]

Fonte: Autor

4.2 RIGIDEZ NOS EIXOS Y E Z

Figura 4.7 - Rigidez com carga vertical [N/mm]

Fonte: Autor

Figura 4.8 - Rigidez com carga horizontal [N/mm]

Fonte: Autor

4.3 FREQUÊNCIAS NATURAIS NOS EIXOS Y E Z

Figura 4.9 - Frequência natural em Y [Hz]

Fonte: Autor

Figura 4.10 - Frequência natural em Z [Hz]

Fonte: Autor

Para uma melhor visualização dos resultados obtidos, os dados foram compilados para os valores médios de exatidão e precisão para cada altura ensaiada. Os gráficos estão apresentados nas figuras 4.11 a 4.14.

Figura 4.11 - Exatidão/Precisão para altura H=410 mm

Fonte: Autor

Figura 4.12 - Exatidão/Precisão para altura H=430 mm

Fonte: Autor

Figura 4.13 - Exatidão/Precisão para altura H=450 mm

Fonte: Autor

Figura 4.14 - Exatidão/Precisão para altura H=470 mm

Fonte: Autor

4.4 RESULTADO DA DETERMINAÇÃO DAS FOLGAS

4.4.1 Folga de backlash do conjunto moto redutor

A tabela 4.1 mostra que os efeitos do *backlash* do motorreductor esquerdo produziram uma folga angular de $0,39^\circ$, ao passo que o motorreductor da direita apresentou uma folga angular de $0,33^\circ$. Apesar da diferença entre os dois valores, levando-se em conta as incertezas do método de medição utilizado, considerou-se, para o propósito do experimento, que o erro de posicionamento angular para ambos seja a média dos valores encontrados, ou seja, $0,36^\circ$.

Tabela 4.1 - Determinação experimental do *backlash*

	MEDIÇÃO DO BACKLASH			
	Redutor Esquerdo		Redutor Direito	
Medições	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)
1	0,85	0,40	0,70	0,33
2	0,84	0,39	0,70	0,33
3	0,84	0,39	0,70	0,33
4	0,83	0,39	0,70	0,33
5	0,83	0,39	0,70	0,33
Média	0,84	0,39	0,70	0,33

Fonte: Autor

4.4.2 Folga nas chavetas do eixo de transmissão

As folgas nas chavetas do eixo de transmissão foram medidas em duas ocasiões diferentes. As razões para isso serão abordadas mais detalhadamente na seção 5.5. Os resultados das medições estão relacionados nas tabelas 4.2 e 4.3 .

Tabela 4.2 - Folgas nas chavetas (23/11/2016)

23/11/2016	TRANSMISSÃO ESQUERDA					TRANSMISSÃO DIREITA				
	Chaveta externa		Chaveta interna		Total	Chaveta externa		Chaveta interna		Total
Medições	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	folga angular total (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	folga angular total (°)
1	0,50	0,18	2,60	0,93	1,11	0,28	0,10	2,89	1,03	1,14
2	0,54	0,19	2,75	0,98	1,18	0,25	0,09	3,00	1,07	1,16
3	0,54	0,19	2,34	0,84	1,03	0,24	0,09	2,99	1,07	1,16
4	0,54	0,19	2,37	0,85	1,04	0,27	0,10	3,06	1,10	1,19
5	0,54	0,19	2,40	0,86	1,05	0,25	0,09	2,96	1,06	1,15
Média	0,52	0,19	2,49	0,89	1,08	0,26	0,09	2,98	1,07	1,16

Fonte: Autor

Tabela 4.3 - Folgas nas chavetas (17/01/2017)

17/01/2017	TRANSMISSÃO ESQUERDA					TRANSMISSÃO DIREITA				
	Chaveta externa		Chaveta interna		Total	Chaveta externa		Chaveta interna		Total
Medições	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	folga angular total (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	relógio apalpador (mm)	folga angular (°)	folga angular total (°)
1	0,00	0,00	0,90	0,32	0,32	0,00	0,00	1,00	0,36	0,36
2	0,00	0,00	0,90	0,32	0,32	0,00	0,00	1,00	0,36	0,36
3	0,00	0,00	0,95	0,34	0,34	0,00	0,00	0,90	0,32	0,32
4	0,00	0,00	0,95	0,34	0,34	0,00	0,00	1,00	0,36	0,36
5	0,00	0,00	0,95	0,34	0,34	0,00	0,00	0,95	0,34	0,34
Média	0,00	0,00	0,93	0,33	0,33	0,00	0,00	0,97	0,35	0,35

Fonte: Autor

4.4.3 Folgas nas juntas esféricas

Seguindo-se o procedimento descrito na seção 3.4.3, obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 4.4 - Folgas nas juntas esféricas

ESQUERDA	Valor	DIREITA	Valor
CC'	0.48 mm	CC'	0.25 mm
comprimento do braço	345 mm	comprimento do braço	345 mm
α	1.03°	α	0.53°
β	0,06°	β	0,04°

Fonte: Autor

4.4.4 Folgas nas juntas RR

Após serem medidos os deslocamentos em cada junta pelo método descrito na seção 3.4.4, calculou-se o deslocamento médio e com ele obteve-se o valor do deslocamento angular através da cinemática inversa. Os valores obtidos estão na tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Folgas nas juntas RR

Esquerda	Direita	desvio médio	desvio angular médio
0,3 mm	0,45 mm	0,38 mm	0,05°

Fonte: Autor

4.4.5 Folgas na junta prismática

A tabela 4.6. mostra que, para a junta prismática do paralelogramo articulado, o maior deslocamento linear registrado na direção Y foi 0,7 mm na altura média, o que equivale a uma variação angular no atuador de 0,06°.

Tabela 4.6 - Folgas na junta prismática

Curso [mm]	Espessura da Base	Centro do rolamento	Relógio Apalpador [mm]		Distância Total [mm]	Ângulo Total	
			Inicial	Final		rad	(°)
148	8	13	0	0,10	169,00	0,0006	0,03
80	8	13	0	0,68	101	0,0067	0,39
18	8	13	0	0,10	39	0,0026	0,15

Fonte: Autor

5 DISCUSSÃO

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão abordados alguns aspectos importantes com relação aos erros cinemáticos e geométricos e sua influência sobre a exatidão e a precisão do equipamento. Serão descritas as fontes de tais erros, qual a parcela de participação de cada um deles sobre os desvios obtidos experimentalmente e como se comportam as folgas durante uma trajetória preestabelecida. Finalmente, serão apontadas as causas prováveis da diferença encontrada entre os valores teóricos e experimentais para a frequência natural.

5.2 HIPÓTESES ADMITIDAS NOS ENSAIOS

Neste trabalho admitiu-se as seguintes hipóteses:

- As variações de uma determinada fonte de erro não interferem sobre as demais, ou seja, que elas são totalmente independentes.
- As diferenças entre as posições do efetuador nos eixos Y e Z, inicialmente sem carga e posteriormente com carga, são oriundas unicamente de deformações na estrutura.
- Os erros cinemáticos devem-se ao modelo e controle empregados e a posição do zero máquina.

Conforme mencionado no item 3.2.1, a região onde foram feitas as medições ficou restrita a uma área que representa 45% da área de trabalho do efetuador.

5.3 DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NAS CONDIÇÕES DAS HIPÓTESES

Na figura 5.1, tomando-se como referência o plano $Y=0$, pode-se notar uma razoável simetria no comportamento da exatidão, embora haja uma maior concentração das linhas do lado direito, mostrando que os erros crescem mais rapidamente deste lado. Este comportamento pode estar ligado a uma pequena diferença no ajuste das molas de equilíbrio estático. Nota-se que a exatidão de posicionamento é maior na região central da máquina, diminuindo a medida que se afasta do plano $Y=0$. Já na direção Z pode-se ver que a exatidão de posicionamento é um pouco maior na parte superior da máquina, ou seja, para $Z=410$ mm, diminuindo na direção positiva deste eixo até $Z=470$ mm.

Figura 5.1 - Exatidão sem carga

Fonte: Autor

Como será visto mais adiante, para este tipo de arquitetura, a exatidão está diretamente relacionada com as folgas nas juntas, principalmente aquelas que causam erro angular no braço ligado ao atuador.

Na figura 5.2 observa-se que, embora haja uma certa uniformidade da precisão em boa parte do espaço de trabalho na direção Y, cujos valores se mantêm em torno de 5 mm, há uma tendência do mecanismo em aumentar a precisão para o lado direito e diminuí-la para o lado esquerdo.

Figura 5.2 - Precisão sem carga

Fonte: Autor

O comportamento deste gráfico mostra que o mecanismo apresenta uma maior estabilidade posicional do lado direito, indicando a existência de maiores restrições ao movimento nesta região, o que pode ser atribuído a uma maior rigidez devido a um ajuste assimétrico das molas de compensação estática. Existe ainda uma área localizada entre -100 e -150 mm no eixo Y, onde a precisão se reduz muito, chegando a valores entre 9 e 11 mm. Acredita-se que este comportamento esteja ligado ao efeito **stick-slip**¹ das juntas prismáticas que, dependendo da magnitude dos esforços, faz com que o efetuator pare em diferentes posições no eixo Z para cada posição no eixo Y dentro desta região.

¹*stick-slip*: É a passagem de uma condição estática à uma condição dinâmica entre duas superfícies pela superação do atrito através de uma força aplicada na direção do movimento.

Na figura 5.3 nota-se uma razoável simetria dos valores encontrados. Ve-se ainda que, no eixo Z, para uma dada posição Y, a exatidão melhora para qualquer altura maior ou menor que 450 mm. Já no eixo Y, a exatidão é maior nas posições próximas ao plano $Y=0$, diminuindo na medida em que o efetuador se afasta deste plano.

Figura 5.3 - Exatidão com carga vertical

Fonte: Autor

Este comportamento ao longo do eixo Z pode ser explicado da seguinte forma: as molas de torção equilibram a ação da carga vertical na altura $Z=450$ mm. Para $Z > 450$ mm, as molas ficam mais tensionadas e se opõem aos momentos restauradores dos atuadores. Para $Z < 450$ mm as molas não tem tensão suficiente para equilibrar a carga, aumentando novamente o esforço sobre os motores, que agora devem fornecer um torque maior para equilibrar o peso. Nas duas situações há um aumento na rigidez do sistema, proporcionando uma melhora na resposta da exatidão. O comportamento no eixo Y, por sua vez, não apresentou mudanças significativas se comparadas à anterior, mostrando que uma carga vertical pura não afeta significativamente os valores de exatidão naquele eixo.

Na figura 5.4 novamente nota-se uma certa simetria no comportamento da precisão, embora com uma concentração maior das linhas do lado direito do plano $y=0$. Ve-se também que, em relação às precisões medidas sem carga (figura 5.1), houve uma diminuição significativa da precisão global, já que os valores médios encontrados na condição sem carregamento variam em torno de 5 mm com picos de até 11 mm, ao passo que com carregamento vertical verifica-se uma média em torno de 11 mm com picos de até 19 mm.

Figura 5.4 - Precisão com carga vertical

$Y=0$

Fonte: Autor

Pode-se notar ainda, embora seja menos evidente que, assim como para a exatidão, a precisão melhora ao afastar-se da altura $z = 450$ mm, mostrando que as razões que afetaram a exatidão, neste caso, afetam também a precisão.

Na figura 5.5, com relação à exatidão, nota-se tanto um deslocamento das linhas na direção do carregamento horizontal como um discreto espalhamento em relação aos valores obtidos sem carregamento (figura 5.1), mas sem mudança significativa nos seus valores absolutos. A carga utilizada apenas deslocou as folgas para o lado do carregamento.

Figura 5.5 - Exatidão com carga horizontal

Fonte: Autor

O que se percebe, portanto, é que a capacidade de controle de posição do mecanismo não sofreu grande influência do carregamento horizontal, já que, a exceção dos erros causados pelo deslocamento das folgas no sentido da carga, o comportamento global se manteve praticamente inalterado.

Deve-se salientar que, neste experimento, utilizou-se apenas uma única carga de 322g em uma condição de ensaio quase estática, apenas para verificar o comportamento do mecanismo.

Na figura 5.6, embora a aparência do gráfico de precisão com carregamento horizontal seja um pouco diferente daquele obtido sem carregamento, nota-se que os valores não variaram significativamente em relação às suas posições no eixo Y, havendo somente uma degeneração um pouco maior do lado esquerdo e em uma pequena região do lado direito.

Figura 5.6 - Precisão com carga horizontal

Fonte: Autor

A principal causa para este comportamento está associada à combinação de dois fatores: ao atrito nas guias lineares e ao fenômeno de **stick-slip**, que serão abordados mais minuciosamente na seção 5.5. Por hora cabe ainda dizer que, durante o período em que foram feitos os ensaios, houve uma mudança significativa nas condições de atrito desta junta, devido a baixa dureza superficial do material das guias, o que pode ter acentuado o fenômeno de *stick-slip*. Percebe-se no entanto que este fenômeno interfere de maneira decisiva na precisão do mecanismo, que pode ser notada pela distorção do mapa de precisão.

Na figura 5.7 percebe-se uma distribuição irregular dos valores de rigidez, mostrando um mapa bastante heterogêneo através do espaço de medição.

Os valores encontram-se entre 300 N/mm até aproximadamente 2.700 N/mm, podendo ocorrer picos de até 78.000 N/mm, como se pode ver na tabela 5.1.

Nesta tabela também pode-se encontrar valores de 1500 N/mm em posições que se avisinham daquelas com valores de 200 N/mm, o que leva a crer que, na realidade, os deslocamentos a que a carga está submetida em cada ponto não são oriundos de deformações propriamente ditas, mas que estão contaminadas com a presença de deslocamentos provenientes de folgas, mascarando os valores de rigidez.

Figura 5.7 - Rigidez com carga vertical [N/mm]

Fonte: Autor

Tabela 5.1 - Rigidez com carga vertical

Rigidez (N/m)		Posição (mm)																								
Carga	Altura (mm)	-240	-220	-200	-180	-160	-140	-120	-100	-80	-60	-40	-20	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
Vert. (3,2)	410	276	331	439	534	863	21057	45122	926	2106	2289	1436	1938	2149	5640	10892	10189	1504	649	297	241	281	305	905	1196	1268
	430	900	1579	612	492	496	393	347	494	629	3673	4859	3549	78964	1224	1201	825	512	390	228	291	360	532	2012	2820	3223
	450	267	251	282	356	442	606	752	671	8774	788	1836	3998	1926	1350	1192	584	802	1533	887	1815	699	391	362	341	314
	470	382	519	522	345	363	398	404	420	369	484	658	1436	1373	1398	685	307	207	179	217	363	480	442	500	508	539

Fonte: Autor

Na figura 5.8 nota-se o mesmo padrão anterior, porém com picos de menor intensidade. A tabela 5.2 mostra este comportamento e percebe-se que, também no caso de carga horizontal, estão presentes deslocamentos com origem nas folgas, distorcendo o espectro de rigidez. Além das folgas, existem outros fatores aleatórios, como *stick-slip* por exemplo, que podem ter interferido nas medições. Um exemplo desta situação pode ser vista na tabela 5.2 onde, para a altura de 470 mm, os valores iniciam em 616 N/mm e crescem até 5264 N/mm e caem abruptamente para 418 N/mm, tornando a subir para 2871 N/mm, mostrando que houve um travamento do mecanismo, causando uma diminuição nos incrementos de deslocamento, o que aumentou gradativamente a rigidez local até o instante em que acontece a liberação e o mecanismo volta a se deslocar em um curto espaço de tempo, tendo como resultado a queda da rigidez.

Figura 5.8 - Rigidez com carga horizontal [N/mm]

Tabela 5.2 - Rigidez com carga horizontal

Rigidez (N/m)		Posição (mm)																											
Hor. (3,2)	410	135	183	217	247	341	423	363	292	423	560	1174	4327	10892	1587	1385	1093	810	536	341	378	389	675	1322	1556	1564			
	430	410	537	1587	1950	7896	3948	1564	659	682	468	600	882	31585	1026	996	733	445	321	231	368	539	1774	1880	2149	2038			
	450	431	767	2106	31585	26321	3899	1449	845	726	565	651	890	1962	2078	1469	629	371	266	311	776	1416	1815	2632	3037	6074			
	470	615	1029	1654	12148	5264	8312	2871	921	1654	1136	1533	1187	1429	4387	1174	377	267	265	572	1815	2771	2272	3008	3509	5353			

Fonte: Autor

Na figura 5.9, a frequência natural mostra também um padrão razoavelmente simétrico em relação ao plano $Y=0$. Nota-se ainda que as frequências diminuem no sentido positivo do eixo Z no intervalo entre 11 e 19 Hz na região do plano $Y=0$.

Figura 5.9 - Frequência natural em Y [Hz]

Fonte: Autor

Este comportamento já era esperado, uma vez que, para a altura $Z = 410$ mm o efetuator está próximo à base inferior do trapézio, configurando-se uma situação de maior rigidez do que aquela em que o efetuator está mais distante daquela base, tendo como consequência o rebaixamento das frequências. Pode-se ver também que as frequências tendem a se tornar mais altas do lado direito do mecanismo, mostrando que esta é também uma região de maior rigidez, estando de acordo com o que já havia-se concluído quando da análise das precisões da figura 5.2. Como será visto mais adiante, estas frequências mostram-se muito mais baixas do que aquelas calculadas em função da rigidez local do mecanismo. As razões para esta discrepância serão analisadas na seção 5.4.

Na figura 5.10, a frequência natural mantém um padrão de simetria, porém com uma concentração das linhas em torno de $Y = -150$ mm e $Y = +150$ mm, com valores variando entre 6 e 16 Hz. Já no eixo Z as frequências encontram-se na faixa entre 6 e 8 Hz na região do plano $Y=0$.

Figura 5.10 - Frequência natural em Z [Hz]

Fonte: Autor

Nota-se que as frequências mais baixas aparecem na região em torno de $Y=0$ e $Z=470$ mm, onde o número de combinações possíveis das folgas nas juntas é maior, definindo uma zona de baixa rigidez para o mecanismo e, conseqüentemente, o rebaixamento das frequências nesta região. Já nas regiões mais afastadas percebe-se um aumento na frequência natural, podendo chegar a 100% em relação àquelas encontradas na região central, devido a maior rigidez do conjunto, ocasionado pela componente horizontal da força que equilibra o torque sobre o paralelogramo, que desloca as folgas das juntas todas para o mesmo lado, reduzindo o espaço disponível para movimentação. As implicações das grandezas das folgas sobre a frequência natural serão vistas com mais detalhes na seção 5.5.

5.4 INFLUÊNCIA DAS FOLGAS SOBRE A FREQUÊNCIA NATURAL

Durante os ensaios, ao serem mapeados os valores de frequência natural, foram encontrados valores da ordem de 4,5Hz. Frequências desta ordem são muito menores do que aquelas que poderiam ser obtidas, quando leva-se em conta a rigidez local e as massas envolvidas.

Se, no entanto, for considerado que a rigidez global possa ser influenciada pelas molas de torção localizadas nos eixos de saída dos redutores, é possível quantificar qual deveria ser o seu valor para obter as frequências medidas experimentalmente.

Para isso foi feita uma simulação no programa Working Model, utilizando-se os parâmetros de comprimento das barras do mecanismo e massa já conhecidos e, considerando-se todos os elementos como rígidos, aplicou-se um amortecimento local e igual para os eixos dos redutores dentro da faixa de rigidez obtida experimentalmente.

Os resultados mostraram que é possível se chegar a valores próximos àqueles obtidos experimentalmente para as frequências naturais, como mostram as figuras 5.11 e 5.12.

Figura 5.11 - Simulação no Working Model: Frequência natural em Y

Fonte: Autor

Figura 5.12 - Simulação no Working Model: Frequência natural em Z

Fonte: Autor

Por outro lado, quando mapeou-se os valores de rigidez, constatou-se que os deslocamentos medidos não representavam unicamente as deformações do mecanismo, trazendo consigo os deslocamentos devido às folgas das juntas.

Passou-se então a investigar qual seria a influência destas folgas sobre os valores obtidos das frequências naturais, uma vez que a rigidez local é contaminada por elas.

Com o intuito de verificar esta hipótese, pelo menos qualitativamente, montou-se o seguinte ensaio:

Fixou-se uma régua metálica a uma morsa de bancada, de tal forma que o aperto sobre ela pudesse ser controlado desde uma condição totalmente apertada até uma condição com folga conhecida, estabelecendo-se quatro níveis de aperto:

- Apertado: esta condição aplica uma força constante sobre a régua.
- Encostado: esta condição aplica apenas uma força suficiente para que não haja movimentação relativa entre a régua e a morsa.
- Folga de 0.5 mm: esta condição permite uma folga de 0.5 mm entre a régua e a morsa.
- Folga de 1 mm: Tem-se finalmente uma folga de 1 mm entre a régua e a morsa.

A figura 5.13 mostra a montagem do ensaio.

Figura 5.13 - Ensaio frequência/folga

Fonte: Autor

Para cada condição testada, excitou-se a régua de forma a fazê-la vibrar em torno de sua posição de equilíbrio, anotando-se tanto o número de oscilações como o tempo decorrido. A tabela 5.3 mostra os resultados obtidos.

Tabela 5.3 – Frequências em função da folga

Folga	Tempo (s)	Ciclos	Frequência (Hz)	Parada?
0	3,16	10	3,2	Não
1	3,33	10	3	Não
2	2,05	6	2,9	Sim
3	1,61	4,5	2,8	Sim

Fonte: Autor

Uma breve análise dos dados permite concluir que a frequência tende a diminuir na medida em que aumenta-se a folga, embora não se possa afirmar nada com respeito ao mecanismo que rege este comportamento.

Neste sentido, é preciso entender a diferença entre um acoplamento ideal, sem folga, e outro onde estas estão presentes.

A figura 5.14 mostra uma junta rotativa ideal, onde a transmissão entre as peças 1 e 2 ocorre sem choques e sem folga. Aplique-se agora uma força impulsiva F passando pelo centro da junta e considere-se que o conjunto se comporte como um oscilador harmônico que tenha um fator de amortecimento ρ , que seja linearmente proporcional a velocidade. Supondo-se ainda que este amortecimento seja do tipo subcrítico, obtem-se como resultado um padrão de amortecimento como o mostrado na figura 5.15, onde foi plotado a amplitude do movimento em função do tempo. Convém ressaltar que, apesar da amplitude ser afetada pelo fator de amortecimento, o período entre duas oscilações permanece constante.

Figura 5.14 - Junta sem folga.

Fonte: Autor

Figura 5.15 - Padrão de amortecimento.

Fonte: Autor

Tome-se agora uma junta com folga como mostra a figura 5.16. Neste acoplamento as peças 1 e 2 estão separadas por uma folga diametral “ s ” que permite, por hipótese, que a peça 2 possa se deslocar apenas na direção horizontal relativamente à peça 1. Considere-se agora que, em um determinado instante, haja um contato entre as duas peças e surja uma força F que cause uma deformação elástica nas peças 1 e 2, denotadas por x_1 e x_2 , respectivamente, como mostrado na figura 5.17.

Figura 5.16 - Junta com folga diametral “s”

Fonte: Autor

Figura 5.17 - Deformação máxima

Fonte: Autor

Nesta situação, as energias de deformação elásticas E_1 e E_2 podem ser escritas como:

$$E_1 = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 \quad (8)$$

$$E_2 = \frac{1}{2} k_2 x_2^2 \quad (9)$$

A energia de deformação elástica total acumulada nesta primeira interação será então:

$$E_{el}^1 = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_2 x_2^2 \quad (10)$$

Se, atingida esta condição, o sistema for liberado, a força F decrescerá progressivamente, até atingir o zero exatamente na condição em que as peças deixam de se tocar. Neste instante, toda a energia potencial elástica terá sido convertida em energia cinética e pode-se escrever:

$$E_c = \frac{1}{2} m_2 V_{12}^2 \quad (11)$$

onde V_{12} é a velocidade relativa entre as peças, e m_2 é a massa da peça 2.

A partir deste ponto a peça 2 se desloca com velocidade constante por todo o espaço de folga “s” até atingir a face oposta da peça 1, onde ocorre um impacto. Esta é uma situação diferente daquela onde o acoplamento se dava sem folgas, pois agora, devido ao impacto, há perda de energia e nem toda a energia cinética poderá ser transformada em energia de deformação. A energia remanescente desta segunda interação poderá ser escrita como:

$$E_{el}^2 = qE_{el}^1 \quad \text{onde } q < 1 \quad (12)$$

Como consequência, a energia cinética disponível em cada interação será menor que a anterior, fazendo com que a peça 2 leve cada vez mais tempo para percorrer o espaço de folga “s” na medida em que os choques ocorrem.

Como o tempo em que as peças ficam em contato é constante, pois é função apenas da rigidez e da massa, haverá um aumento no período entre duas interações consecutivas, como mostra a figura 5.18.

Figura 5.18 - Dilatação dos períodos entre os choques

Fonte: Autor

Neste gráfico estão representadas as forças de interação em função do tempo, porém sem qualquer base quantitativa, uma vez que o escopo deste estudo é apenas estudar a dependência qualitativa da frequência com relação às folgas das juntas. A quantificação destas relações exigiria um estudo específico mais aprofundado e com um aparato de sensoriamento bem mais sofisticado.

Uma boa abordagem sobre este assunto pode ser encontrada em (XU, 2014).

5.5 INFLUÊNCIA DOS ERROS CINEMÁTICOS

Por hipótese, como já foi mencionado na seção 5.2, para os propósitos deste trabalho considera-se como erros cinemáticos somente aqueles decorrentes do modelo e controle empregados. Isto se justifica pelo fato de não ter sido encontrado erro apreciável entre a posição prescrita pelo controle e aquela efetivamente atingida mediante a leitura dos *encoders* dos atuadores, que tem uma resolução de 1000 posições por revolução e 4000 *quadcounts* por revolução por implementação do software do fabricante. Há de se considerar ainda que, qualquer que seja o erro, este será reduzido de um fator 43:1, devido ao redutor planetário montado entre o motor e o eixo de transmissão para a junta rotativa do braço mestre.

Para quantificar o erro cinemático decorrente dos arredondamentos, seguiu-se o seguinte procedimento:

- Partindo-se da matriz de coordenadas prescritas q_3 e q_4 , ou seja, as componentes Y e Z do ponto P pertencente ao efetuador, calculam-se as posições angulares dos braços ativos q_1 e q_2 para cada ponto do espaço de medição, ou seja, para cada altura faz-se uma varredura no intervalo $[-240, 240]$ de 20 em 20 milímetros.
- Partindo-se da matriz de coordenadas calculadas q_1 e q_2 , determinam-se as posições q_3^* e q_4^* do efetuador.
- Para cada ponto medido, calcula-se o módulo da diferença entre os valores de saída e os valores de entrada.

Esquemáticamente, tem-se:

Figura 5.19 - Erro cinemático

Fonte: Autor

Os resultados obtidos com este procedimento mostraram que o maior valor encontrado para o erro em Y é de 0.2 mm, enquanto que em Z, o maior valor encontrado é de 0.4 mm. Se este valor for comparado com os valores médios dos erros de exatidão, ve-se que são pelo menos uma ordem de grandeza menores. Sendo assim, pode-se afirmar que os erros cinemáticos tem muito pouca influência sobre os resultados experimentais.

5.6 INFLUÊNCIA DOS ERROS GEOMÉTRICOS

Conforme foi visto na revisão da literatura, os erros de posicionamento dependem, dentre outros erros de menor importância, dos erros cinemáticos e erros geométricos, sendo estes últimos a sua principal causa. Dentre as principais fontes de erros geométricos pode-se citar:

- Histerese por folga no conjunto motorreductor;
- Folga na chaveta de acoplamento entre o redutor e o eixo da caixa de transmissão;
- Folga na chaveta entre o eixo da caixa de transmissão e o cubo do braço principal;
- Folgas nos rolamentos cônicos da junta esférica;
- Folga no eixo de acoplamento da junta universal;
- Folga na caixa de rolamento da junta universal;
- Folga nas juntas prismáticas.
- Erros dimensionais dos componentes (comprimento dos braços);
- Erros dimensionais de montagem (distâncias entre elementos).

Ao se levar em conta a arquitetura do equipamento ve-se, no entanto, que alguns destes erros tem maior influência que outros, tanto sobre a exatidão quanto a precisão do equipamento. Os erros geométricos que estão associados a variação angular do braço ativo da junta rotativa são amplificados pelo seu comprimento, enquanto que o mesmo não acontece em relação ao erro cometido no comprimento do braço passivo, por exemplo. A seção 3.4 propôs uma metodologia para transcrever os vários tipos de folgas, específicas de cada tipo de junta, numa contribuição angular no curso dos atuadores. Uma análise dos resultados obtidos na seção 4.4, mostra o seguinte:

Os erros de *backlash* dos conjuntos motorredutores encontram-se entre os valores de $0,33^\circ$ e $0,39^\circ$, tendo como média $0,36^\circ$. Este valor está de acordo com aquele fornecido pelo fabricante (1°max.), sendo intrínseco do redutor, não havendo nada o que se possa fazer para melhorá-lo.

Com relação as chavetas, foi necessário fazer as medições em duas ocasiões, e os dados foram listados nas tabelas 4.2 e 4.3. A Tabela 4.2 refere-se ao primeiro conjunto de dados levantados em novembro de 2016, onde percebeu-se que aquelas folgas traziam instabilidades para o controle do mecanismo. Por esta razão, resolveu-se interferir nas áreas com problema com o objetivo de, se não elimina-las, ao menos reduzi-las. Para solucionar o problema das chavetas externas, ajustou-se um novo par de elementos que pudessem ser montados com uma leve interferência, de forma a garantir a eliminação das folgas. Já para as chavetas internas percebeu-se que houve um erro de tolerância na largura do canal do eixo de transmissão, de modo que este ficou um pouco mais largo que o canal do eixo do redutor. A solução foi travar a chaveta por intermédio de um parafuso alojado transversalmente ao canal, de forma a encostar a chaveta contra a parede oposta, eliminando-se a folga. Após implementadas as modificações, em janeiro de 2017 refez-se o ensaio e obteve-se os resultados da tabela 4.3, que demonstra que os objetivos foram alcançados, uma vez que logrou-se a eliminação das folgas das chavetas externas e obteve-se um valor para as folgas internas muito próximo ao valor de *backlash*, indicando que a folga da chaveta interna também havia sido eliminada.

Os valores obtidos para as juntas esféricas foram menores do que o valor do *backlash*, representando uma variação de $0,06^\circ$ para a junta da esquerda e $0,04^\circ$ para a da direita, projetando um valor médio de $0,05^\circ$. Esperava-se uma resposta melhor deste componente neste quesito, atribuindo-se a causa a uma perda de contato entre as esferas e as pistas do rolamento cônico devido a uma pré carga insuficiente na montagem.

Com relação às juntas RR, detectou-se que houve um desgaste do alojamento do rolamento no efetuador que, somado à folga intrínseca do rolamento, produziu o campo de folgas daqueles elementos. Já quanto à junta prismática, uma análise nos gráficos de precisão com carga vertical e horizontal mostraram que a causa mais provável para os desvios encontrados seriam o atrito e o efeito *stick-slip*.

Isto provavelmente acontece porque, ao se comandar o robô para passar de uma posição A para uma posição B, o atrito nas guias lineares impede a movimentação do efetuador e a energia fornecida pelos atuadores é armazenada na forma de deformação elástica nos elementos da cadeia cinemática. Quando a componente das forças no sentido do deslocamento das guias vence o atrito, a energia é liberada instantaneamente, causando o descontrole do posicionamento e consequentemente uma degeneração na precisão do equipamento. Este atrito depende, fundamentalmente, da natureza das superfícies em contato, ou seja, do tipo de acabamento superficial dos elementos envolvidos. Ao investigar-se as guias, verificou-se que, realmente, houve uma deterioração acentuada no seu acabamento superficial, como é mostrado nas figuras 5.20 e 5.21.

Figura 5.20 - Escarificação das guias

Fonte: Autor

Figura 5.21 - Ampliação

Fonte: Autor

As imagens mostram que as esferas que compõem os rolamentos lineares produziram sulcos paralelos nas guias, que são características de baixa dureza superficial do material. O solapamento da superfície tem como consequência o aumento da folga diametral entre as guias e a gaiola de esferas do rolamento, o que permite, dentro de certos limites, a rotação do conjunto no plano YZ.

Finalmente, a incerteza total no posicionamento do efetuador com relação ao ajuste do zero máquina é de cerca de 1,2 mm. Isto equivale aproximadamente a uma deflexão angular de $0,1^\circ$ nos atuadores.

Resumidamente, a tabela 5.4 mostra os resultados obtidos com os ensaios descritos, tanto sob a ótica do erro de posicionamento do efetuador, como do erro de posicionamento dos atuadores.

Tabela 5.4 – Fontes de erro

Fonte de erro	Erro nos atuadores (°)	Erro no efetuator (mm)
<i>Backlash</i>	0,36	4
Juntas esféricas	0,06	0,7
Juntas RR	0,05	0,45
Junta Prismática	0,06	0,7
Determinação do zero máquina	0,1	1,2
Equacionamento cinemático	0,05	0,5
Totais	0,68	7,55

Fonte: Autor

É preciso ainda que se diga que os valores indicados na tabela 5.4 representam as médias das folgas determinadas experimentalmente, já que elas são função de cada posição escolhida para o posicionamento do efetuator.

5.7 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS FOLGAS

Para que se possa entender melhor a influência das folgas sobre o comportamento do mecanismo, foi feita uma simulação mostrando qual seria a deformação aparente de uma trajetória, admitida como retilínea, causada por um erro angular nos atuadores, como segue:

- Para uma determinada altura do efetuator (q_3), geramos uma matriz de pontos (q_4) que percorrem o eixo Y com passo de 1 mm no intervalo de -240mm a 240 mm;
- Partindo-se da matriz de coordenadas prescritas q_3 e q_4 , ou seja, as componentes Y e Z do ponto P pertencente ao efetuator, calcula-se as posições angulares dos braços ativos q_1 e q_2 para cada ponto;
- Introduz-se um erro “s” a estas posições angulares nos dois braços ($q_1 \pm s, q_2 \pm s$);
- Partindo-se da matriz de coordenadas calculadas q_1 e q_2 , determinam-se as posições q_3^* e q_4^* do efetuator, levando-se em conta o erro “s” e plota-se os resultados. Esquemáticamente, tem-se:

Figura 5.22 - Erro cinemático + Erro geométrico

Fonte: Autor

O algoritmo que implementa esta função está disponível no apêndice A. As condições (q_1+s, q_2+s) , (q_1-s, q_2+s) , (q_1+s, q_2-s) e (q_1-s, q_2-s) estão representadas, respectivamente, na figura 5.23 a, b, c e d.

Figura 5.23 - Condição de folga

(a)

(b)

(c)

(d)

Fonte: Autor

Neste ponto é importante notar que, a passagem entre cada par (q_3^*, q_4^*) dentro da zona de medição, tem a sua própria condição de folga. No entanto, não é possível prever o exato instante onde ocorre as transições entre as condições a, b, c e d, pois estas dependem de vários fatores, tais como, regulagem das molas de equilíbrio estático, atrito e folgas nas juntas rotativas, atrito nos mancais, atrito e folgas nas juntas prismáticas, atrito e folgas nas juntas esféricas, dentre outros. Além disso, muitos destes fatores dependem tanto da posição no eixo Y como também da altura escolhida para se fazer o ensaio. Tem-se ainda que levar em conta fatores não lineares, como o efeito *stick-slip* nas juntas prismáticas, cuja resposta depende de fatores externos, como acabamento superficial das guias e lubrificação, por exemplo.

Implementando-se o algoritmo descrito acima para uma altura $h = 410\text{mm}$ e para valores de $\underline{s}$ variando entre 0 e 0.6 graus em intervalos de 0.2 graus, obteve-se os resultados das figuras 5.24 a 5.27.

Figura 5.24 – Condição de folga : $s=0^\circ$ ($H=410\text{ mm}$)

Fonte: Autor

Figura 5.25 – Condição de folga : $s=0.2^\circ$ ($H=410\text{ mm}$)

Fonte: Autor

Figura 5.26 – Condição de folga : $s=0.4^\circ$ ($H=410$ mm)

Fonte: Autor

Figura 5.27 – Condição de folga : $s=0.6^\circ$ ($H=410$ mm)

Fonte: Autor

Os gráficos das figuras 5.24 a 5.27 mostram que, na medida em que o erro angular cresce, dependendo da configuração das folgas, é possível atingir pontos cada vez mais distantes da reta teórica (representada pela condição $s=0$). O envelope delimitado pelas linhas magenta e azul representa, então, a variação máxima possível do erro de posicionamento para cada valor de “s”, o que na prática se traduz tanto por erros de exatidão quanto de precisão. A variável “s” deve ser entendida como a soma de todas as contribuições angulares geradas por cada fonte de erro descrita na tabela 5.4.

5.8 COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

É interessante notar que, quando se alimenta o algoritmo com os dados experimentais de exatidão sem carga, referentes a altura de 410 mm, com um erro angular $s = 0.62^\circ$, obtem-se o gráfico da figura 5.28, que mostra que a curva de dados experimentais ajusta-se ao envelope oferecido por esta condição.

Figura 5.28 – Condição de folga : $s=0.62^\circ$ (H=410)

Fonte: Autor

Note-se ainda que o valor $s=0.62^\circ$ encontra-se dentro do intervalo de amplitude máxima ($0,68^\circ$) encontrado experimentalmente para a soma de todas as fontes de erro, segundo a tabela 5.4.

Mais que isto, pode-se agora perceber os instantes onde ocorre a transição entre duas condições de folga, assinalados pelos números de 1 a 6. Assim temos:

- Entre 1 e 2, a condição de folga é (q_1-s, q_2-s) ;
- Entre 2 e 3 há uma transição entre a condição anterior e a condição (q_1-s, q_2+s) ;
- Entre 3 e 4 permanecemos nesta última condição;
- Entre 4 e 5 há uma nova transição para uma condição (q_1+s, q_2-s) com $s < 0,62$;
- Entre 5 e 6 verifica-se uma última transição para a condição (q_1-s, q_2-s) .

Fica, desta forma, claramente estabelecida, uma relação causa-efeito entre os valores das folgas medidos experimentalmente e o comportamento da curva de resposta experimental da trajetória do efetuador.

Pode-se notar ainda que, o envelope que tangencia a curva experimental diz respeito somente aos erros sistemáticos, ou seja, aqueles que podem ser atribuídos às folgas, condições de zero máquina e erros de arredondamento. No entanto, não preveem erros aleatórios, como *stick-slip*, por exemplo, que afetam diretamente a precisão do equipamento, como pode-se ver nas regiões assinaladas por retângulos tracejados na figura 5.28. Note-se ainda que, apesar deste efeito ser mais expressivo nas extremidades da trajetória, ele é desencadeado justamente nas regiões onde ocorre a transição das folgas.

6 CONCLUSÕES

Os trabalhos realizados sobre esta bancada experimental foram importantes para o entendimento deste tipo de arquitetura e na compreensão dos fatores que afetam os índices de desempenho mais importantes, tais como exatidão e precisão.

A metodologia aplicada para o levantamento dos dados experimentais mostrou-se apropriada, já que possibilitou a formação de um banco de dados muito abrangente e bastante confiável, o que permitiu uma análise mais aprofundada sobre o comportamento do mecanismo.

Desta análise foi possível concluir que as folgas mecânicas decorrentes de problemas de fabricação e/ou montagem dos componentes reduzem drasticamente os índices de desempenho do mecanismo e trazem instabilidades para o sistema de controle, devido ao alto grau de amortecimento e baixas frequências naturais.

Da observação dos resultados experimentais verifica-se que a principal fonte de erro de posicionamento está diretamente ligada ao tipo de atuador utilizado no protótipo. O acionamento através de um conjunto motorreductor não mostrou-se eficaz pelo fato deste acoplamento apresentar folgas de *backlash* que produzem um erro angular muito alto para os propósitos do mecanismo, o mesmo podendo ser dito com relação ao acoplamento por chavetas. Uma sugestão para reduzir tais efeitos seria a utilização de atuadores que fazem uso da tecnologia *direct drive* em substituição aos conjuntos motorredutores e a utilização de acoplamentos cônicos montados com interferência, em substituição às chavetas.

A separação da linha de investigação experimental sobre a quantificação das parcelas de cada fonte de erro, daquela que analisou a trajetória real do efetuador, medida experimentalmente, em associação com a análise das possíveis condições de folga, asseguraram um método de verificação adequado para as relações causa-efeito entre elas. Deve-se ainda levar em conta que este método oferece a possibilidade de se verificar graficamente os momentos em que há a transição de folgas, o que pode vir a ser um dado importante para a elaboração de novas estratégias de controle que antecipem uma mudança no comportamento do mecanismo em relação àquela inicialmente projetada, não só melhorando a sua estabilidade como também dando condições para uma correção via *software*.

Resta ainda dizer que os objetivos foram alcançados, pois só foi possível construir o banco de dados sobre o qual determinaram-se as propriedades exatidão, precisão, rigidez e frequência natural, mediante a utilização de uma bancada de ensaios apropriada, permitindo a caracterização mecânica do robô Laila. Há, certamente, muito ainda a se fazer.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se citar:

- Uma instrumentação mais refinada para avaliação da influência das folgas sobre a frequência natural e a rigidez do mecanismo;
- Substituição dos acoplamentos por chaveta por acoplamentos cônicos montados com interferência, com o propósito de reduzir as folgas;
- A aplicação de 3 ou mais cargas distintas para verificar tanto a linearidade como a distribuição de rigidez ao longo do espaço de trabalho;
- Implementação do eixo X para complementar os estudos no espaço tridimensional.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR ISO 5725. **Exatidão (veracidade e precisão) dos métodos e dos resultados de medição.** - Parte 1: Princípios gerais e definições. Rio de Janeiro, abril de 2018.

AQUINO, B. J. **Avaliação do erro estático da ferramenta de uma máquina fresadora com arquitetura paralela.** Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, USP, 2016. 125p.

BADAMI, V.; GROOT, P. “**Displacement measuring interferometry,**” in Handbook of Optical Dimensional Metrology, K. G. Harding, Ed., pp. 157–238, Taylor & Francis, Boca Raton (2013).

BRIOT, S.; BONEV, I. A. **Accuracy analysis of 3-DOF planar parallel robots.** Mechanism and Machine Theory, v. 43, n. 4, 2008. p 445-458

CARO, S.; WENGER, P.; BENNIS, F.; CHABLAT, D. **Sensitivity Analysis of the Orthoglide, a 3-DOF Translational Parallel Kinematic Machine.** Journal of Mechanical Design, American Society of Mechanical Engineers, v.128, 2006. p 392-402.

CARVALHO, J.C.M.; IBRAHIM, R.C.; COELHO, T.A.H. **Mecanismos, Máquinas & Robôs.** Rio de Janeiro: Elsevier, 2018. 327p.

Clavel, R. 1991. **Conception d'un robot parallèle rapide à quatre degrés de liberté.** PhD Thesis #925, EPFL, Ch-Lausanne.

CRAIG, J. J., **Introduction to Robotics: mechanics and control.** 3.ed. Upper Saddle River: Pearson Education, 2005.

GOGU, G. **Mobility of mechanisms: a critical review.** Mechanism and Machine Theory, v.40, 2005. p 1068-1097.

GOJTAN, G. E. E. **Análise da precisão de uma estrutura robótica com cinemática paralela assimétrica de topologia 2UPS+PRP, em função do mapeamento dos erros de posicionamento da plataforma móvel no espaço de trabalho disponível, durante operação de fresamento de acabamento, aplicando modelagem matemática.** Tese (Doutorado) Escola Politécnica, USP, 2009. 241p.

HARTMANN, V.N.; RINALDI, D.; COELHO, T.A.H. **Dynamic Characterization and Control of a Multipurpose 3-DOF Asymmetric Parallel Mechanism.** In: ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 23. Rio de Janeiro, 2015.

HOETRONIC, **Meet a Shenzhen Maker**: Mr. Chen. hoektronics.com. 2015. Disponível em: < <http://www.hoektronics.com/2013/01/>> . Acesso em: 14/02/2018.

KONG, L.; CHEN, G.; ZHANG, Z.; WANG, H. **Kinematic calibration and investigation of the influence of universal joint errors on accuracy improvement for a 3-DOF parallel manipulator**. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, v.49, 2018. p 388–397

KUMAZAWA, V. D; HESS-COELHO, T. A.; RINALDI, D.; CARBONE, G.; CECCARELLI, M. **Kinematic analysis and operation feasibility of a 3-dof asymmetric parallel mechanism**. INTERNATIONAL CONGRESS MECHANICAL ENGINEERING , 20, Gramado, nov. 15-20, 2009. COBEM. Rio de Janeiro : ABCM, 2009.

MAJOU. F.; GOSSELIN. C; WENGER P.; CHABLAT, D. **Parametric stiffness analysis of the orthoglide**. Mechanism and Machine Theory. v.42, p 296-311, 2007.

MAXONMOTOR, Explanation for terminology maxon X drivers. maxonmotor.com. 2012. Disponível em: <http://www.maxonmotor.com/sys_master/root/8804203724830/katalogseite-erklarung-x-en.pdf>. Acesso em: 15/05/2018.

MOTION-SOLUTIONS, **G6-451 G6 Series 4-axis SCARA robot**. motion-solutions.com.au. 2017. Disponível em: < <http://motion-solutions.com.au/product/rg6-451-g6-series-4-axis-scara-robot/>> Acesso em: 15/02/2018.

NAKAZAWA, H. **Principles of precision engineering**. Tokyo: Oxford Univerity Press, 1994. 280p.

PASHKEVICH A.; WENGER P.; CHABLAT D. **Kinematic and stiffness analysis of the orthoglide, a PKM with simple, regular workspace and homogeneous performances**. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, Roma, abril, 2007.

RAMESH, R.; MANNAN, M. A; POO, A. N. **Error compensation in machine tools - a review: part I: geometric, cutting-force induced and fixture-dependent errors**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, v.40, n.9, p.1235-1256. jun. 2000.

RAMESH, R.; MANNAN, M. A; POO, A. N. **Error compensation in machine tools - a review, Part II: thermal errors**. International Journal of Machine Tools and Manufacture v.40, n.9, p. 1257-1284. 2000.

RENISHAW, **A interferometria explicada**. Renishaw.com.br. 2018. Disponível em:<[http:// www.renishaw.com.br/pt/a-interferometria-explicada--7854](http://www.renishaw.com.br/pt/a-interferometria-explicada--7854)

REULEAUX, F. **Theoretische Kinematic**. Ed. Friedrich Vieweg und Sohn; Brunswick, Alemanha; 1875. Translation by A. B. W. Kennedy, Reuleaux, Kinematics of Machinery Macmillan; London, UK; 1876. Reprinted by Dover Publications. New York, USA, 1963.

RIZK, R.; MUNTEANU, M. G. H.; FAUROUX, J.-C.; GOGU, G. **Semi-analytical stiffness model of parallel robots from the Isoglide family via the sub-structuring principle**. In: IFToMM WORLD CONGRESS, 13. Guanajuato, Mexico. Besançon, França; junho 2007.

SHARIFZADEH, M.; MASOULEH, MT, KALHOR, A; SHAHVERDI, P. **An experimental dynamic identification and control of an overconstrained 3-DOF parallel mechanism in presence of variable friction and feedback delay**. Robotics and Autonomous Systems, v.102, p. 27 – 43, 2018.

SICILIANO, B; KHATIB, O. **Springer Handbook of Robotics**. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008, p.1628

SUH, C. H.; RADCLIFFE, C. W. **Kinematics and mechanism design**. New York: Ed. John Wiley & Sons, 1978.

TSAI, L. W. **Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators**. New York: Ed. John Wiley & Sons, 1999.

WANG, S. M.; EHMANN, K. F. **Error model and accuracy analysis of a six-DOF stewart platform**. Transactions of the ASME. v. 124, 2002, pp. 286 – 295

WU, G.; SHAOPING, B.; JØRGEN, K; CARO, S. **Error modelling and experimental validation of a planar 3-PPR parallel manipulator with joint clearances**. Journal of Mechanisms and Robotics, American Society of Mechanical Engineers, v.4 (4), p.041011-1-8, 2012 <DOI: 10.1115/1.4007487>

WU, G. **Error modeling and design optimization of parallel manipulators**, PhD (Thesis)- Aalborg University, Denmark, 2013. 119p.

XU, L. **Investigation of joint clearance effects on the dynamic performance of a planar 2-DOF pick-and-place parallel manipulator**. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, v.30, p 62-73, 2014.

YU, A.; BONEV, I. A.; ZSOMBOR_MURRAY, P. **Geometric approach to the accuracy analysis of a class of 3-DOF planar parallel robots**. Mechanism and Machine Theory, v.43, p 364-375, 2008.

APÊNDICE A – Código Scilab para simulação das folgas

```

clc
clear
L0=260;
L1=345;
L2=440;
L3=160;
L4=-0.008243;
L5=0.385;
L6=19.4;
//q1=129.88211768;
//q2=50.117882321;
q3=0; //Calcula q1 e q2 a partir de q3 e q4
q4=410;
k=1;
s=0.62;
t=1;
for t=1:1:4
for i=-240:1:240
    q3(k)=i;
    //X=sqrt((L0+L1*cosd(q2)-q3-L3/2)^2+(L1*sind(q2)-q4+L6)^2);
    //Y=sqrt((-L0+L1*cosd(q1)-q3+L3/2)^2+(L1*sind(q1)-q4+L6)^2);
    //Z=(-2*L0*L1-2*L1*q3+L1*L3)*cosd(q1)+(-2*L1*q4+2*L6*L1)*sind(q1)+(2*L0-L3+q3)*q3+(-2*L6+q4)*q4+L1^2-
    L0*L3+L0^2+L3^2/4+L6^2-L2^2;
    //T=(2*L0*L1-2*q3*L1-L3*L1)*cosd(q2)+(-2*q4*L1+2*L6*L1)*sind(q2)+(-2*L0+L3+q3)*q3+(q4-2*L6)*q4+L0^2-
    L0*L3+L1^2+L3^2/4-L2^2+L6^2;
    E1(k)=-2*L1*(L0+q3(k)-L3/2);
    F1=-2*L1*(q4-L6);
    G1(k)=(2*L0+q3(k)-L3)*q3(k)+(-2*L6+q4)*q4+L0^2+L1^2+L3^2/4-L0*L3+L6^2-L2^2;
    v1(k)=(-2*F1+2*sqrt(F1^2-(G1(k)-E1(k))*(G1(k)+E1(k))))/(2*(G1(k)-E1(k)));
    v2(k)=(-2*F1-2*sqrt(F1^2-(G1(k)-E1(k))*(G1(k)+E1(k))))/(2*(G1(k)-E1(k)));
    cosq1(k)=(1-v1(k)^2)/(1+v1(k)^2);
    sinq1(k)=(2*v1(k))/(1+v1(k)^2);
    tanq1(k)=sinq1(k)/cosq1(k);
    q1(k)=atand(tanq1(k));
    if q1(k)<0 then
        q1(k)=q1(k)+180
    end
    E2(k)=-2*L1*(q3(k)+L3/2-L0); //Recalcula q3 e q4 a partir de q1 e q2 alterados pelo erro cinemático [s]
    F2=-2*L1*(q4-L6);
    G2(k)=q3(k)^2+q4^2+L1^2-L2^2+(L3/2-L0)^2+(L3-2*L0)*q3(k)+(-2*L6)*(q4-L6/2);
    u1(k)=(-2*F2+2*sqrt(F2^2-(G2(k)-E2(k))*(G2(k)+E2(k))))/(2*(G2(k)-E2(k)));
    u2(k)=(-2*F2-2*sqrt(F2^2-(G2(k)-E2(k))*(G2(k)+E2(k))))/(2*(G2(k)-E2(k)));
    cosq2(k)=(1-u2(k)^2)/(1+u2(k)^2);
    sinq2(k)=(2*u2(k))/(1+u2(k)^2);
    tanq2(k)=sinq2(k)/cosq2(k);
    q2(k)=atand(tanq2(k));
    select t;
    case 1 then q1=q1(k)+s,q2=q2(k)+s,d='red';
    case 2 then q1=q1(k)+s,q2=q2(k)-s,d='blue';
    case 3 then q1=q1(k)-s,q2=q2(k)+s,d='magenta';
    case 4 then q1=q1(k)-s,q2=q2(k)-s,d='black';
    end;

    //q1=q1(k)+s; //Altera o valor de q1 e q2 introduzindo um erro cinemático [s]
    //q2=q2(k)-s;

    K1=(2*L0*L1-L1*L3)*cosd(q2)+2*L1*L6*sind(q2)+L0^2+L1^2-L2^2+L6^2-L0*L3+L3^2/4;
    K2=(-2*L0*L1+L1*L3)*cosd(q1)+2*L1*L6*sind(q1)+L0^2+L1^2-L2^2+L6^2-L0*L3+L3^2/4;
    A=(-2*L0-2*L1*cosd(q2)+L3);
    B=(2*L0-2*L1*cosd(q1)-L3);
    C=(-2*L1*sind(q2)-2*L6);

```

```

D=(-2*L1*sind(q1)-2*L6);
function y=F(x);//CALCULA Q3 E Q4
y(1)=x(1)^2+A*x(1)+x(2)^2+C*x(2)+K1;
y(2)=x(1)^2+B*x(1)+x(2)^2+D*x(2)+K2;
endfunction;
function y=J(x);
y(1,1)=2*x(1)+A;
y(1,2)=2*x(2)+C;
y(2,1)=2*x(1)+B;
y(2,2)=2*x(2)+D;
endfunction;
x=[0;400];
x=x-J(x)\F(x);
x=x-J(x)\F(x);
x=x-J(x)\F(x);
x=x-J(x)\F(x);
x=x-J(x)\F(x);
q5(k)=x(1,1);
q6(k)=x(2,1);
k=k+1;
end;
k=1;
plot(q5,q6,d);
replot([-250,370,250,440]);
end;
//DADOS EXPERIMENTAIS H=f(Y) PARA Hteórico=410mm
Ymed410=[-240.481,-220.892,-201.287,-181.706,-163.556,-146.120,-127.681,-109.312,-90.358,-70.974,-51.314,-31.486,-
13.075,5.578,25.314,44.749,64.378,83.679,100.490,116.834,136.308,155.819,175.344,194.830,214.986];
Hmed410=597*ones(25)-
[186.100,186.666,186.722,187.055,187.050,185.500,184.333,180.444,178.944,177.000,176.611,177.000,176.450,176.333,17
6.722,177.333,179.450,182.333,186.611,191.222,190.900,190.388,189.555,188.833,187.800];
plot(Ymed410,Hmed410,'g');
xlabel('Posição no eixo Y');
ylabel('Posição no eixo Z');
title('Exatidão/Precisão para altura H=410 mm com erro s=0.62°','color','b','fontsize',3);
Py410=[6.02,3.19,3.68,3.14,5.47,1.36,3.77,2.80,1.47,2.22,2.72,2.88,6.55,3.49,3.28,2.71,4.04,3.83,3.99,2.77,1.68,1.19,1.57,1.
84,1.06];
Pz410=[0.67,1.06,1.09,0.50,0.47,5.46,9.84,8.89,5.27,0.00,0.66,0.00,1.49,0.75,0.79,1.50,6.34,6.14,4.96,1.32,1.70,1.46,0.50,0.
75,1.34];
//scatter(Ymed410,Hmed410,P410^2*4*%pi);
legend('(q1+s,q2+s)','(q1+s,q2-s)','(q1-s,q2+s)','(q1-s,q2-s)','Exatidão','Precisão',[1]);
//legend('Exatidão','Precisão',[1]);
yc=Ymed410;
zc=Hmed410;
ry=Py410;
rz=Pz410;
for v=1:length(Ymed410)

a=linspace((yc(v)-ry(v)),(yc(v)+ry(v)),(length(Ymed410)));
b=linspace((zc(v)-rz(v)),(zc(v)+rz(v)),(length(Hmed410)));
plot(a,zc(v)*ones(Hmed410));
plot(yc(v)*ones(Ymed410),b);
end

```


ANEXO A – Motor Maxon RE 40 (datasheet)

RE 40 Ø40 mm, Graphite Brushes, 150 Watt

maxon DC motor

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

		Part Numbers									
		148865	148867	148877	218006	218009	218010	218011	218012	218013	218014
Motor Data											
Values at nominal voltage											
1 Nominal voltage	V	12	24	48	48	48	48	48	48	48	48
2 No load speed	rpm	6920	7500	7500	6420	5560	3330	2690	2130	1720	1420
3 No load current	mA	241	137	68.6	53.6	43.7	21.9	16.6	12.5	9.68	7.76
4 Nominal speed	rpm	6390	6940	7000	5810	4030	2710	2000	1510	1090	781
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	94.9	177	187	186	180	189	190	192	192	190
6 Nominal current (max. continuous current)	A	6	6	3.17	2.66	2.23	1.4	1.13	0.909	0.73	0.6
7 Stall torque	mNm	1720	2420	2560	2040	1620	1020	814	655	523	424
8 Starting current	A	105	80.2	42.4	28.6	19.7	7.43	4.79	3.06	1.97	1.32
9 Max. efficiency	%	87	91	92	91	91	80	80	88	87	85
Characteristics											
10 Terminal resistance	Ω	0.115	0.299	1.13	1.68	2.44	6.46	10	15.7	24.4	36.3
11 Terminal inductance	mH	0.0245	0.0823	0.329	0.46	0.612	1.7	2.62	4.14	6.4	9.31
12 Torque constant	mNm/A	16.4	30.2	60.3	71.3	82.2	137	170	214	266	321
13 Speed constant	rpm/V	581	317	158	134	116	69.7	56.2	44.7	35.9	29.9
14 Speed / torque gradient	rpm/mNm	4.05	3.34	2.87	3.36	3.45	3.29	3.31	3.27	3.29	3.37
15 Mechanical time constant	ms	5.89	4.67	4.28	4.2	4.19	4.16	4.15	4.15	4.15	4.16
16 Rotor inertia	gcm ²	139	142	137	127	119	121	120	121	120	118

Specifications

Thermal data	
17 Thermal resistance housing-ambient	4.7 K/W
18 Thermal resistance winding-housing	1.9 K/W
19 Thermal time constant winding	41 s
20 Thermal time constant motor	730 s
21 Ambient temperature	-30...+100°C
22 Max. permissible winding temperature	+155°C
Mechanical data (ball bearings)	
23 Max. permissible speed	12000 rpm
24 Axial play	0.05 - 0.15 mm
25 Radial play	0.025 mm
26 Max. axial load (dynamic)	5.6 N
27 Max. axial force for press fits (static)	110 N
(static, shaft supported)	1200 N
28 Max. radial loading, 5 mm from flange	28 N

Other specifications

29 Number of pole pairs	1
30 Number of commutator segments	13
31 Weight of motor	480 g

Values listed in the table are nominal.
Explanation of the figures on page 71.

Option

Preloaded ball bearings

Operating Range

Comments

Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.

Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).

— Assigned power rating

maxon Modular System

ANEXO C – Encoder Maxon MR tipo L, 256-1024 CPT (datasheet)

Encoder MR Type L, 256–1024 CPT, 3 Channels, with Line Driver

maxon sensor

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

225783	228462	225785	228466	225787
256	500	512	1000	1024
3	3	3	3	3
80	200	160	200	320
18750	24000	18750	12000	18750

maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length (mm) / see Gearhead				
RE 30, 15 W	102	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	261			79.4	79.4	79.4	79.4	79.4
RE 30, 15 W	102	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	261			79.4	79.4	79.4	79.4	79.4
RE 30, 80 W	103	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	259			79.4	79.4	79.4	79.4	79.4
RE 30, 80 W	103	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	261-265			79.4	79.4	79.4	79.4	79.4
RE 30, 80 W	103	GP 32 S	288-289			79.4	79.4	79.4	79.4	79.4
RE 35, 90 W	104	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	259			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 35, 90 W	104	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	261-265			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 35, 90 W	104	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 35, 90 W	104	GP 42, 3 - 15 Nm	270			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 35, 90 W	104	GP 32 S	288-289			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 40, 150 W	105	GP 42, 3 - 15 Nm	270			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
RE 40, 150 W	105	GP 52, 4 - 30 Nm	273			82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
A-max 32	134/136					72.7	72.7	72.7	72.7	72.7
A-max 32	134/136	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	261-265			72.7	72.7	72.7	72.7	72.7
A-max 32	134/136	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	269			72.7	72.7	72.7	72.7	72.7
A-max 32	134/136	GP 32 S	288-289			72.7	72.7	72.7	72.7	72.7
EC-max 40, 70 W	194					73.0	73.0	73.0	73.0	73.0
EC-max 40, 70 W	194	GP 42, 3 - 15 Nm	271			73.0	73.0	73.0	73.0	73.0
EC-max 40, 120 W	195					103.9	103.9	103.9	103.9	103.9
EC-max 40, 120 W	195	GP 52, 4 - 30 Nm	274			103.9	103.9	103.9	103.9	103.9
EC-I-40, 50 W	216					41.9	41.9	41.9	41.9	41.9
EC-I-40, 50 W	216	GP 32, 1 - 6 Nm	264			41.9	41.9	41.9	41.9	41.9
EC-I-40, 50 W	216	GP 32 S	288-289			41.9	41.9	41.9	41.9	41.9
EC-I-40, 70 W	217					51.9	51.9	51.9	51.9	51.9
EC-I-40, 70 W	217	GP 32, 1 - 6 Nm	264			51.9	51.9	51.9	51.9	51.9
EC-I-40, 70 W	217	GP 32 S	288-289			51.9	51.9	51.9	51.9	51.9

Technical Data

Supply voltage V_{CC}	5 V $\pm$ 5%
Output signal	TTL compatible
Phase shift ϕ	90° $\pm$ 45°
Index pulse width	90° $\pm$ 45°
Operating temperature range	-25... +85°C
Moment of inertia of code wheel	$\approx$ 1.7 gm ²
Output current per channel	max. 5 mA

Pin Allocation

Connection example

The Index signal I is synchronised with channel A or B.

May 2013 edition / subject to change

maxon sensor 303