

ANDRÉ GARNIER COUTINHO

**CONTRIBUIÇÕES À MODELAGEM DINÂMICA E
AO CONTROLE DE MANIPULADORES
PARALELOS**

São Paulo
2019

ANDRÉ GARNIER COUTINHO

**CONTRIBUIÇÕES À MODELAGEM DINÂMICA E
AO CONTROLE DE MANIPULADORES
PARALELOS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

São Paulo
2019

ANDRÉ GARNIER COUTINHO

**CONTRIBUIÇÕES À MODELAGEM DINÂMICA E
AO CONTROLE DE MANIPULADORES
PARALELOS**

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica de Projeto e Fabricação

Orientador:

Prof. Dr. Tarcisio A. H. Coelho

São Paulo
2019

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que sempre me apoiaram e ajudaram a perseguir o meu sonho de me tornar Doutor em Engenharia Mecânica pela Escola Politécnica da USP. Não tenho palavras para descrever o que significa para mim poder estar contribuindoativamente na exploração das fronteiras do conhecimento.

Dentre as várias pessoas que sempre estiveram ao meu lado nesta jornada, gostaria de destacar o meu orientador e amigo Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho, o qual sempre esteve ao meu lado desde o início da jornada no meio acadêmico, sempre sendo super solícito, me apoiando, e me orientando da melhor maneira possível; meu grande amigo Prof. Dr. Renato Maia Matarazzo Orsino, o qual me introduziu e ensinou o que há de mais sofisticado e eficiente na parte de modelagem de sistemas multicorpos, um conhecimento fundamental para o desenvolvimento desta tese, também sempre sendo extremamente solícito e me ajudando sempre que podia; aos grandes amigos Eng^a. Juliana Martins de Oliveira Fuess e Eng. Victor Pacheco Bartholomeu, os quais participaramativamente e possibilitaram o desenvolvimento do protótipo de manipulador paralelo que possibilitou adicionar um caráter experimental na tese desenvolvida; à minha namorada Adriana Marques Cavalcanti, a qual está há mais de 12 anos ao meu lado, sempre me apoiando em todos os momentos e me inspirando a ser cada vez mais uma pessoa melhor; e aos meus pais Antonio Valdec Martins Coutinho e Taís Borges Garnier, e avó Maria Luiza Borges Garnier, os quais estão sempre se preocuparam muito comigo, sempre me apoiando e ajudando de todas as maneiras.

Por último, mas não menos importante, além dessas pessoas incríveis que tive a oportunidade de conhecer em minha vida, gostaria de destacar meu agradecimento a outras três pessoas maravilhosas que conheci há pouco tempo, que mudaram minha vida, e que tornaram possível a conclusão desta tese de doutorado: minha psicóloga Dra. Ana Maria Canzonieri, minha psiquiatra Dra. Letícia Pacheco Lessa, e minha professora de yoga Alessandra Dotto.

Muito obrigado a todos, sem vocês nada disso seria possível.

“ ‘Nesta direção’, disse o Gato, girando a pata direita, ‘mora um Chapeleiro. E nesta direção’, apontando com a pata esquerda, ‘mora uma Lebre de Março. Visite quem você quiser, são ambos loucos.’

‘Mas eu não ando com loucos’, observou Alice.

‘Oh, você não tem como evitar’, disse o Gato, ‘somos todos loucos por aqui. Eu sou louco. Você é louca’.

‘Como é que você sabe que eu sou louca?’, disse Alice.

‘Você deve ser’, disse o Gato, ‘Senão não teria vindo para cá.’ ”

-- Lewis Carroll

RESUMO

Os mecanismos paralelos são conhecidos por suas características promissoras, como alta rigidez estrutural, alta precisão de posicionamento, baixa inércia, e alta capacidade de carga. Estas características os tornam muito atraentes para realizar tarefas em que são necessárias grandes velocidades e acelerações, como *pick-and-place*, ou grande rigidez e precisão, como usinagem e posicionamento de telescópios.

No entanto, dada a sua maior complexidade mecânica, os modelos dinâmicos se tornam muito mais complexos e de difícil obtenção, o que pode dificultar muito a tarefa do controle, e consequentemente levar a uma não exploração de todo o potencial que estes mecanismos tem a oferecer.

Dado o alto grau de acoplamento e de não linearidades deste tipo de sistema, a utilização de técnicas de controle não baseadas em modelo pode deixar muito a desejar. Por outro lado, dada a grande complexidade dos modelos, a utilização de técnicas de controles baseadas em modelo pode ser de difícil implementação e de alto custo computacional.

Com o intuito de explorar ao máximo o potencial deste tipo de arquitetura, nesta Tese são feitos o desenvolvimento de algoritmos de modelagem cinemática e dinâmica, os quais facilitam muito o processo de modelagem e de implementação em tempo real, projetos de controladores robustos baseados em modelo, de modo a diminuir a sensibilidade a incertezas do modelo, e a validação experimental dos controladores propostos em um mecanismo do tipo pentágono articulado, comparando-os com outras técnicas de controle frequentemente utilizadas na literatura.

Palavras-Chave – Mecanismos paralelos, Robótica, Modelagem dinâmica , Controle, Controle não linear.

ABSTRACT

Parallel mechanisms are known for their promising features, such as high structural stiffness, high precision in positioning, low inertia, and high load carrying capacity. These features make them very attractive to perform tasks in which high speeds and accelerations, such as pick-and-place, or high stiffness and precision, such as milling and telescope positioning, are needed.

However, given their greater mechanical complexity, the dynamic models become much more complex and hard to obtain, making the control task more difficult, and consequently leading to a non-exploration of all the potential these mechanisms have to offer.

Given the high degree of dynamic coupling and non-linearities of this kind of system, the use of control techniques that are not model-based may not be the best solution. On the other hand, due to the great complexity of the dynamic models, the use of model-based control techniques may be difficult to implement and may have a high computational cost.

Aiming to fully explore the potential of this kind of architecture, in this thesis are developed kinematic and dynamic modelling algorithms, which greatly facilitate the real-time modelling and implementation process, robust model-based controller designs, in order to reduce the uncertainty sensitivity of the model, and validation of the proposed controllers in an articulated pentagon type mechanism, comparing them with other control techniques frequently used in the literature.

Keywords – Parallel mechanisms, Robotics, Dynamic modelling, Control, Non-linear control

LISTA DE FIGURAS

1	Robô industrial Adept Quattro - Retirada de PhysOrg.com	19
2	Malha de CTC (Adaptado de [27])	31
3	Malha de CTCp (Adaptado de [27])	32
4	Malha de controle adaptativo (Adaptado de [27])	34
5	Protótipo do mecanismo 5R	39
6	Pentágono articulado (5R)	89
7	Mecanismo <u>RR</u>	90
8	Espaço de trabalho do mecanismo 5R	93
9	τ_1 : sem incerteza	95
10	τ_2 : sem incerteza	95
11	τ_1 : 20% de incerteza	95
12	τ_2 : 20% de incerteza	95
13	τ_1 : 40% de incerteza	95
14	τ_2 : 40% de incerteza	95
15	e_x : sem incerteza	96
16	e_y : sem incerteza	96
17	e_x : 20% de incerteza	96
18	e_y : 20% de incerteza	96
19	e_x : 40% de incerteza	96
20	e_y : 40% de incerteza	96
21	Bancada experimental	98
22	Arquitetura de controle: espaço das juntas	99
23	Arquitetura de controle: espaço das juntas	99

24	Trajetória realizada	106
25	Erro de controle e_x	106
26	Erro de controle e_y	106
27	Esforço de controle τ_1	106
28	Esforço de controle τ_2	106
29	Trajetória realizada	107
30	Erro de controle e_x	107
31	Erro de controle e_y	107
32	Esforço de controle τ_1	107
33	Esforço de controle τ_2	107
34	Trajetória realizada	108
35	Erro de controle e_x	108
36	Erro de controle e_y	108
37	Esforço de controle τ_1	108
38	Esforço de controle τ_2	108
39	Trajetória realizada	109
40	Erro de controle e_x	109
41	Erro de controle e_y	109
42	Esforço de controle τ_1	109
43	Esforço de controle τ_2	109
44	Trajetória realizada	110
45	Erro de controle e_x	110
46	Erro de controle e_y	110
47	Esforço de controle τ_1	110
48	Esforço de controle τ_2	110
49	Trajetória realizada	111

50	Erro de controle e_x	111
51	Erro de controle e_y	111
52	Esforço de controle τ_1	111
53	Esforço de controle τ_2	111
54	Trajetória realizada	112
55	Erro de controle e_x	112
56	Erro de controle e_y	112
57	Esforço de controle τ_1	112
58	Esforço de controle τ_2	112
59	Trajetória realizada	113
60	Erro de controle e_x	113
61	Erro de controle e_y	113
62	Esforço de controle τ_1	113
63	Esforço de controle τ_2	113
64	Trajetória realizada	114
65	Erro de controle e_x	114
66	Erro de controle e_y	114
67	Esforço de controle τ_1	114
68	Esforço de controle τ_2	114
69	Trajetória realizada	115
70	Erro de controle e_x	115
71	Erro de controle e_y	115
72	Esforço de controle τ_1	115
73	Esforço de controle τ_2	115
74	Trajetória realizada	116
75	Erro de controle e_x	116

76	Erro de controle e_y	116
77	Esforço de controle τ_1	116
78	Esforço de controle τ_2	116
79	Trajetória realizada	117
80	Erro de controle e_x	117
81	Erro de controle e_y	117
82	Esforço de controle τ_1	117
83	Esforço de controle τ_2	117
84	Trajetória realizada	118
85	Erro de controle e_x	118
86	Erro de controle e_y	118
87	Esforço de controle τ_1	118
88	Esforço de controle τ_2	118
89	Trajetória realizada	119
90	Erro de controle e_x	119
91	Erro de controle e_y	119
92	Esforço de controle τ_1	119
93	Esforço de controle τ_2	119
94	Trajetória realizada	120
95	Erro de controle e_x	120
96	Erro de controle e_y	120
97	Esforço de controle τ_1	120
98	Esforço de controle τ_2	120
99	Trajetória realizada	121
100	Erro de controle e_x	121
101	Erro de controle e_y	121

102	Esforço de controle τ_1	121
103	Esforço de controle τ_2	121
104	Círculo elétrico do motor	146
105	Curva de velocidade do motor 1	152
106	Curva de velocidade do motor 2	152

LISTA DE TABELAS

1	Parâmetros de Denavit-Hartemberg do mecanismo <u>RR</u>	90
2	Parâmetros da cadeia serial 1	102
3	Parâmetros da cadeia 2	103
4	Parâmetros dos controladores: espaço das juntas - trajetória circular . . .	104
5	Parâmetros dos controladores: espaço das juntas - trajetória triangular . .	104
6	Parâmetros dos controladores: espaço da tarefa	105
7	Valores eficazes de erro e esforço de controle (em regime permanente) - Trajetória circular	122
8	Valores eficazes de erro e esforço de controle - Trajetória triangular . . .	122
9	Aumento/diminuição dos valores eficazes de erro e esforço de controle uti- lizando a associação com o MD - Trajetória circular	123
10	Aumento/diminuição dos valores eficazes de erro e esforço de controle uti- lizando a associação com o SMC - Trajetória triangular	123
11	Erro estacionário de posição - Trajetória circular	123
12	Erro estacionário de posição - Trajetória triangular	124
13	Medições para obtenção de k_e do motor 1	153
14	Parâmetros do Motor 1	155
15	Medições para obtenção de k_e do motor 2	155
16	Parâmetros do Motor 2	156

SUMÁRIO

Parte I: INTRODUÇÃO	18
1 Introdução	19
1.1 Objetivos	20
1.2 Sobre a organização do texto	21
2 Revisão da literatura	22
2.1 Modelagem dinâmica	22
2.1.1 Formalismo de Newton-Euler	25
2.1.2 Formalismo de Lagrange	26
2.1.3 Princípio dos Trabalhos Virtuais e das Potências Virtuais	27
2.1.4 Formulação de Lagrange-D'Alembert	28
2.1.5 Método de Kane	29
2.1.6 Formalismo de Boltzmann-Hamel	29
2.1.7 Formulação do Complemento Ortogonal Natural	29
2.2 Controle	30
2.3 Conclusões	35
3 Metodologia da Pesquisa	37
3.1 Primeira fase	37
3.2 Segunda fase	37
3.3 Terceira fase	37
3.4 Quarta fase	38
3.5 Quinta fase	38
3.6 Sexta fase	38

Parte II: MODELAGEM	40
4 Modelagem de manipuladores seriais	41
4.1 Cinemática	42
4.1.1 Cinemática de posição	42
4.1.2 Cinemática de velocidades lineares	43
4.1.3 Cinemática de velocidades angulares	45
4.1.4 Cinemática de acelerações lineares	47
4.1.5 Cinemática de acelerações angulares	49
4.2 Dinâmica dos elos e juntas	51
4.2.1 Modelo dos subsistemas	52
4.2.2 Sistemas de forças ativas generalizadas	53
4.2.3 Vínculos cinemáticos entre subsistemas	53
4.2.4 Acoplamento de subsistemas	54
4.3 Dinâmica dos atuadores	56
4.3.1 Cinemática	58
4.3.1.1 Cinemática de velocidades angulares	58
4.3.1.2 Cinemática de acelerações angulares	59
4.3.2 Dinâmica Mecânica	59
4.3.2.1 Modelo dos subsistemas rotores	60
4.3.2.2 Modelo do subsistema serial	61
4.3.2.3 Sistemas de forças ativas generalizadas	61
4.3.2.4 Vínculos entre subsistemas	61
4.3.2.5 Acoplamento de subsistemas	62
4.4 Modelo completo	63
5 Modelagem de manipuladores paralelos	65
5.1 Modelo dos subsistemas	67

5.2	Vínculos cinemáticos entre subsistemas	68
5.2.1	Vínculos de posição	68
5.2.2	Vínculos de velocidades lineares	69
5.2.3	Vínculos de velocidades angulares	70
5.2.4	Vínculos de quasi-velocidades	70
5.2.5	Vínculos de quasi-acelerações	71
5.3	Acoplamento de subsistemas	72
5.4	Simulação dinâmica direta	73
5.5	Simulação dinâmica inversa	75
6	Projeto dos controladores	77
6.1	Linearização por Realimentação (LR)	77
6.2	Controle por Torque Computado (CTC)	78
6.3	Controle por Modos Deslizantes	79
6.3.1	Dedução das leis de controle	79
6.3.2	Camada Limite	86
6.3.3	Ganho adaptativo	86
Parte III: RESULTADOS		88
7	Resultados e Discussão	89
7.1	Modelagem e Simulação	89
7.1.1	Modelo do efetuador	89
7.1.2	Parâmetros de Denavit-Hartemberg das cadeias seriais	90
7.1.3	Arquitetura do mecanismo paralelo	91
7.1.4	Coordenadas dependentes e independentes	92
7.1.5	Simulação dinâmica direta	93
7.1.5.1	Parâmetros do modelo	93

7.1.5.2	Espaço de trabalho	93
7.1.5.3	Condições iniciais	94
7.1.5.4	Trajetória de referência	94
7.1.5.5	Parâmetros do controlador	94
7.1.5.6	Simulações	94
7.2	Ensaios Experimentais	97
7.2.1	Bancada experimental	97
7.2.2	Sistema de controle	98
7.2.3	Derivadores numéricos	100
7.2.4	Observador de corrente	100
7.2.5	Compensadores de não-linearidades	101
7.2.6	Estratégias de controle	101
7.2.7	Parâmetros do sistema	102
7.2.8	Trajetórias de referência	103
7.2.9	Condições iniciais	104
7.2.10	Parâmetros dos controladores	104
7.2.11	Resultados experimentais	105
7.2.11.1	PDq - Trajetória circular	106
7.2.11.2	PDMDq - Trajetória circular	107
7.2.11.3	TCq - Trajetória circular	108
7.2.11.4	TCMDq - Trajetória circular	109
7.2.11.5	PDX - Trajetória circular	110
7.2.11.6	PDMDX - Trajetória circular	111
7.2.11.7	TCX - Trajetória circular	112
7.2.11.8	TCMDX - Trajetória circular	113
7.2.11.9	PDQ - Trajetória triangular	114

7.2.11.10 PDMDq - Trajetória triangular	115
7.2.11.11 TCq - Trajetória triangular	116
7.2.11.12 TCMDq - Trajetória triangular	117
7.2.11.13 PDx - Trajetória triangular	118
7.2.11.14 PDMDx - Trajetória triangular	119
7.2.11.15 TCx - Trajetória triangular	120
7.2.11.16 TCMDx - Trajetória triangular	121
7.2.11.17 Tabelas comparativas	122
7.2.11.18 Discussão dos resultados	124
8 Conclusões e temas para pesquisa futura	128
8.1 Conclusões	128
8.2 Principais contribuições	129
8.3 Sugestão de temas para pesquisa futura	130
Referências	131
Apêndice A – Cinemática de corpos rígidos	139
A.1 Conceitos básicos	139
A.1.1 Produto vetorial	139
A.1.2 Derivada temporal de versores	140
A.1.3 Derivada temporal de vetores	140
A.1.4 Definição de vetor velocidade	140
A.1.5 Definição de vetor aceleração	141
A.2 Equações de campos de velocidades e acelerações	141
A.2.1 Equação do campo de velocidades	141
A.2.2 Equação do campo de acelerações	141
A.3 Composição de movimentos	141

A.3.1	Composição de velocidades lineares	142
A.3.2	Composição de acelerações lineares	143
A.3.3	Composição de velocidades angulares	143
A.3.4	Composição de acelerações angulares	144
Apêndice B – Funções de transferência de motores DC		146
Apêndice C – Controlador de Corrente		149
Apêndice D – Curva dos motores		152

PARTE I

INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

“A única forma de chegar ao impossível é acreditar que é possível”

-- Lewis Carroll

Os mecanismos de arquitetura paralela são amplamente utilizados em simuladores de voo, simuladores automobilisticos, e tarefas de *pick-and-place*. Além disso, também são empregados em sistemas de posicionamento, sistemas de medição, máquinas de usinagem, entre outras tarefas.

Este tipo de arquitetura há mais de duas décadas já atrai pesquisadores e instituições com o intuito de investigar seu grande potencial em vários quesitos, como capacidade de carga, precisão de posicionamento, rigidez estrutural, consumo energético, baixa inércia, e de atingir altas velocidades e acelerações [22, 48, 61, 68, 97]. Grande parte desse potencial se deve à possibilidade de instalação de todos os motores na base imóvel do mecanismo, o que diminui significativamente sua a inércia.

Atualmente, este grande potencial já consegue ser muito bem explorado em tarefas de *pick-and-place* [18] e usinagem [68], entre outras. Porém, essas características promissoras muitas vezes vem ao custo de algumas inconveniências associadas a este tipo de arquitetura, como o grande número de componentes mecânicos, um espaço de trabalho mais limitado, e um modelo dinâmico muito mais complexo e de difícil obtenção [6, 61]. Boa parte destas desvantagens, porém, podem ser contornadas através da escolha cuidadosa das juntas utilizadas, dos parâmetros cinemáticos, da topologia e do design mecânico [12, 15, 45, 108], como é feito no robô Adept Quattro (figura1).



Figura 1: Robô industrial Adept Quattro - Retirada de PhysOrg.com

Levando-se em conta esta dificuldade de obtenção e a complexidade inerente do mo-

do dinâmico, o controle de mecanismos de arquitetura paralela é uma tarefa desafiadora. A utilização de estratégias de controle não baseadas em modelo pode deixar muito a desejar na exploração do potencial que estes mecanismos oferecem, principalmente em tarefas de seguimento de trajetória [23], e a utilização de modelos dinâmicos simplificados pode limitar significativamente o desempenho do projeto de controladores baseados em modelo, principalmente quando se trabalha com altas velocidades e acelerações. Além disso, mesmo na hipótese do modelo dinâmico completo estar disponível, o emprego de técnicas de controle não linear pode acarretar um custo computacional muito elevado [27, 82, 113, 115]. Este paradigma, aliado à escassez de trabalhos publicados com comprovação experimental de técnicas de controle aplicáveis a mecanismos paralelos [6], resulta na exploração insatisfatória dos potenciais promissores de tais máquinas, como resposta dinâmica rápida e alta precisão [2].

Com o intuito de atacar os problemas da dificuldade de obter modelos dinâmicos completos e diminuir o custo computacional de suas implementações em leis de controle baseadas em modelos, esta tese propõe um algoritmo genérico de modelagem dinâmica de mecanismos paralelos translacionais, o qual pode ser utilizado para calcular previamente termos do modelo dinâmico em um número finito de pontos do espaço de trabalho, sendo necessário apenas o cálculo de interpolações em tempo real. Além disso, em virtude de existirem poucos trabalhos publicados, apresentando comprovação experimental de técnicas de controle aplicáveis a mecanismos paralelos, nesta tese, são obtidos e apresentados resultados experimentais da implementação de 8 diferentes estratégias de controle, tanto baseadas como não baseadas em modelo, incluindo estratégias de controle não linear robusto. Desta maneira, o trabalho desenvolvido nesta tese visa contribuir para uma melhor exploração do grandes potenciais dos mecanismos com este tipo de arquitetura.

1.1 Objetivos

O objetivo geral desta Tese é contribuir para o aumento do desempenho de manipuladores paralelos. Quanto aos objetivos específicos, propõe-se que este aprimoramento seja realizado mediante o emprego de técnicas de controle baseadas em modelo do manipulador. Neste sentido, almeja-se fornecer recomendações quanto à modelagem dinâmica, à técnica de controle mais adequada, bem como a sua implementação.

1.2 Sobre a organização do texto

O capítulo 2 apresenta a revisão da Literatura sobre o assunto, sendo que a metodologia da pesquisa é descrita no capítulo 3. A seguir, os capítulos 4 e 5 abordam a modelagem dinâmica de manipuladores seriais e paralelos, respectivamente. Com relação ao projeto dos controladores, este assunto é elaborado no capítulo 6. No capítulo 7 são apresentados os resultados mais relevantes desta Tese, além da pertinente discussão. Por fim, no capítulo 8, apresentam-se as principais conclusões da Tese e os temas sugeridos para pesquisa futura.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Considerando o tema de pesquisa desta Tese, esta revisão se concentrará em tópicos relacionados à modelagem dinâmica, ao controle e à utilização de bancada de ensaios para validação experimental.

2.1 Modelagem dinâmica

Quando se trata de modelagem dinâmica, os mecanismos seriais possuem características topológicas e cinemáticas que podem ser exploradas para facilitar a geração dos modelos cinemáticos e dinâmicos. Suas estruturas mecânicas correspondem a mecanismos de cadeia aberta, apenas com juntas ativas de um grau de liberdade, rotativas ou prismáticas. Além disso, o número de coordenadas generalizadas coincide com o número de atuadores e com a mobilidade do mecanismo [27].

De fato, o modelo cinemático pode ser obtido, recursivamente ao longo da cadeia cinemática, pelo emprego de métodos vetoriais ou matriciais, partindo-se da base e se dirigindo ao efetuador [78]. Tradicionalmente, empregam-se os vetores \mathbf{q} e \mathbf{x} para descrever as coordenadas associadas aos atuadores e ao efetuador, respectivamente [13, 17]. Enquanto que o problema direto é de resolução relativamente simples, o problema inverso demanda a realização de um processo mais elaborado. Matematicamente, este corresponde à resolução de um sistema não-linear de equações algébricas. Para algumas topologias que utilizem mecanismos esféricos nos punhos, é possível alcançar o desacoplamento das equações de posição e orientação do efetuador [101].

Com relação à dinâmica, a geração das equações também pode ser realizada de modo recursivo, partindo-se do efetuador e se dirigindo à base, sendo que a solução do problema inverso é obtida mediante a resolução de um sistema linear de equações algébricas. Por outro lado, a solução do problema dinâmico direto é alcançada pela integração de um sistema de equações diferenciais ordinárias (ODEs) [35].

Já quando se trata de mecanismos paralelos, dependendo da complexidade da estrutura, podem existir juntas de 1, 2 ou até 3 graus de liberdade, ativas ou passivas. Além disso, o número de elos geralmente é muito superior. Ao se elaborar o modelo cinemático, é possível notar que haverá um grande número de variáveis, dentre as quais algumas serão consideradas independentes e outras, dependentes [62].

No início do processo de modelagem, é comum se realizar um corte nas juntas que conectam o efetuador às cadeias cinemáticas. Deste modo, ocorrerá a decomposição do mecanismo original de cadeia fechada no elo do efetuador e nas demais cadeias. Assim, admite-se que estas cadeias possam ser tratadas como abertas. Consequentemente, as equações cinemáticas, geradas em cada cadeia, expressarão o acoplamento entre as variáveis dependentes e independentes do mecanismo. Além disso, para os manipuladores paralelos, a literatura destaca que o problema inverso da cinemática de posição é menos complexo que o direto [62].

Saha e Schielen [74] mencionam que a dinâmica inversa, uma vez definida a trajetória do efetuador, determina os esforços dos atuadores necessários para o controle, enquanto que a direta é utilizada em simulações do manipulador com o controlador.

Com relação à dinâmica, Pekal e Fraczek [70] esclarecem que a solução do problema direto pode ser obtida mediante a resolução de um sistema de equações diferenciais e algébricas (DAEs), representado pelas Eq.(2.1, 2.2)

$$\mathbb{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbb{A}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{n} \quad (2.1)$$

$$\bar{\mathbf{q}}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0} \quad (2.2)$$

Sendo

$$\mathbb{A}(\mathbf{q}, t) = \frac{\partial \bar{\mathbf{q}}}{\partial \mathbf{q}} \quad (2.3)$$

Uma alternativa é resolver o sistema representado pela Eq.(2.4),

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbb{M} & \mathbb{A}^T \\ \mathbb{A} & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbb{Y}} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{n} \\ -\mathbf{b} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

sendo

$$\mathbf{b} = \frac{\partial(\mathbb{A}\dot{\mathbf{q}})}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + 2 \frac{\partial \mathbb{A}}{\partial t} \dot{\mathbf{q}} + \frac{\partial^2 \bar{\mathbf{q}}}{\partial t^2} \quad (2.5)$$

Para melhorar a precisão associada às restrições de posição e velocidade, recomenda-se substituir \mathbf{b} por \mathbf{b}' , expresso na Eq.(2.6), que é conhecido como método de Baumgarte para a estabilização das restrições [8, 35, 63], sendo $\hat{\alpha} = \hat{\beta} = 1/t_c$, com $0.01 \lesssim t_c \lesssim 0.1$ [35].

$$\mathbf{b}' = \mathbf{b} + 2\hat{\alpha}\dot{\mathbf{q}} + \hat{\beta}^2\ddot{\mathbf{q}} \quad (2.6)$$

Um outro modo de aprimorar a precisão é alcançado pela separação das coordenadas \mathbf{q} em dois grupos: independentes $\mathbf{q}^\#$ e dependentes \mathbf{q}° . Assim, multiplica-se a Eq.(2.1) pelo complemento ortogonal [51] de \mathbb{A}^T . Pekal e Fraczek [69] discutem várias alternativas de obtenção do complemento ortogonal, dentre elas, destacam-se a decomposição QR, a decomposição em matrizes de autovalores e autovetores e a decomposição em valores singulares (SVD). Com esta ação, eliminam-se os multiplicadores de Lagrange e o número de equações se reduz à mobilidade do mecanismo. Em seguida, utiliza-se de relações cinemáticas para escrever as acelerações $\ddot{\mathbf{q}}$ em função de $\dot{\mathbf{q}}^\#$. Por consequência, somente as acelerações e velocidades independentes serão integradas no sistema de equações diferenciais. Além disso, em cada passo de integração, as variáveis dependentes \mathbf{q}° e $\dot{\mathbf{q}}^\circ$ serão calculadas a partir das independentes, estabilizando as restrições de posição e velocidade.

Quando a matriz dos coeficientes \mathbb{Y} , expressa na Eq.(2.1), for singular, os métodos numéricos normalmente empregados, como decomposição LU ou QR, não serão capazes de resolver o sistema de equações. Neste caso, costuma-se empregar \mathbb{Y}^\dagger , ou seja, a matriz inversa de Moore-Penrose. Outras formulações, como as de Udwadia-Kalaba, Udwadia-Phohomsiri e baseadas no método dos mínimos quadrados, também foram propostas para tratar as situações em que \mathbb{Y} é singular.

Segundo Mariti et al. (2011) [60], expressar o modelo dinâmico por meio de coordenadas redundantes, independentemente do formalismo escolhido, possui como propósito a realização de simulações de sistemas multicorpos, sendo que um exemplo é o software comercial MSC-Adams. No entanto, se a finalidade for o controle de manipuladores, significando que o modelo é parte integrante de implementações que demandem cálculos em tempo real, a expressão das equações dinâmicas nas coordenadas independentes é necessária.

Além disso, é largamente difundido que a escolha das variáveis cinemáticas independentes recaia sobre as componentes do vetor \mathbf{q}^* , associadas aos deslocamentos impostos pelos atuadores, e suas derivadas temporais. No entanto, alguns autores [49, 56] mencionam as vantagens de se escolher as componentes do vetor \mathbf{x} , afirmando que a expressão do modelo dinâmico nestas variáveis é menos complexa.

Na literatura, são conhecidas várias formulações para realizar a modelagem dinâmica de sistemas multicorpos, como os formalismos de Newton-Euler, Lagrange, Gibbs-Appel, Maggi, Boltzmann-Hamel, os métodos de Kane e Udwadia-Kalaba, e os princípios dos trabalhos virtuais e potências virtuais [67]. Porém, na literatura de modelagem de mecanismos paralelos, podemos destacar as seguintes formulações como as mais comumente utilizadas:

- Formalismo de Newton-Euler
- Formalismo de Lagrange
- Princípio dos Trabalhos Virtuais e das Potências Virtuais
- Formulação de Lagrange-D'Alembert
- Formalismo de Boltzmann-Hamel
- Método de Kane
- Formulação do Complemento Ortogonal Natural

2.1.1 Formalismo de Newton-Euler

A utilização do formalismo de Newton-Euler é bastante popular para a realização de simulações dinâmicas de mecanismos seriais, tendo em vista que foram desenvolvidos algoritmos recursivos super eficientes para a aplicação deste formalismo neste tipo de arquitetura, como pode ser visto em Featherstone et al. [35]. Porém, para se beneficiar deste tipo de estratégia em mecanismos paralelos, é necessária a utilização de algoritmos de fechamento de malha, os quais aumentam consideravelmente o custo computacional das simulações. Provavelmente por esta razão, aliada à questão da complexidade de implementação dos algoritmos, não foram encontrados na literatura artigos aplicando esta estratégia na modelagem de mecanismos paralelos.

Apesar da desvantagem de ter que trabalhar com forças reativas no equacionamento, não é raro encontrar na literatura trabalhos que o utilizem. Dentre estes, podemos citar os trabalhos de Arian et al. [4], Dasgupta et al. [28], Li et al. [54], Shiau et al. [76] e Zhang et al. [109].

Em [4], [54] e [28], são feitas a simulações dinâmicas inversas de mecanismos paralelos, de 3 graus de liberdade, nos dois primeiros trabalhos, e de 6 graus de liberdade, no último,

utilizando o formalismo de Newton-Euler. Em [4] e [54] as simulações são comparadas com *softwares* comerciais. Em [4], também é feita a modelagem utilizando o princípio dos trabalhos virtuais, e são comparados o número de operações e o tempo médio gasto por operação em cada formulação. Como era de se esperar, a formulação do Princípio dos Trabalhos Virtuais se mostrou muito mais eficiente em ambos os quesitos, tendo em vista que não são realizados os cálculos dos esforços reativos. Em [28] foi feita uma eliminação de boa parte dos esforços vinculares utilizando manipulações algébricas, o que possibilitou reduzir bastante o custo computacional da simulação.

Em [76] e [109], os mecanismos paralelos 3-PRS e 3-RRR, respectivamente, são modelados também utilizando o formalismo de Newton-Euler. Em ambos os trabalhos é considerado o efeito de folgas, e em [76] também o de atritos. A partir dos modelos obtidos, em ambos são feitas simulações dinâmicas diretas. Em [109] é utilizado o método de estabilização de Baumgarte [8] para estabilizar a integração numérica. Em [76], além das simulações, é feita a linearização do modelo dinâmico para determinar as frequências naturais do mecanismo em função da posição do efetuador.

2.1.2 Formalismo de Lagrange

Formulações baseadas na mecânica analítica em geral são muito mais atrativas para realizar a modelagem de mecanismos paralelos, tendo em vista que os esforços vinculares não mais aparecem no equacionamento. Isso justifica a popularidade das escolhas pelo formalismo de Lagrange e pelos princípios dos trabalhos virtuais e das potências virtuais para realizar esta tarefa.

Dentre os trabalhos que utilizam o formalismo de Lagrange, podemos citar os trabalhos de Li et al. [57], Singh et al. [79–81] e Yao et al. [105].

Em [79], [80] e [81], são modelados 3 mecanismos paralelos planos de 3 graus de liberdade utilizando o formalismo de Lagrange. Em todos, são realizadas simulações dinâmicas diretas comparando o desempenho de diversas leis de controle. Apenas em [80] é realizada uma dedução completa do modelo dinâmico mostrando a expressão deduzida do modelo. Curiosamente, são adotadas as coordenadas do efetuador como coordenadas generalizadas, e a dedução se mostra relativamente simples para essa arquitetura escolhida, com essa escolha de variáveis.

Já em [57], um mecanismo paralelo espacial de 3 graus de liberdade é modelado, utilizando o formalismo de Lagrange com multiplicadores e o princípio dos trabalhos virtuais,

sendo que no último são utilizadas hipóteses simplificadoras. São realizadas simulações dinâmicas inversas e são comparados os resultados utilizando o modelo completo com os resultados utilizando o modelo simplificado.

Em [105], é feita a simulação dinâmica inversa de um mecanismo ainda mais complexo, de 5 graus de liberdade e atuação redundante, também utilizando o formalismo de Lagrange e métodos de otimização para determinar os esforços. Este trabalho, porém, também mostra muito pouco da dedução. Assim, dados a complexidade do mecanismo e o fato de que não é comentado em lugar nenhum o uso de coordenadas redundantes, imagina-se que o modelo utilizado seja um modelo simplificado.

2.1.3 Princípio dos Trabalhos Virtuais e das Potências Virtuais

Levando-se em conta a revisão feita, não foi percebida uma grande diferença de popularidade entre a utilização dos formalismos de Newton-Euler e Lagrange nos artigos que tratam da modelagem dinâmica de mecanismos paralelos. Porém, uma abordagem que se mostrou extremamente popular foi a utilização das formulações do princípio dos trabalhos virtuais ou do princípio das potências virtuais. Dentre os trabalhos que utilizam estes princípios, podemos citar os trabalhos de Arian et al. [4] (já comentado), Codourey et al. [24, 25], Gallardo-Alvarado et al. [38], Geike et al. [39], Li et al. [53, 56], Staicu et al. [87–93], Wu et. al [103], Zhao et al. [110, 111] e Zhu et al. [112].

No trabalhos de Codourey et al. [24, 25] e no de Li et al. [56], são modelados mecanismos paralelos de 3 graus de liberdade, do tipo DELTA nos dois primeiros, e do tipo 3-PRS no terceiro, utilizando o princípio dos trabalhos virtuais. São desprezadas as inérncias distribuídas dos elos ligados à plataforma, e suas massas são distribuídas entre as duas pontas em que cada elo é ligado, de modo a simplificar o processo de modelagem.

Já em [38], é modelado um robô paralelo de 4 graus de liberdade utilizando a teoria das helicóides e o princípio dos trabalhos virtuais.

Em [39], é proposta uma metodologia de modelagem interessante, na qual já se dividem as coordenadas generalizadas em um conjunto de variáveis dependentes e outro de variáveis independentes, utilizando a relação entre seus deslocamentos virtuais para obter as equações de movimento. A metodologia é utilizada para realizar a simulação dinâmica inversa de dois mecanismos paralelos, um de 3 graus de liberdade e outro de 6. Além disso, é discutida qual é a forma mais eficiente de implementação da metodologia desenvolvida.

Nos trabalhos de Staicu et al. [87–93] e no de Li et al. [53] são modelados mecanismos paralelos de 3 graus de liberdade utilizando uma metodologia de modelagem recursiva matricial baseada no princípio dos trabalhos virtuais ou no princípio das potências virtuais, e são realizadas simulações dinâmicas inversas. Esses trabalhos apresentam longos equacionamentos para não precisar recorrer a simplificações; porém, em todos os trabalhos, perto do final da dedução do modelo dinâmico, cita-se que será usada a *equação fundamental da dinâmica de robôs paralelos*, a qual está publicada em [86]. Este artigo, porém, está escrito em francês e é muito difícil de ser encontrado.

Por fim, nos trabalhos de Zhao et al. [110, 111] e de Zhu et al. [112], são modelados, utilizando o princípio dos trabalhos virtuais e o conceito de jacobianos dos elos, mecanismos paralelos de 6 graus de liberdade nos dois primeiros, e de 3 graus de liberdade no terceiro, sendo que em [111] o mecanismo possui atuação redundante. Em todos são realizadas simulações dinâmicas inversas.

2.1.4 Formulação de Lagrange-D'Alembert

Além disso, foram encontrados trabalhos que utilizam uma mistura do Princípio dos Trabalhos Virtuais com o formalismo de Lagrange, denominada formulação de Lagrange-D'Alembert, dentre os quais podemos citar o de Cheng et al [21] e Yen et al. [106].

O trabalho de Cheng et al [21], pois nele é utilizada a formulação de Lagrange-D'Alembert para deduzir uma formulação de acoplamento de subsistemas. A formulação é utilizada para obter o modelo dinâmico de um mecanismo paralelo de 2 graus de liberdade com atuação redundante. São utilizados os modelos já conhecidos para as cadeias seriais, e é feito o acoplamento dos subsistemas a partir de jacobianos dos vínculos cinemáticos.

Em [106], também é utilizada uma estratégia de acoplamento de subsistemas, também deduzida a partir formulação de Lagrange-D'Alembert, para obter o modelo dinâmico de um mecanismo paralelo de 3 graus de liberdade. No entanto, neste trabalho, a estratégia não é apresentada de uma maneira mais geral, podendo dar a impressão ao leitor de que isso só foi possível devido à topologia particular do mecanismo em questão. São realizadas simulações dinâmicas diretas do controle de posição do mecanismo, utilizando controladores as técnicas de controle PID e Controle por Torque Computado, as quais são comparadas com resultados experimentais utilizando as mesmas estratégias de controle.

2.1.5 Método de Kane

Uma formulação que é bastante popular na literatura de mecanismos seriais, porém não muito popular na literatura de mecanismos paralelos, é o Método de Kane [47]. Dentre os poucos trabalhos que utilizam esta formulação para realizar a modelagem dinâmica de mecanismos paralelos, podemos citar os trabalhos de Ben-Horina et al. [10] e Shukla et al. [77].

Em [10], é realizada a modelagem dinâmica, utilizando o método de Kane, de um robô paralelo de 6 graus de liberdade, cuja atuação é feita por 3 atuadores planos, os quais apresentam 2 graus de liberdade cada. A modelagem é feita com o auxílio do *software* AUTOLEV. São realizadas simulações dinâmicas inversas do mecanismo proposto, e de mais dois mecanismos de 6 graus de liberdade, para efeito de comparação.

Em [77], também é realizada a modelagem dinâmica de um mecanismo paralelo de 6 graus de liberdade, uma plataforma de Gough–Stewart, utilizando o método de Kane. São realizadas simulações dinâmicas diretas do controle do mecanismo, considerando a dinâmica dos atuadores, utilizando malhas de controle do tipo PID em cascata e compensadores de atraso.

2.1.6 Formalismo de Boltzmann-Hamel

O Formalismo de Boltzmann-Hamel [44] também não se mostrou muito popular na literatura de modelagem dinâmica de mecanismos paralelos. Dentre os trabalhos encontrados, podemos citar os trabalhos de Abdellatif et al. [1] e o de Altuzarra et al. [7].

Tanto em [1] quanto em [7], são utilizadas as equações de Boltzmann-Hamel para a deduzir formulações que permitem a obtenção do modelo dinâmico explícito de mecanismos paralelos através dos modelos das cadeias seriais, do efetuador, e jacobianos dos vínculos cinemáticos. Em [7], é utilizada a formulação proposta para obter o modelo dinâmico do mecanismo 3-PRS. Em [1] são apresentadas simulações dinâmicas inversa e direta, sendo esta última com leis de controle baseadas no modelo, de um mecanismo paralelo de 6 graus de liberdade.

2.1.7 Formulação do Complemento Ortogonal Natural

A formulação do Complemento Ortogonal Natural foi proposta por Angeles et al. em [3]. Sua principal idéia é projetar as equações dinâmicas de cada corpo rígido do sistema

em um espaço ortogonal às reações vinculares. Este procedimento é realizado através da obtenção de um complemento ortogonal ao jacobiano das equações de vínculo obtido através de relações cinemáticas dos *twists* de cada corpo com um conjunto de quasi-velocidades independentes. Formulações similares são bastante exploradas por Orsino et al. em [66], e generalizadas em [67]. Dentre os trabalhos que utilizam esta formulação, podemos citar os trabalhos de Akbarzadeh et al. [5], Khan et al. [50] e Xi et al. [104].

Em [5], é descrita uma metodologia genérica de modelagem dinâmica multi-corpos utilizando a formulação do Complemento Ortogonal Natural. Basicamente são obtidos os modelos dinâmicos desacoplados de cada corpo rígido, utilizando a formulação de Newton-Euler, e é feito oacomplamento das equações dinâmicas através do uso do Complemento Ortogonal Natural. A metodologia proposta é aplicada em um mecanismo paralelo esférico do tipo SST e são realizadas simulações dinâmicas inversa e direta do mecanismo.

Em [104], é realizada a modelagem dinâmica de um mecanismo paralelos de 6 graus de liberdade, do tipo hexapod, utilizando a formulação do Complemento Ortogonal Natural. São realizadas simulações dinâmicas inversas do mecanismos em altas e baixas velocidades.

Por fim, em [50], é proposta uma metodologia recursiva de modelagem baseada na formulação do Complemento Ortogonal Natural. A metodologia proposta é utilizada para a obtenção do modelo dinâmico de um mecanismo paralelo plano do tipo 3-RRR, realizando primeiro a modelagem dinâmica das cadeias seriais, e acoplando-as utilizando o Complemento Ortogonal Natural. Também é realizada a simulação dinâmica inversa do mecanismo, utilizando o modelo obtido.

2.2 Controle

Existem diversas técnicas propostas pela literatura para realizar o controle de mecanismos paralelos. Dentre elas, podemos destacar:

- Controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID)
- Controle por Torque Computado (CTC)
- Controle por Torque Computado com pré-alimentação (CTCp)
- Controle por Torque Computado Estendido (CTCe)
- Controle Preditivo Baseado em Modelo (CPM)

- Controle Adaptativo
- Controle por Modos Deslizantes (CMD)

A técnica mais simples consiste na utilização de malhas do tipo PID, controlando cada junta ativa de maneira independente, considerando a dinâmica do mecanismo como distúrbios de controle. Essa técnica é caracterizada por sua facilidade de projeto e implementação, tanto em hardware quanto em software, além de exibir um desempenho satisfatório para movimento lento. Porém, essa técnica não se mostra adequada para a realização de trajetórias em altas velocidades e/ou acelerações [41, 113].

Uma das técnicas de controle mais exploradas na literatura é o Controle por Torque Computado (CTC). Basicamente, é um caso particular da técnica de controle não linear conhecida como Linearização pela Realimentação [82], aplicado a sistemas mecânicos. A técnica consiste na utilização de duas malhas de controle, uma malha que realiza o desacoplamento do sistema e a compensação das não linearidades, e outra malha composta por PIDs independentes [27], como pode ser visto na figura 2. Como resultado, alcança-se um desempenho superior àquele obtido utilizando simples PIDs, permitindo inclusive a realização de trajetórias precisas em altas velocidades e/ou acelerações. No entanto, seu desempenho poderá ser limitado pela qualidade/fidelidade do modelo dinâmico utilizado para a compensação das não linearidades [83]. Sua implementação também é mais complexa, visto que é necessário calcular o modelo dinâmico inverso em tempo real, o que também aumenta consideravelmente seu custo computacional. Além disso, a técnica é sensível a incertezas estruturadas (paramétricas) e não estruturadas (dinâmicas não modeladas). Como exemplos de utilização do CTC, podem ser citados os trabalhos de Cheng et al. [22], Li e Wu [56], Li e Fu [55], Shang et al. [75] e Yen et al. [106].

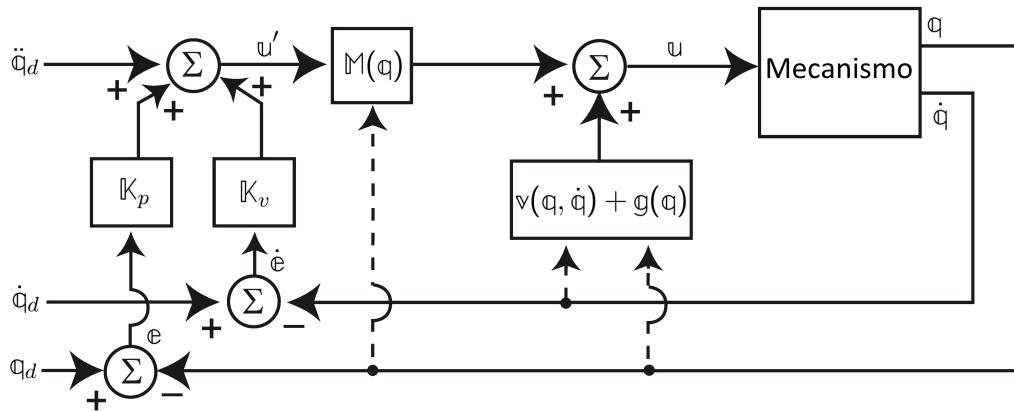


Figura 2: Malha de CTC (Adaptado de [27])

Visando a redução do custo computacional associado ao cálculo do modelo dinâmico

em tempo real, alguns autores propõe a utilização do CTC com pré-alimentação (CTCp) [48, 78, 85]. Essa técnica é similar ao CTC, com a diferença de que a compensação das não linearidades é feita por pré-alimentação e não mais por realimentação, como pode ser visto na figura 3. Consequentemente, realiza-se o cálculo do modelo dinâmico previamente, diminuindo-se o custo computacional.

De fato, Codourey [24] obteve uma redução de 600% no erro de posição utilizando o CTCp em um ensaio experimental com o robô DELTA, ao substituir os PDs originais. Na simulação do controle de um mecanismo 6-UPS, Wang et al. [102] utilizaram em cascata controladores lineares de posição, velocidade e corrente em cada junta ativa, além de uma compensação dinâmica por pré-alimentação dos distúrbios de torque.

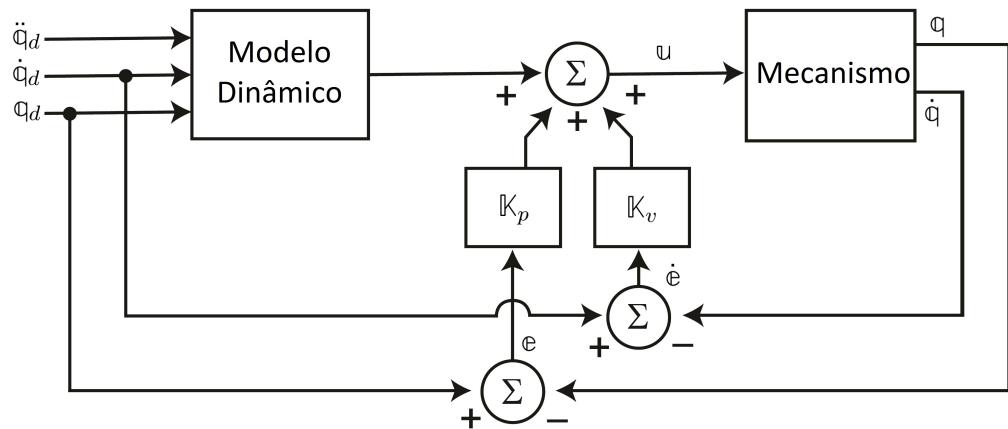


Figura 3: Malha de CTCp (Adaptado de [27])

Com o intuito de melhorar a robustez do CTC associada a incertezas paramétricas, Zubizarreta et al. [113–116] propuseram o Controle por Torque Computado Estendido (CTCe), que utiliza informação redundante obtida pelo sensoriamento de juntas passivas. Em [113], os controladores propostos demonstraram maior robustez, principalmente em relação a parâmetros cinemáticos, durante as simulações realizadas com o mecanismo 3-RRR.

Outra técnica alternativa, aplicada a mecanismos paralelos, é o controle preditivo baseado em modelo (CPM). Para a sua implementação, o CPM necessita minimizar uma função objetivo, dependente das saídas e do esforço de controle, ambos calculados em tempo futuro [14]. Assim, dependendo do modelo utilizado, o processo de otimização pode agregar um custo computacional que inviabilize o controle, comprometendo a motivação inicial de aprimorar o desempenho do sistema. Como exemplos de utilização do CPM, podem ser citados os trabalhos de Vivas et al. [100] e Duchaine et al. [32].

Com o propósito de controlar o mecanismo H4, Vivas et al. [100] utilizaram uma

malha de CPM linear e outra malha para compensação das não linearidades. Após a comparação do desempenho do controlador proposto com o CTC, os autores observaram maior robustez do CPM a incertezas paramétricas.

Duchaine et al. [32], por sua vez, propuseram um controlador preditivo baseado no modelo não linear de um mecanismo paralelo de 6 graus de liberdade. Visando a obtenção de uma solução analítica para o problema de otimização, foram adotadas diversas hipóteses simplificadoras no modelo dinâmico do mecanismo. Com o intuito de comparar o controlador proposto com um PID, foram feitos alguns experimentos, onde se observou que o CPM apresentou erro nulo de posição no final da trajetória, enquanto que o PID demorou um tempo considerável para alcançar erro nulo. Foi verificada a equivalência entre o custo computacional dos 2 controladores.

O controle adaptativo, também encontrado na literatura, caracteriza-se pela utilização de leis de adaptação para realizar a estimativa em tempo real de parâmetros do sistema ou de termos de compensação dinâmica, como pode ser visto na figura 4. Sendo assim, as técnicas de controle adaptativo possibilitam que o sistema se torne praticamente insensível a incertezas paramétricas. Para o caso em que se realiza a estimativa em tempo real dos parâmetros do sistema, pode-se dizer que o custo computacional é superior ao do CTC, visto que é necessário integrar as leis de adaptação em tempo real. Além disso, é necessário obter o modelo dinâmico linear em relação aos parâmetros do sistema [84], o que pode ser uma tarefa difícil, inviabilizando, em alguns casos, a aplicação da técnica. Em [25] é proposto um algoritmo de obtenção do modelo dinâmico simplificado de mecanismos paralelos nesse formato.

Em [84] é proposta uma lei de controle que combina o controle adaptativo com a técnica de controle robusto conhecida por Controle por Modos Deslizantes. Chemori et al. [19] utilizaram essa técnica com o intuito de diminuir os erros de posição em regime permanente no controle de um mecanismo paralelo do tipo PAR2. Por outro lado, Honegger et al. [41] empregaram o controle adaptativo com estimativa em tempo real dos parâmetros do sistemas, realizando a compensação dinâmica por pré-alimentação, em um mecanismo paralelo do tipo Hexaglide.

Outra técnica promissora para aplicação em mecanismos paralelos é o Controle por Modos Deslizantes (CMD). A técnica consiste no projeto de leis de controle que levem o sistema para superfícies de escorregamento no espaço de fase, de modo que assim que o sistema atinja e é mantido nas superfícies de escorregamento, o erro de controle decai exponencialmente para zero [82]. Para garantir que o sistema atinja em tempo finito e

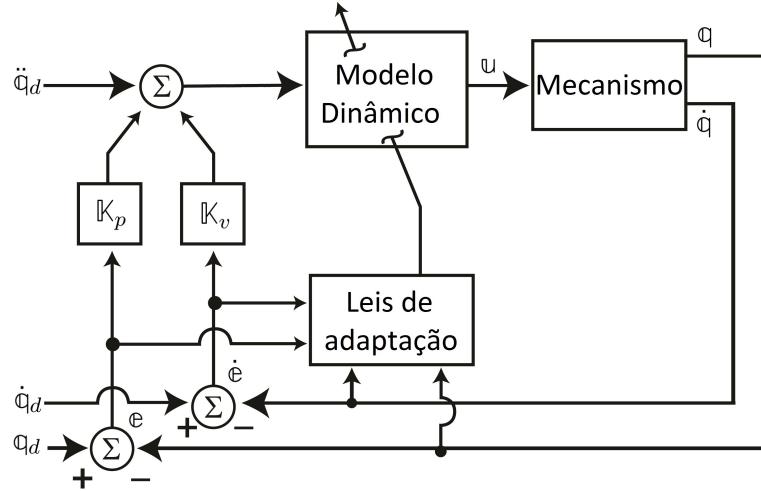


Figura 4: Malha de controle adaptativo (Adaptado de [27])

se mantenha nas superfícies de escorregamento, são utilizados termos descontínuos na lei de controle, o que pode causar problemas de oscilações bruscas em alta frequência nos esforços de controle (*chattering*). Em [40] e [99] são propostas técnicas para evitar esse tipo de problema. A grande vantagem da utilização deste tipo de lei de controle é sua grande robustez a incertezas estruturadas e não estruturadas, sendo possível realizar o projeto do controlador de modo a suprimir um dado nível de incertezas paramétricas. Em [83] é proposta uma metodologia de projeto de Controle por Modos Deslizantes para manipuladores robóticos seriais.

Na literatura são encontradas diversos artigos utilizando a técnica de CMD aliada à lógica *fuzzy* e/ou redes neurais para o controle de manipuladores robóticos [9, 34, 42, 73]. Begon et al. [9] propuseram uma lei de controle baseada na teoria de CMD e na utilização de lógica *fuzzy* para controlar de maneira independente os atuadores de um mecanismo paralelo do tipo Hexa. A técnica proposta teve o intuito de obter a robustez característica do CDM sem necessitar de uma lei de controle com termos descontínuos, evitando o *chattering*.

Em [107], Zeinali et al. desenvolveram uma lei de controle baseada nas teorias de CMD e controle adaptativo. O controlador desenvolvido realiza a compensação dinâmica em tempo real do erro de modelagem através de uma lei de adaptação. Além disso, substitui o termo descontínuo da lei de controle por um termo do tipo PID, com o intuito de evitar o *chattering*. A estabilidade e robustez da lei de controle proposta foram provadas utilizando a teoria de estabilidade de Lyapunov [82]. A robustez da lei de controle foi verificada através de simulações do controlador proposto aplicado a um mecanismo serial do tipo RR, nas quais o controlador conseguiu manter erros de posição muito pequenos em regime

permanente, mesmo sendo baseado em um modelo muito pobre e na presença de distúrbios de torque. A técnica apresentada se mostra promissora, porém, como no artigo foi feita apenas a simulação da lei de controle em um mecanismo serial bidimensional, ainda não se pode afirmar nada sobre seu desempenho em mecanismos paralelos tridimensionais.

2.3 Conclusões

Após a realização das revisões da literatura relativas à modelagem dinâmica e ao controle de mecanismos paralelos, é possível perceber alguns fatos que valem a pena ser comentados.

Primeiramente, em relação à modelagem dinâmica, em boa parte dos trabalhos, a modelagem é realizada de uma maneira um tanto quanto ineficiente, tanto no sentido do trabalho necessário para realizar a dedução, quanto na parte da implementação, como é o caso dos artigos citados que utilizam o formalismo de Newton-Euler.

Por outro lado, há artigos que propõe formulações que se mostram muito eficientes no processo de modelagem, as quais se utilizam de artifícios de modularidade e/ou recursividade, como os trabalhos citados baseados na formulação do Complemento Ortogonal Natural. No entanto, praticamente todas essas formulações nesseccitam do cálculo de derivadas de jacobianos de maneira simbólica, o que dificulta muito o processo de automatização desses métodos. Além disso, conforme a complexidade dos mecanismos aumenta, essas derivadas tendem a gerar expressões maiores e mais complexas.

Também não foram encontrados trabalhos que propõe um conjunto de parâmetros que definam a arquitetura de pelo menos uma classe de mecanismos paralelos, análogos aos parâmetros de Denavit-Hartemberg para os mecanismos seriais [29].

Com relação à revisão das técnicas de controle aplicadas a mecanismos paralelos, foi possível perceber que, apesar de até que uma boa parte apresentar resultados experimentais [9, 19, 22, 24, 32, 41, 75, 100, 106], são poucos os que realmente apresentam uma análise um pouco mais elaborada. Além disso, há menos trabalhos experimentais que mostram a eficácia técnicas que podem superar ou bater de frente com o Controle por Torque Computado. Também não foram encontrados trabalhos que tratam da questão da implementação de técnicas de controle baseado em modelo e da questão de como reduzir seu custo computacional.

Sendo assim, com relação à modelagem dinâmica, esta Tese visa contribuir através do desenvolvimento de um algoritmo genérico para a modelagem dinâmica de mecanismos

paralelos que: utiliza estratégias modulares; não necessita do cálculo simbólico de derivadas; e propõe uma maneira de descrever a topologia deste tipo de mecanismo utilizando um conjunto de parâmetros.

Em relação ao controle, esta tese visa construir através da proposição de novas leis de controle híbridas, as quais adicionam termos de controle robusto a técnicas de controle já bastante populares na literatura, e da comprovação experimental da eficácia das técnicas propostas no controle de mecanismos paralelos.

3 METODOLOGIA DA PESQUISA

Fundamentalmente, a metodologia desta pesquisa compreende a execução de seis fases, abrangendo desde o desenvolvimento de algoritmos para as modelagens cinemática e dinâmica ao projeto de controladores e sua validação experimental.

3.1 Primeira fase

Desenvolver um algoritmo genérico, capaz de gerar os modelos dinâmicos completos de mecanismos paralelos que operem em espaço plano, esférico ou tridimensional. Esta geração parte da definição da topologia do mecanismo paralelo, suas cadeias cinemáticas, descrevendo a localização relativa de seus elos e juntas.

Dentre os efeitos de modelagem considerados, destacam-se os decorrentes da inércia efetiva e acoplada, das forças de Coriolis e centrífugas, da força gravitacional, bem como dos esforços dos atuadores. Pretende-se que a geração dos modelos seja realizada de forma implícita. Para tanto, será empregado o método Recursivo Modular de Modelagem (RMM) proposto por Orsino [67] que, por meio da definição de níveis hierárquicos da estrutura de um sistema mecânico e a descrição da dependência das variáveis cinemáticas envolvidas, permite o acoplamento de subsistemas multicorpos.

3.2 Segunda fase

Efetuar as modelagens cinemática e dinâmica do mecanismo articulado plano 5R [66], utilizando o algoritmo desenvolvido na fase anterior.

3.3 Terceira fase

Nesta fase, diferentes técnicas de controle serão avaliadas sob a perspectiva de sua utilização em manipuladores paralelos. Assim, em princípio, esta pesquisa foca na síntese

de um controlador não-linear robusto e de alto desempenho. Para tanto, serão consideradas as incertezas paramétricas e a possibilidade de atuação redundante [22], além de estratégias para a determinação de leis de controle com custo computacional consideravelmente menor do que as tradicionais, que empreguem o Controle por Torque Computado [27, 113].

3.4 Quarta fase

Avaliar o emprego de diferentes técnicas de controle de trajetória aplicadas especificamente para o manipulador 5R, empregando a metodologia da terceira fase.

3.5 Quinta fase

Realizar diversas simulações que permitam observar a consistência dos resultados, no tocante às análises cinemáticas direta e inversa, bem como das análises dinâmicas direta e inversa. Além disso, serão determinadas as respostas dinâmicas do manipulador sujeito às distintas leis de controle sintetizadas.

3.6 Sexta fase

De modo a avaliar o desempenho previsto pelo uso de diferentes controladores para o manipulador paralelo 5R (figura 5), será realizada a validação experimental em uma das bancadas de ensaio do LaMMAr. Para tanto, serão escolhidas duas trajetórias: uma que considere o comportamento em regime permanente e outra em regime transitório.

Neste sentido, almeja-se observar se haverá alguma diferença de desempenho se o controle for executado no espaço das juntas ou no da tarefa. Além disso, pretende-se considerar os efeitos da implementação de técnicas de controle puras ou combinadas. Para auxiliar na comparação entre as técnicas de controle, serão definidas duas métricas: uma que considere o erro de posicionamento do efetuador e outra a magnitude dos torques dos atuadores.

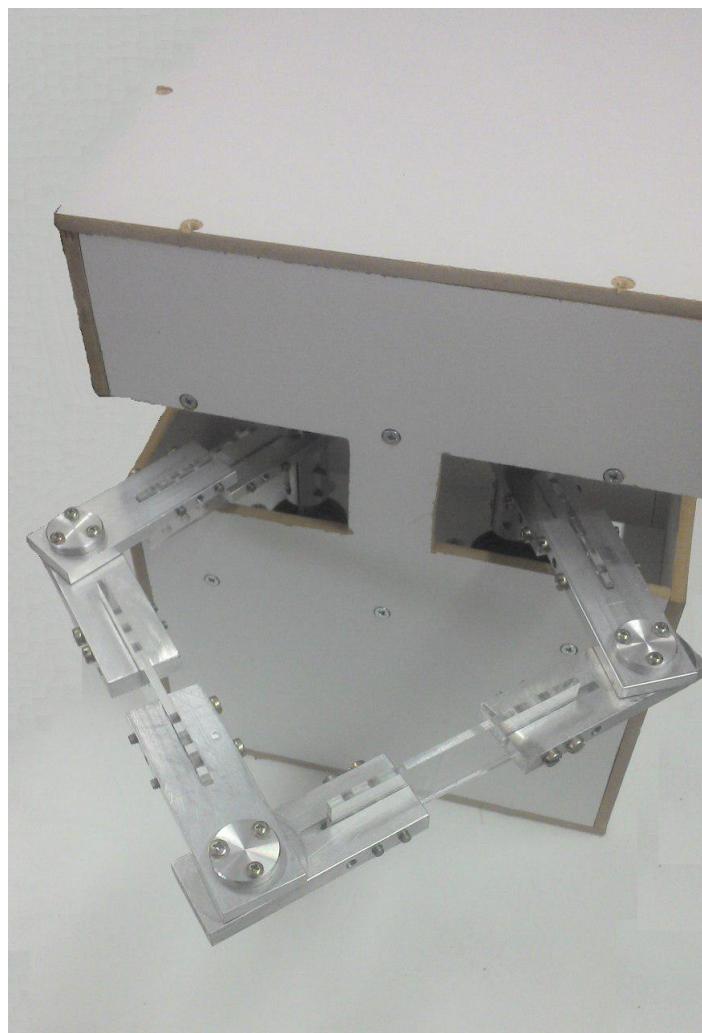


Figura 5: Protótipo do mecanismo 5R

PARTE II

MODELAGEM

4 MODELAGEM DE MANIPULADORES SERIAIS

*“Não é que eu goste de complicar as coisas, elas
é que gostam de ser complicadas comigo”*

-- Lewis Carroll

Este capítulo tem o intuito de apresentar um algoritmo genérico para a obtenção do modelo cinemático e dinâmico de mecanismos seriais. O algoritmo apresentado é implementável em linguagens de programação comumente usadas atualmente, como C++, Java e Python, sem necessitar de recursos de manipulação simbólica.

Para a obtenção do modelo, são necessários apenas os parâmetros de Denavit-Hartenberg [13, 27, 29, 59] do mecanismo e as posições dos centros de massa dos ligamentos em relação aos sistemas de coordenadas fixos aos ligamentos.

Seja \mathcal{B} um sistema mecânico serial de ν graus de liberdade. Primeiramente, fazemos as seguintes definições:

- \mathcal{N} ou \mathcal{B}_0 : referencial inercial.
- \mathbb{N} ou \mathcal{B}_0 : sistema de coordenadas da base do mecanismo, fixo a \mathcal{N} .
- \mathcal{B}_i , $i = 1, \dots, \nu$: i-ésimo ligamento.
- \mathbb{B}_i , $i = 1, \dots, \nu$: sistema de coordenadas solidário a \mathcal{B}_i .
- \mathbf{o}_i , $i = 0, \dots, \nu$: origem do sistema \mathbb{B}_i .
- $\{\mathbf{i}_i, \mathbf{j}_i, \mathbf{k}_i\}$, $i = 0, \dots, \nu$: base ortonormal do sistema \mathbb{B}_i .
- \mathbf{g}_i , $i = 1, \dots, \nu$: centro de massa de \mathcal{B}_i .
- \mathbf{x} : ponto no espaço fixo ao efetuador.
- m_i : massa da barra \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i}$: tensor de inércia da barra \mathcal{B}_i em relação a seu centro de massa.
- \mathbb{I}_i : tensor de inércia $\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i}$ escrito na base \mathbb{N} , ou seja, $[\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i}]_{\mathbb{N}|\mathbb{N}}$.

- $q_i, i = 1, \dots, \nu$: deslocamento relativo (angular ou linear) da i -ésima junta.
- \mathbf{q} : matriz-coluna de ν coordenadas generalizadas independentes. É dada por $\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 & \dots & q_\nu \end{bmatrix}^\top$.
- \mathbf{g} : Vetor aceleração gravitacional.
- $\mathbf{\bar{g}}$: Vetor aceleração gravitacional escrito na base \mathbb{N} , ou seja, $[\mathbf{g}]_{\mathbb{N}}$.
- \mathbf{f}_i : Vetor força não-reativa resultante aplicada no centro de massa de \mathcal{B}_i .
- $\boldsymbol{\tau}_i$: Vetor torque não-reativo resultante aplicado em \mathcal{B}_i .
- $\bar{\mathbf{f}}_i$: Matriz-coluna de forças não-reativas generalizadas aplicadas no subsistema \mathcal{B}_i . É dada por $\bar{\mathbf{f}}_i = \begin{bmatrix} [\mathbf{f}_i]_{\mathbb{N}}^\top & [\boldsymbol{\tau}_i]_{\mathbb{N}}^\top \end{bmatrix}^\top$.

4.1 Cinemática

4.1.1 Cinemática de posição

Dados os parâmetros de Denavit-Hartemberg a_i, α_i, d_i e θ_i , com $1 \leq i \leq \nu$, é possível obter as matrizes de transformação homogênea $[\mathbf{1}]_{\mathcal{B}_{i-1} \mid \mathcal{B}_i}^H$ a partir da seguinte expressão [13] :

$$[\mathbf{1}]_{\mathcal{B}_{i-1} \mid \mathcal{B}_i}^H = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cos \alpha_i & \sin \theta_i \sin \alpha_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cos \alpha_i & -\cos \theta_i \sin \alpha_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.1)$$

Tendo obtido $[\mathbf{1}]_{\mathcal{B}_{i-1} \mid \mathcal{B}_i}^H$, é possível obter as transformações homogêneas que relacionam os sistemas solidários aos ligamentos (\mathcal{B}_i) ao sistema da base (\mathbb{N}) pela seguinte expressão recursiva:

$$[\mathbf{1}]_{\mathbb{N} \mid \mathcal{B}_i}^H = \begin{cases} [\mathbf{1}]_{\mathcal{B}_0 \mid \mathcal{B}_1}^H, & \text{se } i = 1 \\ [\mathbf{1}]_{\mathbb{N} \mid \mathcal{B}_{i-1}}^H \cdot [\mathbf{1}]_{\mathcal{B}_{i-1} \mid \mathcal{B}_i}^H, & \text{se } i > 1 \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.2)$$

As matrizes $[\mathbf{1}]_{\mathbb{N}|\mathbb{B}_i}^H$ apresentam o seguinte formato:

$$[\mathbf{1}]_{\mathbb{N}|\mathbb{B}_i}^H = \begin{bmatrix} [i_i]_{\mathbb{N}} & [j_i]_{\mathbb{N}} & [\mathbf{k}_i]_{\mathbb{N}} & [\mathbf{o}_i]_{\mathbb{N}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Sendo assim, tendo obtido $[\mathbf{1}]_{\mathbb{N}|\mathbb{B}_i}^H$, automaticamente obtemos $[i_i]_{\mathbb{N}}, [j_i]_{\mathbb{N}}, [\mathbf{k}_i]_{\mathbb{N}}$ e $[\mathbf{o}_i]_{\mathbb{N}}$.

Note que também obtemos as coordenadas do efetuador no sistema da base, pois

$$[\mathbf{x}]_{\mathbb{N}} = [\mathbf{o}_{\nu}]_{\mathbb{N}} \quad (4.4)$$

Além disso, como $[g_i]_{\mathbb{B}_i}$ são dados de entrada do algoritmo, obtemos as coordenadas dos centros de massa dos ligamentos no sistema da base através da seguinte expressão:

$$[g_i]_{\mathbb{N}}^H = [\mathbf{1}]_{\mathbb{N}|\mathbb{B}_i}^H \cdot [g_i]_{\mathbb{B}_i}^H \quad (4.5)$$

4.1.2 Cinemática de velocidades lineares

A velocidade do efetuador pode ser obtida aplicando recursivamente o princípio da composição de movimentos para velocidades lineares deduzido anteriormente (A.22):

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}0} = \mathbf{v}_{\mathbf{x}|\mathbb{B}_1}^{\mathbb{B}0} + \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}1} \quad (4.6)$$

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}1} = \mathbf{v}_{\mathbf{x}|\mathbb{B}_2}^{\mathbb{B}1} + \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}2} \quad (4.7)$$

⋮

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_{i-1}} = \mathbf{v}_{\mathbf{x}|\mathbb{B}_i}^{\mathbb{B}_{i-1}} + \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_i} \quad (4.8)$$

⋮

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_{\nu-1}} = \mathbf{v}_{\mathbf{x}|\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_{\nu-1}} + \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_{\nu}} \quad (4.9)$$

Como \mathbf{x} é fixo a \mathbb{B}_{ν} , temos que:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_{\nu}} = \mathbf{0} \quad (4.10)$$

Sendo assim, a velocidade do efetuador em relação a cada um dos referenciais pode ser obtida recursivamente pela seguinte expressão:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathbb{B}_i} + \mathbf{v}_{\mathbf{x}|\mathbb{B}_i}^{\mathbb{B}_{i-1}}, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.11)$$

Sendo que, a partir da equação (A.13), a velocidade de arrastamento de cada uma das juntas é dada por:

$$\boldsymbol{v}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \dot{q}_i \boldsymbol{k}_{i-1}, & \text{i-ésima junta prismática} \\ \dot{q}_i \boldsymbol{k}_{i-1} \wedge \boldsymbol{r}_{\mathbf{o}_{i-1}|\mathbf{x}}, & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.12)$$

Fazendo as seguintes definições:

$$\mathbb{J}_v(\mathbf{q}) = \begin{cases} [\boldsymbol{k}_{i-1}]_{\mathbf{N}}, & \text{i-ésima junta prismática} \\ [\boldsymbol{k}_{i-1}]_{\mathbf{N}} \wedge ([\mathbf{x}]_{\mathbf{N}} - [\mathbf{o}_{i-1}]_{\mathbf{N}}), & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.13)$$

$$\mathbf{v}_i = [\boldsymbol{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i}]_{\mathbf{N}} \quad (4.14)$$

$$\mathbf{v}^* = \mathbf{v}_0 = [\boldsymbol{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{N}}]_{\mathbf{N}} \quad (4.15)$$

Temos que:

$$[\boldsymbol{v}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}}]_{\mathbf{N}} = \mathbb{J}_v \dot{q}_i, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.16)$$

$$\mathbf{v}_{i-1} = \begin{cases} \emptyset, & i = \nu + 1 \\ \mathbf{v}_i + \mathbb{J}_v \dot{q}_i, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.17)$$

$$\mathbf{v}^*(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_v(\mathbf{q}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4.18)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_v(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_v 1(\mathbf{q}) & \dots & \mathbb{J}_v \nu(\mathbf{q}) \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Para obter as velocidades dos centros de massa dos ligamentos, seguimos a mesma linha de raciocínio e obtemos os seguintes resultados:

Definindo:

$$\dot{J}_{v,i,j}(\mathbf{q}) = \begin{cases} 0, & j > i \\ [\mathbf{k}_{j-1}]_{\mathbb{N}}, & j \leq i \text{ e } j\text{-ésima junta prismática} \quad i, j = 1, \dots, \nu \\ [\mathbf{k}_{j-1}]_{\mathbb{N}} \wedge ([\mathbf{g}_i]_{\mathbb{N}} - [\mathbf{o}_{j-1}]_{\mathbb{N}}), & j \leq i \text{ e } j\text{-ésima junta rotativa} \end{cases}$$

(4.20)

$$\mathbf{v}_{i,j} = [\mathbf{v}_{\mathbf{g}_i}^{\mathbb{B}_j}]_{\mathbb{N}} \quad (4.21)$$

$$\mathbf{v}_i^* = \mathbf{v}_{i,0} = [\mathbf{v}_{\mathbf{g}_i}^{\mathcal{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.22)$$

Temos:

$$\mathbf{v}_{i,j-1} = \begin{cases} 0, & j = i + 1 \\ \mathbf{v}_{i,j} + \dot{J}_{v,i,j} \dot{q}_j, & 1 \leq j \leq i \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu, j = i + 1, \dots, 1 \quad (4.23)$$

$$\mathbf{v}_i^*(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_{v,i}(\mathbf{q}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4.24)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_{v,i}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \dot{J}_{v,i,1}(\mathbf{q}) & \dots & \dot{J}_{v,i,\nu}(\mathbf{q}) \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

4.1.3 Cinemática de velocidades angulares

A velocidade angular do efetuador pode ser obtida aplicando recursivamente o princípio da composição de movimentos para velocidades angulares deduzido anteriormente (A.37):

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_0} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_1}^{\mathbb{B}_0} + \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_1} \quad (4.26)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_1} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_2}^{\mathbb{B}_1} + \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_2} \quad (4.27)$$

⋮

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_{i-1}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_i}^{\mathbb{B}_{i-1}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathbb{B}_{\nu}}^{\mathbb{B}_i} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} & \vdots \\ \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{\nu-2}} &= \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_{\nu-1}}^{\mathcal{B}_{\nu-2}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Sendo assim, a velocidade angular do efetuador em relação a cada um dos referenciais pode ser obtida recursivamente pela seguinte expressão:

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}}, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.30)$$

Sendo que a velocidade angular de arrastamento de cada uma das juntas é dada por:

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & \text{i-ésima junta prismática} \\ \dot{q}_i \mathbf{k}_{i-1}, & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.31)$$

Fazendo as seguintes definições:

$$\ddot{\mathbf{j}}\omega_i(\mathbf{q}) = \begin{cases} \mathbf{0}, & \text{i-ésima junta prismática} \\ [\mathbf{k}_{i-1}]_{\mathbb{N}}, & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.32)$$

$$\omega_i = [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i}]_{\mathbb{N}} \quad (4.33)$$

$$\omega^\star = \omega_0 = [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.34)$$

Temos que:

$$[\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}}]_{\mathbb{N}} = \ddot{\mathbf{j}}\omega_i \dot{q}_i, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.35)$$

$$\omega_{i-1} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \omega_i + \ddot{\mathbf{j}}\omega_i \dot{q}_i, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.36)$$

$$\omega^\star(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_\omega(\mathbf{q}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4.37)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_\omega(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{j}}\omega_1(\mathbf{q}) & \dots & \ddot{\mathbf{j}}\omega_\nu(\mathbf{q}) \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

Para obter as velocidades angulares de cada ligamentos, seguimos a mesma linha de

raciocínio e obtemos os seguintes resultados:

Definindo:

$$\ddot{\mathbb{J}}\omega_{i,j}(\mathbf{q}) = \begin{cases} 0, & j > i \\ \dot{\mathbb{J}}\omega_j(\mathbf{q}), & j \leq i \end{cases} \quad i, j = 1, \dots, \nu \quad (4.39)$$

$$\omega_{i,j} = [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_j}]_N \quad (4.40)$$

$$\omega_i^* = \omega_{i,0} = [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^N]_N \quad (4.41)$$

Temos:

$$\omega_{i,j-1} = \begin{cases} 0, & j = i + 1 \\ \omega_{i,j} + \ddot{\mathbb{J}}\omega_{i,j}\dot{q}_j, & 1 \leq j \leq i \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu, j = i + 1, \dots, 1 \quad (4.42)$$

$$\omega_i^*(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}\omega_i(\mathbf{q}) \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4.43)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}\omega_i(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \dot{\mathbb{J}}\omega_{i,1}(\mathbf{q}) & \dots & \dot{\mathbb{J}}\omega_{i,\nu}(\mathbf{q}) \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

4.1.4 Cinemática de acelerações lineares

A aceleração do efetuador pode ser obtida aplicando recursivamente o princípio da composição de movimentos para velocidades lineares deduzido anteriormente (A.26):

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_0} = \mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_1}^{\mathcal{B}_0} + \mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_1} + 2\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_1}^{\mathcal{B}_0} \wedge \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_1} \quad (4.45)$$

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_1} = \mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_2}^{\mathcal{B}_1} + \mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_2} + 2\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_2}^{\mathcal{B}_1} \wedge \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_2} \quad (4.46)$$

⋮

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} + \mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i} + 2\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} \wedge \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i} \quad (4.47)$$

⋮

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} = \mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_{\nu}}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} + \mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_{\nu}} + 2\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_{\nu}}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} \wedge \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_{\nu}} \quad (4.48)$$

Como \mathbf{x} é fixo a \mathcal{B}_ν , temos que:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}\nu} = \mathbf{0} \quad (4.49)$$

Sendo assim, a aceleração do efetuador em relação a cada um dos referenciais pode ser obtida recursivamente pela seguinte expressão:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i} + \mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} + 2\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} \wedge \mathbf{v}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i}, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad (4.50)$$

Sendo que, a partir da equação (A.15), a aceleração de arrastamento de cada uma das juntas é dada por:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \ddot{q}_i \mathbf{k}_{i-1}, & \text{i-ésima junta prismática} \\ \ddot{q}_i \mathbf{k}_{i-1} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}_{i-1}|\mathbf{x}} + \dot{q}_i^2 \mathbf{k}_{i-1} \wedge \mathbf{k}_{i-1} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}_{i-1}|\mathbf{x}}, & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.51)$$

Fazendo as seguintes definições:

$$\mathbb{Q}_i = [\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{B}_i}]_{\mathbb{N}} \quad (4.52)$$

$$\mathbb{Q}^\star = \mathbb{Q}_0 = [\mathbf{a}_{\mathbf{x}}^{\mathcal{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.53)$$

Temos que:

$$[\mathbf{a}_{\mathbf{x}|\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}}]_{\mathbb{N}} = \ddot{q}_i \mathbb{J}_v i + \dot{q}_i^2 \mathbb{J}_\omega i \wedge \mathbb{J}_v i, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.54)$$

$$\mathbb{Q}_{i-1} = \begin{cases} \mathbb{0}, & i = \nu + 1 \\ \mathbb{Q}_i + \mathbb{J}_v i \ddot{q}_i + (\mathbb{Q})_i, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.55)$$

$$\mathbb{Q}^\star(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_v(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbb{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.56)$$

Sendo:

$$(\mathbb{Q})_i = \dot{q}_i \mathbb{J}_\omega i \wedge (\dot{q}_i \mathbb{J}_v i + 2\mathbf{v}_i) \quad (4.57)$$

$$\mathbb{Q} = \sum_{i=1}^{\nu} (\mathbb{Q})_i \quad (4.58)$$

Para obter as acelerações dos centros de massa dos ligamentos, seguimos a mesma linha de raciocínio e obtemos os seguintes resultados:

Definindo:

$$\mathbb{C}_{i,j} = [\mathbf{a}_{\mathbf{g}_i}^{\mathcal{B}_j}]_{\mathbb{N}} \quad (4.59)$$

$$\mathbb{C}_i^* = \mathbb{C}_{i,0} = [\mathbf{a}_{\mathbf{g}_i}^{\mathcal{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.60)$$

Temos:

$$\mathbb{C}_{i,j-1} = \begin{cases} 0, & j = i+1 \\ \mathbb{C}_{i,j} + \mathbb{J}_{v,i,j} \ddot{q}_j + (\mathbb{G}_i)_j, & 1 \leq j \leq i \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu, j = i+1, \dots, 1 \quad (4.61)$$

$$\mathbb{C}_i^*(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_{v,i}(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbb{G}_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.62)$$

Sendo:

$$(\mathbb{G}_i)_j = \dot{q}_j \mathbb{J}_{v,i,j} \wedge (\dot{q}_j \mathbb{J}_{v,i,j} + 2\mathbf{v}_{i,j}) \quad (4.63)$$

$$\mathbb{G}_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{j=1}^i (\mathbb{G}_i)_j \quad (4.64)$$

4.1.5 Cinemática de acelerações angulares

A aceleração angular do efetuador pode ser obtida aplicando recursivamente o princípio da composição de movimentos para acelerações deduzido anteriormente (A.40):

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_0} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_1}^{\mathcal{B}_0} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_1} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_1}^{\mathcal{B}_0} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_1} \quad (4.65)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_1} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_2}^{\mathcal{B}_1} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_2} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_2}^{\mathcal{B}_1} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_2} \quad (4.66)$$

⋮

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i} \quad (4.67)$$

⋮

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{\nu-2}} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_{\nu-1}}^{\mathcal{B}_{\nu-2}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_{\nu-1}}^{\mathcal{B}_{\nu-2}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{\nu-1}} \quad (4.68)$$

Sendo assim, a aceleração angular do efetuador em relação a cada um dos referenciais pode ser obtida recursivamente pela seguinte expressão:

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{B}_i}, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad (4.69)$$

Sendo que a aceleração angular de arrastamento de cada uma das juntas é dada por:

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \begin{cases} \mathbf{0}, & \text{i-ésima junta for prismática} \\ \ddot{q}_i \mathbf{k}_{i-1}, & \text{i-ésima junta rotativa} \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.70)$$

Fazendo as seguintes definições:

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_i = [\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_i}]_{\mathbb{N}} \quad (4.71)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}^\star = \dot{\boldsymbol{\omega}}_0 = [\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_\nu}^{\mathcal{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.72)$$

Temos que:

$$[\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}}]_{\mathbb{N}} = \ddot{q}_i \mathbb{J} \boldsymbol{\omega}_i, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.73)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{i-1} = \begin{cases} \mathbf{0}, & i = \nu + 1 \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_i + \mathbb{J} \boldsymbol{\omega}_i \ddot{q}_i + (\dot{\boldsymbol{\omega}})_i, & 1 \leq i \leq \nu \end{cases} \quad i = \nu + 1, \dots, 1 \quad (4.74)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}^\star(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_\omega(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.75)$$

Sendo:

$$(\dot{\boldsymbol{\omega}})_i = \dot{q}_i \mathbb{J} \boldsymbol{\omega}_i \wedge \boldsymbol{\omega}_i \quad (4.76)$$

$$\dot{\boldsymbol{\omega}} = \sum_{i=1}^{\nu} (\dot{\boldsymbol{\omega}})_i \quad (4.77)$$

Para obter as acelerações angulares dos centros de massa dos ligamentos, seguimos a mesma linha de raciocínio e obtemos os seguintes resultados:

Definindo:

$$\dot{\omega}_{i,j} = [\dot{\omega}_{\mathbf{g}_i}^{\mathbb{B}_j}]_{\mathbb{N}} \quad (4.78)$$

$$\dot{\omega}_i^* = \dot{\omega}_{i,0} = [\dot{\omega}_{\mathbb{B}_i}^{\mathbb{N}}]_{\mathbb{N}} \quad (4.79)$$

Temos:

$$\dot{\omega}_{i,j-1} = \begin{cases} 0, & j = i + 1 \\ \dot{\omega}_{i,j} + \mathbb{J}_{\omega_{i,j}} \ddot{q}_j + (\dot{\omega}_i)_j, & 1 \leq j \leq i \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu, \quad j = i + 1, \dots, 1 \quad (4.80)$$

$$\dot{\omega}_i^*(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbb{J}_{\omega_i}(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \dot{\omega}_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.81)$$

Sendo:

$$(\dot{\omega}_i)_j = \dot{q}_j \mathbb{J}_{\omega_{i,j}} \wedge \omega_{i,j} \quad (4.82)$$

$$\dot{\omega}_i(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{j=1}^i (\dot{\omega}_i)_j \quad (4.83)$$

4.2 Dinâmica dos elos e juntas

O modelo dinâmico de \mathcal{B} é obtido utilizando um procedimento de acoplamento de subsistemas baseado no Método Orsino [67], e é dado por:

$$\mathbb{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbb{v}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbb{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{u} \quad (4.84)$$

Sendo:

$$\mathbb{M}(\mathbf{q}) = \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_v^T \mathbb{J}_v i + \mathbb{J}_{\omega}^T \mathbb{I}_i \mathbb{J}_{\omega} i \quad (4.85)$$

$$\mathbb{v}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_v^T \mathbb{g}_i + \mathbb{J}_{\omega}^T (\mathbb{I}_i \dot{\omega}_i^* + \omega_i^* \wedge (\mathbb{I}_i \omega_i^*)) \quad (4.86)$$

$$\mathbb{g}(\mathbf{q}) = - \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_v^T \mathfrak{d} \quad (4.87)$$

Segue abaixo, a dedução.

4.2.1 Modelo dos subsistemas

O modelo dinâmico de cada ligamento pode ser obtido por Newton-Euler, pois são considerados como corpos rígidos livres no espaço sujeitos apenas à força peso. Sendo assim, através do Teorema do Movimento do Baricentro e do Teorema do Momento Angular, obtemos os esforços não-reativos (ativos e iniciais) aplicados em cada ligamento:

$$\begin{cases} \mathbf{f}_i = -m_i \mathbf{a}_{\mathbf{g}_i}^N + m_i \mathbf{g} \\ \boldsymbol{\tau}_i = -\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i} \cdot \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^N - \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^N \wedge (\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i} \cdot \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^N) \end{cases} \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.88)$$

Aplicando as equações vetoriais no sistema N, temos:

$$\begin{bmatrix} [\mathbf{f}_i]_N \\ [\boldsymbol{\tau}_i]_N \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} m_i \mathbb{1} & 0 \\ 0 & [\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i}]_{N|N} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} [\mathbf{a}_{\mathbf{g}_i}^N]_N \\ [\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}_i}^N]_N \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^N]_N \wedge ([\mathbf{I}_{\mathbf{g}_i}]_{N|N} \cdot [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_i}^N]_N) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -m_i [\mathbf{g}]_N \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.89)$$

Ou seja:

$$\bar{\mathbf{f}}_i = - \left\{ \begin{bmatrix} m_i \mathbb{1} & 0 \\ 0 & \mathbb{I}_i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{a}_i^* \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_i^* \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{\omega}_i^* \wedge (\mathbb{I}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i^*) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_i \mathbb{0} \\ 0 \end{bmatrix} \right\} \quad (4.90)$$

Como subsistemas estão desacoplados, não há forças reativas, portanto o modelo dinâmico de cada subsistema pode ser escrito como:

$$\bar{\mathbf{f}}_i = \mathbb{0} \quad (4.91)$$

Além disso, definindo as quasi-velocidades:

$$\mathbb{p}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{v}_i^* \\ \boldsymbol{\omega}_i^* \end{bmatrix} \quad (4.92)$$

E as quasi-coordenadas [43]:

$$\mathbf{d}\mathbb{w}_i = \mathbb{p}_i \mathbf{d}t \quad (4.93)$$

Temos que o trabalho virtual realizado por cada subsistema é dado por:

$$\delta W_i = \delta \mathbb{w}_i^\top \cdot \bar{\mathbf{f}}_i \quad (4.94)$$

4.2.2 Sistemas de forças ativas generalizadas

Considere também um subsistema constituído pelos esforços que os atuadores aplicam nas juntas do mecanismo. Primeiramente, definimos a matriz-coluna de quasi-velocidades relativas a esse subsistema:

$$\underline{p}^{\#} = \dot{\underline{q}} \quad (4.95)$$

Seja \underline{u} a matriz-coluna de esforços generalizados aplicadas pelos atuadores na direção de $\delta \underline{q}$. Sendo assim, o trabalho virtual realizado por este subsistema é dado por:

$$\delta W^{\#} = \delta \underline{q}^T \cdot \underline{u} \quad (4.96)$$

4.2.3 Vínculos cinemáticos entre subsistemas

Através das equações (4.24), (4.43) e (4.95), é possível relacionar as quasi-velocidades de cada subsistema com as quasi-velocidades $\underline{p}^{\#}$ da seguinte maneira:

$$\underline{p}_i(\underline{q}, \underline{p}^{\#}) = \mathbb{J}_i(\underline{q}) \cdot \underline{p}^{\#}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.97)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_i(\underline{q}) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{v_i}(\underline{q}) \\ \mathbb{J}_{\omega_i}(\underline{q}) \end{bmatrix}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.98)$$

Seja \underline{p}° a matriz coluna que contém as quasi-velocidades de todos os ligamentos:

$$\underline{p}^{\circ} = \begin{bmatrix} \underline{p}_1^T & \dots & \underline{p}_{\nu}^T \end{bmatrix}^T \quad (4.99)$$

\underline{p}° pode ser expresso em função apenas das quasi-velocidades $\underline{p}^{\#}$ da seguinte forma:

$$\underline{p}^{\circ}(\underline{q}, \underline{p}^{\#}) = \mathbb{J}(\underline{q}) \underline{p}^{\#} \quad (4.100)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}(\underline{q}) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_1(\underline{q})^T & \dots & \mathbb{J}_{\nu}(\underline{q})^T \end{bmatrix}^T \quad (4.101)$$

Sendo assim, a partir de (4.100), os vínculos de quasi-velocidades entre subsistemas

podem ser expressos como:

$$\bar{P}(q, p) = A(q) \cdot p = 0 \quad (4.102)$$

Sendo:

$$A(q) = \begin{bmatrix} J(q) & -1 \end{bmatrix} \quad (4.103)$$

$$p = \begin{bmatrix} p^{\#T} & p^{\circ T} \end{bmatrix}^T \quad (4.104)$$

4.2.4 Acoplamento de subsistemas

Seja f a matriz-coluna contendo todos os sistemas de forças não-reativas generalizadas:

$$f = \begin{bmatrix} u^T & f^{\circ T} \end{bmatrix}^T \quad (4.105)$$

Sendo:

$$f^{\circ} = \begin{bmatrix} f_1^T & \dots & f_{\nu}^T \end{bmatrix}^T \quad (4.106)$$

Seja π um conjunto de de quasi-coordenadas tal que:

$$d\pi = p dt \quad (4.107)$$

Ou seja:

$$d\pi = \begin{bmatrix} d\pi^{\#T} & d\pi^{\circ T} \end{bmatrix}^T \quad (4.108)$$

Sendo:

$$d\pi^{\#} = dq \quad (4.109)$$

$$d\pi^{\circ} = \begin{bmatrix} d\pi_1^T & \dots & d\pi_{\nu}^T \end{bmatrix}^T \quad (4.110)$$

Pelo princípio de d'Alembert, temos que

$$\delta W^{\#} + \sum_{i=1}^{\nu} \delta W_i = 0 \quad (4.111)$$

Através de (4.111), (4.96), (4.94), (4.105) e (4.107), temos que:

$$\delta\pi^T \cdot f = 0 \quad (4.112)$$

Além disso, a partir da definição de π (4.107) e dos vínculos de quasi-velocidades (4.102), temos que as variações das quasi-coordenadas π devem respeitar a seguinte relação:

$$A(q) \cdot \delta\pi = 0 \quad (4.113)$$

Subdividindo $\delta\pi$ em $\delta\pi^\#$ e $\delta\pi^\circ$ e considerando $\delta\pi^\#$ como variáveis livres, temos:

$$\begin{bmatrix} J(q) & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta\pi^\# \\ \delta\pi^\circ \end{bmatrix} = 0 \quad (4.114)$$

$$\Rightarrow \delta\pi^\circ = J(q)\delta\pi^\# \quad (4.115)$$

$$\therefore \delta\pi = C(q) \cdot \delta\pi^\# \quad (4.116)$$

Sendo:

$$C(q) = \begin{bmatrix} 1 \\ J(q) \end{bmatrix} \quad (4.117)$$

Repare que trocando $\delta\pi$ por p em (4.113), obtemos os vínculos de quasi-velocidades do sistema (4.102). Sendo assim, à partir das expressões (4.116) e (4.117), temos que C respeita a seguinte relação:

$$p = C(q) \cdot p^\# \quad (4.118)$$

Sendo assim, substituindo (4.116) em (4.112), temos:

$$\delta\pi^{\#T} \cdot C^T f = 0 \quad (4.119)$$

Tendo em vista que as quasi-coordenadas $\pi^\#$ são independentes, as variações $\delta\pi^\#$ são arbitrárias. Sendo assim, as equações dinâmicas do sistema são dadas por:

$$C^T f = 0 \quad (4.120)$$

Substituindo (4.117) e (4.105) em (4.120), temos:

$$u + J^T f^\circ = 0 \quad (4.121)$$

Substituindo (4.101), (4.98), (4.90) e (4.106) em (4.121), temos:

$$\sum_{i=1}^{\nu} \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{v_i} \\ \mathbb{J}_{\omega_i} \end{bmatrix}^T \left\{ \begin{bmatrix} m_i \mathbb{1} & 0 \\ 0 & \mathbb{I}_i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_i^* \\ \dot{\omega}_i^* \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_i^* \wedge (\mathbb{I}_i \cdot \omega_i^*) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_i \mathfrak{D} \\ 0 \end{bmatrix} \right\} = u \quad (4.122)$$

Substituindo (4.62) e (4.81) em (4.122), temos:

$$\sum_{i=1}^{\nu} \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{v_i} \\ \mathbb{J}_{\omega_i} \end{bmatrix}^T \left\{ \begin{bmatrix} m_i(\mathbb{J}_{v_i} \ddot{q} + \mathfrak{g}_i) \\ \mathbb{I}_i(\mathbb{J}_{\omega_i} \ddot{q} + \dot{\omega}_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_i^* \wedge (\mathbb{I}_i \cdot \omega_i^*) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_i \mathfrak{D} \\ 0 \end{bmatrix} \right\} = u \quad (4.123)$$

Sendo assim, obtemos o modelo dinâmico mostrado anteriormente:

$$\mathbb{M}(q)\ddot{q} + \nu(q, \dot{q}) + g(q) = u \quad (4.84)$$

Sendo:

$$\mathbb{M}(q) = \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_{v_i}^T \mathbb{J}_{v_i} + \mathbb{J}_{\omega_i}^T \mathbb{I}_i \mathbb{J}_{\omega_i} \quad (4.85)$$

$$\nu(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_{v_i}^T \mathfrak{g}_i + \mathbb{J}_{\omega_i}^T (\mathbb{I}_i \dot{\omega}_i + \omega_i^* \wedge (\mathbb{I}_i \omega_i^*)) \quad (4.86)$$

$$g(q) = - \sum_{i=1}^{\nu} m_i \mathbb{J}_{v_i}^T \mathfrak{D} \quad (4.87)$$

4.3 Dinâmica dos atuadores

Esta subseção tem o intuito de complementar algoritmo de modelagem de mecanismos seriais já apresentado através inclusão da dinâmica dos atuadores.

Seja \mathcal{B}' um sistema mecânico serial de ν graus de liberdade, constituído por um mecanismo serial \mathcal{B} e ν atuadores, possivelmente acoplados a redutores de velocidades. Primeiramente, fazemos as seguintes definições:

- \mathcal{R}_i , $i = 1, \dots, \nu$: rotor do i-ésimo atuador.
- \mathbb{R}_i , $i = 1, \dots, \nu$: sistema de coordenadas solidário a \mathcal{R}_i .
- J_{r_i} , $i = 1, \dots, \nu$: momento de inércia do rotor \mathcal{R}_i .
- I_{r_i} , $i = 1, \dots, \nu$: tensor de inércia do rotor \mathcal{R}_i em relação a seu centro de massa.

- $\mathbb{I}_{r_i}, i = 1, \dots, \nu$: tensor de inércia $\mathbf{I}_{\mathbf{r}_i}$ escrito na base \mathbb{N} , ou seja, $[\mathbf{I}_{\mathbf{r}_i}]_{\mathbb{N}|\mathbb{N}}$.
- $\boldsymbol{\tau}_{r_i}, i = 1, \dots, \nu$: Vetor torque não-reativo resultante aplicado em \mathcal{R}_i .
- $\bar{\mathbb{F}}_{r_i}, i = 1, \dots, \nu$: Matriz-coluna de forças não-reativas generalizadas aplicadas no subsistema $\mathcal{B}_{r_i}, i = 1, \dots, \nu$. É dada por $\bar{\mathbb{F}}_{r_i} = [\boldsymbol{\tau}_i]_{\mathbb{N}}$.
- $q_{r_i}, i = 1, \dots, \nu$: Deslocamentos angular realizado pelo i-ésimo rotor.
- \mathbb{q}_r : Matriz-coluna dos deslocamentos angulares realizados pelos rotores.
- $\mathbb{Q}(\dot{\mathbb{q}}_r)$: matriz-coluna das forças de atrito generalizadas aplicadas nos rotores, em sentido oposto aos seus deslocamentos.
- \mathbb{i} : Matriz-coluna de correntes elétricas que fluem pelas armaduras dos atuadores.
- \mathbb{v} : Matriz-coluna de tensões elétricas aplicadas nos terminais dos atuadores.
- $r_i, i = 1, \dots, \nu$: Relação de transmissão do i-ésimo redutor.
- \underline{r} : Matriz diagonal de relações de transmissão dos redutores.
- $\underline{k_t}$: Matriz diagonal de constantes de torque dos atuadores.
- $\underline{k_w}$: Matriz diagonal de constantes de força contra-eletromotriz dos atuadores.
- \underline{R} : Matriz diagonal de resistências elétricas dos atuadores.
- \underline{L} : Matriz diagonal de indutâncias dos atuadores.
- i : Corrente elétrica.
- v : Tensão elétrica.
- ω : Velocidade angular.
- k_w : Constante de força contra-eletromotriz.
- R : Resistência elétrica.
- L : Indutância.

4.3.1 Cinemática

4.3.1.1 Cinemática de velocidades angulares

Devido aos redutores de velocidade e aos fusos de esferas, o deslocamento relativo q_{r_i} gerado pelo i-ésimo rotor é convertido em um deslocamento q_i através da seguinte relação:

$$\underline{q}_r = \underline{r} \underline{q} \quad (4.124)$$

Sendo assim, a velocidade angular do i-ésimo rotor pode ser obtida aplicando o princípio da composição de movimentos para velocidades angulares deduzido anteriormente (A.37):

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{R}_i}^N = \boldsymbol{\omega}_{B_{i-1}}^N + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{R}_i}^{B_{i-1}}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.125)$$

Sendo que a velocidade angular relativa de cada rotor é dada por:

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{R}_i}^{B_{i-1}} = \dot{q}_{r_i} \mathbf{k}_{i-1} = r_i \dot{q}_i \mathbf{k}_{i-1}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.126)$$

Aplicando a equação (4.125) no sistema N, temos:

$$\omega_{r_i}^* = \omega_{i-1}^* + r_i \dot{q}_i [\mathbf{k}_{i-1}]_N, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.127)$$

Sendo:

$$\omega_{r_i}^* = [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{R}_i}^N]_N \quad (4.128)$$

Utilizando a equação (4.43), pode-se reescrever (4.127) da seguinte maneira:

$$\omega_{r_i}^*(q, \dot{q}) = \mathbb{J}_{\omega_{r_i}}(q) \cdot \dot{q} \quad (4.129)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_{\omega_{r_i,j}}(q) = \begin{cases} r_i [\mathbf{k}_{i-1}]_N, & j = i \\ \mathbb{J}_{\omega_{i,j}}(q), & j \neq i \end{cases} \quad i, j = 1, \dots, \nu \quad (4.130)$$

$$\mathbb{J}_{\omega_{r_i}}(q) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{\omega_{r_i,1}}(q) & \dots & \mathbb{J}_{\omega_{r_i,\nu}}(q) \end{bmatrix} \quad (4.131)$$

4.3.1.2 Cinemática de acelerações angulares

A aceleração angular do i-ésimo rotor pode ser obtida aplicando o princípio da composição de movimentos para acelerações deduzido anteriormente (A.40):

$$\dot{\omega}_{\mathcal{R}_i}^N = \dot{\omega}_{\mathcal{B}_{i-1}}^N + \dot{\omega}_{\mathcal{R}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} + \omega_{\mathcal{B}_{i-1}}^N \wedge \omega_{\mathcal{R}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} \quad (4.132)$$

Sendo que a aceleração angular de relativa de cada rotor é dada por:

$$\dot{\omega}_{\mathcal{R}_i}^{\mathcal{B}_{i-1}} = \ddot{q}_{r_i} \mathbf{k}_{i-1} = r_i \ddot{q}_i \mathbf{k}_{i-1}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.133)$$

Aplicando a equação (4.132) no sistema \mathbb{N}_i , temos:

$$\dot{\omega}_{r_i}^* = \dot{\omega}_{i-1}^* + r_i \ddot{q}_i [\mathbf{k}_{i-1}]_{\mathbb{N}} + \omega_{i-1}^* \wedge r_i \dot{q}_i [\mathbf{k}_{i-1}]_{\mathbb{N}}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.134)$$

Sendo:

$$\dot{\omega}_{r_i}^* = [\dot{\omega}_{\mathcal{R}_i}^N]_{\mathbb{N}} \quad (4.135)$$

Utilizando a equação (4.81), pode-se reescrever (4.134) da seguinte maneira:

$$\dot{\omega}_{r_i}^*(q, \dot{q}, \ddot{q}) = J_{\omega_{r_i}}(q) \cdot \ddot{q} + \dot{\omega}_{r_i}(q, \dot{q}) \quad (4.136)$$

Sendo:

$$\dot{\omega}_{r_i}(q, \dot{q}) = \begin{cases} 0, & i = 1 \\ \dot{\omega}_{i-1}(q, \dot{q}) + \omega_{i-1}^*(q, \dot{q}) \wedge \dot{q}_i J_{\omega_{r_i}}(q), & i > 1 \end{cases}, \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.137)$$

4.3.2 Dinâmica Mecânica

O modelo dinâmico de \mathcal{B}' é obtido utilizando um procedimento de acoplamento de subsistemas baseado no Método Orsino [67], e é dado por:

$$M^*(q) \ddot{q} + v^*(q, \dot{q}) + g^*(q) = u^* \quad (4.138)$$

Sendo:

$$M^*(q) = M(q) + \sum_{i=1}^{\nu} J_{\omega_{r_i}}^T I_{r_i} J_{\omega_{r_i}} \quad (4.139)$$

$$\nu^*(q, \dot{q}) = \nu(q, \dot{q}) + \underline{r} \zeta(\underline{r} \dot{q}) + \sum_{i=1}^{\nu} J_{\omega_r i}^T (\mathbb{I}_{r i} \dot{\omega}_{r i} + \omega_{r i}^* \wedge (\mathbb{I}_{r i} \omega_{r i}^*)) \quad (4.140)$$

$$g^*(q) = g(q) \quad (4.141)$$

$$u^* = \underline{r} k_i \mathbb{I} \quad (4.142)$$

Segue abaixo, a dedução.

4.3.2.1 Modelo dos subsistemas rotores

O modelo dinâmico de cada rotor pode ser obtido por Newton-Euler, pois são considerados como corpos rígidos com inércia puramente rotativa, livres no espaço. Os efeitos da massas do rotor, do estator e do redutor podem facilmente incluídos no modelo simplesmente atualizando os valores dos parâmetros de inércia dos ligamentos. Sendo assim, através do Teorema do Momento Angular, obtemos os esforços iniciais aplicados em cada rotor:

$$\tau_{r i} = -I_{r i} \cdot \dot{\omega}_{r i}^N - \omega_{r i}^N \wedge (I_{r i} \cdot \omega_{r i}^N), \quad i = 1, \dots, \nu \quad (4.143)$$

Aplicando as equações vetoriais no sistema N, temos:

$$[\tau_{r i}]_N = -[I_{r i}]_{N|N} \cdot [\dot{\omega}_{r i}^N]_N - [\omega_{r i}^N]_N \wedge ([I_{r i}]_{N|N} \cdot [\omega_{r i}^N]_N) \quad (4.144)$$

Ou seja:

$$\bar{f}_{r i} = -\mathbb{I}_{r i} \cdot \dot{\omega}_{r i}^* - \omega_{r i}^* \wedge (\mathbb{I}_{r i} \cdot \omega_{r i}^*) \quad (4.145)$$

Como os subsistemas estão desacoplados, não há forças reativas, portanto o modelo dinâmico de cada subsistema rotor pode ser escrito como:

$$\bar{f}_{r i} = 0 \quad (4.146)$$

Além disso, definindo as quasi-coordenadas:

$$d\pi_{r i} = \omega_{r i}^* dt \quad (4.147)$$

Temos que o trabalho virtual realizado por cada subsistema é dado por:

$$\delta W_{ri} = \delta \mathbb{q}_{ri}^T \cdot \bar{\mathbf{f}}_{ri} \quad (4.148)$$

4.3.2.2 Modelo do subsistema serial

O modelo do subsistema serial utilizado é o mesmo que foi deduzido anteriormente considerando $u = 0$. O efeito das forças ativas aplicadas pelos atuadores será contabilizado na próxima subseção. Sendo assim, os esforços generalizados não-reativos do subsistema serial são dados por:

$$\bar{\mathbf{f}}_s = -\mathbb{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} - \nu(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbf{g}(\mathbf{q}) \quad (4.149)$$

Além disso, o trabalho virtual realizado por este subsistema é dado por:

$$\delta W_s = \delta \mathbf{q}^T \cdot \bar{\mathbf{f}}_s \quad (4.150)$$

4.3.2.3 Sistemas de forças ativas generalizadas

Considere também um subsistema constituído pelos esforços que os atuadores aplicam em seus rotores. Os torques gerados pelos atuadores são proporcionais à corrente elétrica que flui pelas suas armaduras e são aplicados na direção dos deslocamentos virtuais relativos dos rotores. Além disso, é possível que hajam esforços de atrito devido ao atrito gerado nos mancais e nas engrenagens do redutor, aplicados na direção apostila dos deslocamentos virtuais relativos dos rotores. Sendo assim, o trabalho virtual realizado por este subsistema é dado por:

$$\delta W_\tau = \delta \mathbf{q}_r^T \cdot (k_t \ddot{\mathbf{i}} - \zeta(\dot{\mathbf{q}}_r)) \quad (4.151)$$

4.3.2.4 Vínculos entre subsistemas

Tendo em vista que o sistema mecânico \mathcal{B}' tem ν graus de liberdade, e \mathbf{q} são um conjunto de ν coordenadas generalizadas independentes, podemos relacionar os deslocamentos virtuais $\delta \mathbf{q}_r$ e $\delta \mathbb{q}_{ri}$, com $i = 1, \dots, \nu$, com os deslocamentos virtuais $\delta \mathbf{q}$, ou seja, obter os vínculos cinemáticos entre os subsistemas.

Para relacionar δq_r com δq basta aplicar o operador variação em (4.124):

$$\delta q_r = \underline{r} \delta q \quad (4.152)$$

Para relacionar $\delta \pi_{ri}$, aplica-se a relação (4.129) em (4.147):

$$d\pi_{ri} = J_{\omega_r i} dq \quad (4.153)$$

Portanto:

$$\delta \pi_{ri} = J_{\omega_r i} \delta q \quad (4.154)$$

4.3.2.5 Acoplamento de subsistemas

Tendo em vista que um procedimento mais detalhado para acoplamento de subsistemas já foi apresentado, nesta subseção ele será realizado de forma mais sucinta.

Pelo princípio de d'Alembert, temos que

$$\delta W_\tau + \delta W_s + \sum_{i=1}^{\nu} \delta W_{ri} = 0 \quad (4.155)$$

Ou seja:

$$\delta q_r^\top \cdot (\underline{k}_t \ddot{\underline{q}} - \zeta(\dot{q}_r) + \delta q^\top \cdot \bar{F}_s + \sum_{i=1}^{\nu} \delta \pi_{ri}^\top \cdot \bar{F}_{ri}) = 0 \quad (4.156)$$

Sabe-se que os deslocamentos virtuais δq , δq_r e $\delta \pi_{ri}$, com $i = 1, \dots, \nu$, não são independentes entre si. Porém, é possível relacionar δq_r e $\delta \pi_{ri}$ com os deslocamentos virtuais δq através das equações (4.152) e (4.154). Sendo assim:

$$(\underline{r} \delta q)^\top \cdot (\underline{k}_t \ddot{\underline{q}} - \zeta(\underline{r} \dot{q}) + \delta q^\top \cdot \bar{F}_s + \sum_{i=1}^{\nu} (J_{\omega_r i} \delta q)^\top \cdot \bar{F}_{ri}) = 0 \quad (4.157)$$

Ou seja:

$$\delta q^\top \cdot \left(\underline{r} \underline{k}_t \ddot{\underline{q}} - \zeta(\underline{r} \dot{q}) + \bar{F}_s + \sum_{i=1}^{\nu} J_{\omega_r i}^\top \bar{F}_{ri} \right) = 0 \quad (4.158)$$

Tendo em vista que as coordenadas q são independentes, as variações δq são arbitrá-

rias. Sendo assim, as equações dinâmicas do sistema são dadas por:

$$\underline{r} \underline{k}_t \ddot{\underline{\mathbf{i}}} - \underline{r} \zeta(\underline{r} \dot{\underline{\mathbf{q}}}) + \bar{\mathbb{F}}_s + \sum_{i=1}^{\nu} \mathbb{J}_{\omega_r i}^T \bar{\mathbb{F}}_{r i} = \emptyset \quad (4.159)$$

Substituindo (4.145) e (4.149) em (4.159), temos:

$$\underline{r} \underline{k}_t \ddot{\underline{\mathbf{i}}} - \underline{r} \zeta(\underline{r} \dot{\underline{\mathbf{q}}}) - \mathbb{M} \ddot{\underline{\mathbf{q}}} - \nu - \mathbb{g} - \sum_{i=1}^{\nu} \mathbb{J}_{\omega_r i}^T (\mathbb{I}_{r i} \cdot \dot{\omega}_{r i}^* + \omega_{r i}^* \wedge (\mathbb{I}_{r i} \cdot \omega_{r i}^*)) = \emptyset \quad (4.160)$$

Substituindo (4.136) em (4.160):

$$\underline{r} k_t \ddot{\underline{\mathbf{i}}} - \underline{r} \zeta(\underline{r} \dot{\underline{\mathbf{q}}}) - \mathbb{M} \ddot{\underline{\mathbf{q}}} - \nu - \mathbb{g} - \sum_{i=1}^{\nu} \mathbb{J}_{\omega_r i}^T (\mathbb{I}_{r i} \cdot (\mathbb{J}_{\omega_r i} \cdot \ddot{\underline{\mathbf{q}}} + \dot{\omega}_{r i}) + \omega_{r i}^* \wedge (\mathbb{I}_{r i} \cdot \omega_{r i}^*)) = \emptyset \quad (4.161)$$

Sendo assim, obtemos o modelo dinâmico mostrado anteriormente:

$$\mathbb{M}^*(\underline{\mathbf{q}}) \ddot{\underline{\mathbf{q}}} + \nu^*(\underline{\mathbf{q}}, \dot{\underline{\mathbf{q}}}) + \mathbb{g}^*(\underline{\mathbf{q}}) = \underline{u}^* \quad (4.138)$$

Sendo:

$$\mathbb{M}^*(\underline{\mathbf{q}}) = \mathbb{M}(\underline{\mathbf{q}}) + \sum_{i=1}^{\nu} \mathbb{J}_{\omega_r i}^T \mathbb{I}_{r i} \mathbb{J}_{\omega_r i} \quad (4.139)$$

$$\nu^*(\underline{\mathbf{q}}, \dot{\underline{\mathbf{q}}}) = \nu(\underline{\mathbf{q}}, \dot{\underline{\mathbf{q}}}) + \underline{r} \zeta(\underline{r} \dot{\underline{\mathbf{q}}}) + \sum_{i=1}^{\nu} \mathbb{J}_{\omega_r i}^T (\mathbb{I}_{r i} \dot{\omega}_{r i} + \omega_{r i}^* \wedge (\mathbb{I}_{r i} \omega_{r i}^*)) \quad (4.140)$$

$$\mathbb{g}^*(\underline{\mathbf{q}}) = \mathbb{g}(\underline{\mathbf{q}}) \quad (4.141)$$

$$\underline{u}^* = \underline{r} \underline{k}_t \ddot{\underline{\mathbf{i}}} \quad (4.142)$$

4.4 Modelo completo

O modelo do sistema elétrico equivalente de um motor de corrente contínua é dado por uma fonte de tensão variável ligada em série a um indutor, um resistor, e uma força contra-eletromotriz diretamente proporcional à velocidade angular do rotor em relação ao estator, ou seja:

$$L \frac{di}{dt} + R i + k_w \omega = v \quad (4.162)$$

Tendo em vista que todas as juntas de um mecanismo paralelo são atuadas, a equação matricial da dinâmica elétrica do sistema é dada por:

$$\underline{L} \frac{d\ddot{\underline{\mathbf{i}}}}{dt} + \underline{R} \ddot{\underline{\mathbf{i}}} + \underline{k}_w \dot{\underline{\mathbf{q}}}_r = \underline{v} \quad (4.163)$$

Sendo assim, juntando as equações (4.138) e (4.163), obtemos a dinâmica do sistema como um todo:

$$\begin{cases} \mathbb{M}^*(q) \ddot{q} + \nu^*(q, \dot{q}) + g^*(q) = r \underline{k}_t \ddot{i} \\ \underline{L} \frac{d\ddot{q}}{dt} + \underline{R} \ddot{i} + r \underline{k}_w \dot{q} = \psi \end{cases} \quad (4.164)$$

5 MODELAGEM DE MANIPULADORES PARALELOS

Esta subseção tem o intuito de apresentar um algoritmo genérico para a obtenção do modelo dinâmico de mecanismos paralelos cujo efetuador realiza apenas movimentos de translação. O algoritmo apresentado é implementável em linguagens de programação comumente usadas atualmente, como C++, Java e Python, sem necessitar de recursos de manipulação simbólica.

Para a obtenção do modelo do mecanismo paralelos, são necessários apenas os modelos de mecanismos seriais deduzidos utilizando o algoritmo apresentado anteriormente, do modelo do efetuador, e de 7 matrizes constantes que são utilizadas para descrever a arquitetura do mecanismo paralelo.

Para realizar a modelagem de mecanismos paralelos a partir de subsistemas seriais já deduzidos, é necessário introduzir mais alguns conceitos:

Sejam $\mathcal{B}_0, \mathcal{B}_1, \dots, \mathcal{B}_n$ $n + 1$ subsistemas mecânicos e \mathcal{M} um sistema mecânico de $\nu^{\#}$ graus de liberdade gerado pelo acoplamento dos subsistemas citados. Definimos:

- $\mathcal{N}_i, i = 0, \dots, n$: referencial inercial relativo ao subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbb{N}_i, i = 0, \dots, n$: sistema de coordenadas solidário a \mathcal{N}_i .
- $\mathbf{o}_i, i = 0, \dots, n$: origem do sistema \mathbb{N}_i .
- \mathbf{g} : centro de massa da plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 .
- \mathbf{B} : sistema de coordenadas solidário a \mathcal{B}_0 com origem em \mathbf{g} .
- m : massa da plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 .
- \mathbf{f} : Vetor de forças não-reativas (ativas e iniciais) aplicadas no centro de massa da plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 .

- \mathbf{g} : Vetor aceleração gravitacional.
- $\mathbf{\ddot{q}}$: Vetor aceleração gravitacional escrito na base \mathbb{N}_0 , ou seja, $[\mathbf{g}]_{\mathbb{N}_0}$.
- $\mathbf{q}_i, i = 0, \dots, n$: matriz-coluna de coordenadas generalizadas do subsistema \mathcal{B}_i .
- \mathbf{q}^* : matriz-coluna de coordenadas generalizadas da plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 .
- \mathbf{q}^\diamond : matriz-coluna de coordenadas generalizadas dos subsistemas seriais. Definida como $\mathbf{q}^\diamond = [\mathbf{q}_1^\top \dots \mathbf{q}_n^\top]^\top$.
- \mathbf{q} : matriz-coluna contendo todas as coordenadas generalizadas do sistema \mathcal{M} . Definida como $\mathbf{q} = [\mathbf{q}^{*\top} \mathbf{q}^{\diamond\top}]^\top$.
- $\mathbf{q}^\#$: matriz-coluna de $\nu^\#$ coordenadas generalizadas independentes.
- \mathbf{q}° : matriz-coluna de coordenadas generalizadas redundantes (contém as componentes de \mathbf{q} não pertencentes a $\mathbf{q}^\#$)
- $\bar{\mathbf{q}}(\mathbf{q})$: matriz-coluna dos vínculos de posição entre subsistemas. As equações vinculares são dadas por $\bar{\mathbf{q}}(\mathbf{q}) = \mathbf{0}$.
- $\bar{\omega}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$: matriz-coluna dos vínculos de orientação entre subsistemas. As equações vinculares são dadas por $\bar{\omega}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}$.
- $\mathbf{x}_i, i = 1, \dots, n$: ponto no espaço fixo ao efetuador de \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{x}_i(\mathbf{q}_i), i = 1, \dots, n$: $[\mathbf{x}_i]_{\mathbb{N}_i}$ escrito em função das coordenadas \mathbf{q}_i .
- $\mathbb{J}_v(\mathbf{q}_i), i = 1, \dots, n$: jacobiano \mathbb{J}_v do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbb{J}_\omega(\mathbf{q}_i), i = 1, \dots, n$: jacobiano \mathbb{J}_ω do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{g}_{\mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i, \mathbf{p}_i), i = 1, \dots, n$: matriz-coluna \mathbf{g} do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\dot{\mathbf{g}}_{\mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i, \mathbf{p}_i), i = 1, \dots, n$: matriz-coluna $\dot{\mathbf{g}}$ do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbb{M}_{\mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i), i = 0, \dots, n$: matriz de inércia generalizada do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{v}_{\mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i, \mathbf{p}_i), i = 0, \dots, n$: matriz-coluna das forças de inércia giroscópica e atrito generalizadas do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{g}_{\mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i), i = 0, \dots, n$: matriz-coluna dos esforços gravitacionais generalizados do subsistema \mathcal{B}_i .
- $\mathbf{u}_{\mathcal{B}_i}, i = 0, \dots, n$: matriz-coluna dos esforços ativos externos generalizados aplicados ao subsistema \mathcal{B}_i .

5.1 Modelo dos subsistemas

O modelo dinâmico de cada subsistema desacoplado pode ser escrito como:

$$\bar{\mathbb{F}}_{\mathcal{B}_i}(u_i, q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i) = u_{\mathcal{B}_i} - \left(M_{\mathcal{B}_i}(q_i)\ddot{q}_i + v_{\mathcal{B}_i}(q_i, \dot{q}_i) + g_{\mathcal{B}_i}(q_i) \right) = 0, i = 0, \dots, n \quad (5.1)$$

Sendo que para $i = 0$ temos o modelo do efetuador/plataforma e para $i > 0$ temos os modelos dos mecanismos seriais obtidos anteriormente.

O trabalho virtual dos esforços não-reativos (ativos e iniciais) de cada subsistema é dado por:

$$\delta W_i = \delta q_i^T \cdot \bar{\mathbb{F}}_{\mathcal{B}_i}, i = 0, \dots, n \quad (5.2)$$

Para os subsistemas seriais, as matrizes $M_{\mathcal{B}_i}$, $v_{\mathcal{B}_i}$ e $g_{\mathcal{B}_i}$ são obtidas utilizando o algoritmo de modelagem de mecanismos seriais apresentado anteriormente. Para o efetuador, iremos utilizar o modelo de um corpo rígido livre no espaço, que realiza apenas translação. Sendo assim, aplicando Teorema do Movimento do Baricentro no efetuador, obtemos os esforços não-reativos nele aplicados:

$$\mathbf{f} = -m\mathbf{a}_g^{N_0} + m\mathbf{g} \quad (5.3)$$

Aplicando as equações vetoriais no sistema N , temos:

$$[\mathbf{f}]_{N_0} = -m [\mathbf{a}_g^{N_0}]_{N_0} + m [\mathbf{g}]_{N_0} \quad (5.4)$$

Definindo:

$$q^* = [g]_{N_0} \quad (5.5)$$

Temos:

$$\bar{\mathbb{F}}_{\mathcal{B}_0} = -m\ddot{q}^* + m\emptyset \quad (5.6)$$

Portanto:

$$M_{\mathcal{B}_0} = m\mathbf{1} \quad (5.7)$$

$$v_{\mathcal{B}_0} = \emptyset \quad (5.8)$$

$$g_{\mathcal{B}_0} = -m\emptyset \quad (5.9)$$

5.2 Vínculos cinemáticos entre subsistemas

5.2.1 Vínculos de posição

Seja p_i um ponto pertencente à plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 e também ao efetuador do subsistema serial \mathcal{B}_i . Sendo assim, é possível relacionar as coordenadas do ponto p_i escritas no sistema N_0 partindo da plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 e da cadeia serial \mathcal{B}_i :

$$[p_i]_{N_0} = [\mathbf{1}]_{N_0 \mid B} [p_i]_B + [g]_{N_0} = [\mathbf{1}]_{N_0 \mid N_i} [p_i]_{N_i} + [o_i]_{N_0} \quad (5.10)$$

Sabe-se que $[g]_{N_0} = q^*$ e $[p_i]_{N_i} = \mathbf{x}_i(q_i)$. Tendo em vista que $[p_i]_B$, $[\mathbf{1}]_{N_0 \mid N_i}$, $[o_i]_{N_0}$ e $[\mathbf{1}]_{N_0 \mid B}$ são constantes, definindo:

$$\mathbf{d}_i = [o_i]_{N_0} - [\mathbf{1}]_{N_0 \mid B} [p_i]_B \quad (5.11)$$

$$\mathbb{E}_i = [\mathbf{1}]_{N_0 \mid B} \quad (5.12)$$

Temos:

$$q^* = \mathbf{d}_i + \mathbb{E}_i \cdot \mathbf{x}_i(q_i), \quad i = 1, \dots, n \quad (5.13)$$

Assim:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} \cdot q^* = \begin{bmatrix} \mathbf{d}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{d}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbb{E}_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{E}_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1(q_1) \\ \vdots \\ \mathbf{x}_n(q_n) \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Além disso, em alguns casos é necessário incluir vínculos afins entre as coordenadas generalizadas, ou seja:

$$\mathbb{D}_{\oplus} \cdot q^* = \mathbf{d}_{\oplus} + \mathbb{F}_{\oplus} \cdot q^{\diamond} \quad (5.15)$$

Juntando a equação (5.15) à equação (5.14), temos:

$$\begin{bmatrix} 1 \\ \vdots \\ 1 \\ \mathbb{D}_{\oplus} \end{bmatrix} \cdot q^* = \begin{bmatrix} \mathbf{d}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{d}_n \\ \mathbf{d}_{\oplus} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbb{E}_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{E}_n \\ 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1(q_1) \\ \vdots \\ \mathbf{x}_n(q_n) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \mathbb{F}_{\oplus} \end{bmatrix} \cdot q^{\diamond} \quad (5.16)$$

Sendo assim, os vínculos de posição entre subsistemas podem ser descritos de maneira

genérica por:

$$\bar{q}(q) = \mathbb{D} \cdot q^* - d - \mathbb{E} \cdot \dot{x}(q) - \mathbb{F} \cdot \dot{q}^\diamond = 0 \quad (5.17)$$

Sendo:

$$\mathbb{D} = \begin{bmatrix} 1 & \dots & 1 & \mathbb{D}_\oplus^T \end{bmatrix}^T \quad (5.18)$$

$$d = \begin{bmatrix} d_1^T & \dots & d_n^T & d_\oplus^T \end{bmatrix}^T \quad (5.19)$$

$$\mathbb{E} = \begin{bmatrix} \mathbb{E}_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{E}_n \\ 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

$$\dot{x}(q) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(q_1)^T & \dots & \dot{x}_n(q_n)^T \end{bmatrix}^T \quad (5.21)$$

5.2.2 Vínculos de velocidades lineares

Derivando no tempo a equação (5.17), temos:

$$\dot{\bar{q}}(q, \dot{q}) = \mathbb{D} \cdot \dot{q}^* - \mathbb{E} \cdot \dot{x}(q, \dot{q}) - \mathbb{F} \cdot \dot{q}^\diamond = 0 \quad (5.22)$$

A derivada \dot{x} pode ser obtida da seguinte maneira:

$$\dot{x}(q, \dot{q}) = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(q_1) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(q_n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{v\mathcal{B}_1}(q_1) \cdot \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \mathbb{J}_{v\mathcal{B}_n}(q_n) \cdot \dot{q}_n \end{bmatrix} = \mathbb{J}_v(q^\diamond) \cdot \dot{q}^\diamond \quad (5.23)$$

Sendo:

$$\mathbb{J}_v(q^\diamond) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{v\mathcal{B}_1}(q_1) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{J}_{v\mathcal{B}_n}(q_n) \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Assim, substituindo (5.23) em (5.22), obtemos:

$$\dot{\bar{q}}(q, \dot{q}) = \mathbb{D} \cdot \dot{q}^* - (\mathbb{E} \cdot \mathbb{J}_v(q^\diamond) + \mathbb{F}) \cdot \dot{q}^\diamond = 0 \quad (5.25)$$

5.2.3 Vínculos de velocidades angulares

Supondo que os efetuadores de cada cadeia serial \mathcal{B}_i estejam ligados rigidamente à plataforma/efetuador \mathcal{B}_0 , temos que todos apresentam velocidade angular nula em relação a N_0 , tendo em vista que \mathcal{B}_0 só translada. Sendo assim, obtem-se as seguintes relações:

$$[\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_0}^{N_0}]_{N_0} = \emptyset = [\mathbf{1}]_{N_0 \mid N_i} [\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_0}^{N_i}]_{N_i}, \quad i = 1, \dots, n \quad (5.26)$$

Sabe-se que $[\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}_0}^{N_i}]_{N_i} = \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i) \dot{\mathbf{q}}_i$ e que $\mathbb{E}_i = [\mathbf{1}]_{N_0 \mid N_i}$. Sendo assim, temos:

$$\emptyset = \mathbb{E}_i \cdot \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_i}(\mathbf{q}_i) \dot{\mathbf{q}}_i, \quad i = 1, \dots, n \quad (5.27)$$

Assim:

$$\emptyset = \begin{bmatrix} \mathbb{E}_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{E}_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_1}(\mathbf{q}_1) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_1 \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{q}}_n \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Sendo assim, os vínculos de posição entre subsistemas podem ser descritos de maneira genérica por:

$$\bar{\omega}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = -\mathbb{Q} \cdot \mathbb{J}_w(\mathbf{q}^\diamond) \cdot \dot{\mathbf{q}}^\diamond = \emptyset \quad (5.29)$$

Sendo:

$$\mathbb{Q} = \begin{bmatrix} \mathbb{E}_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{E}_n \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

$$\mathbb{J}_w(\mathbf{q}^\diamond) = \begin{bmatrix} \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_1}(\mathbf{q}_1) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{J}_{\omega \mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n) \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

5.2.4 Vínculos de quasi-velocidades

Os vínculos de quasi-velocidades são dados pela união dos vínculos de velocidades lineares e dos vínculos de velocidades angulares (se estes existirem), ou seja:

$$\bar{\mathbb{P}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \begin{bmatrix} \dot{\bar{\mathbf{q}}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \bar{\omega}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbb{D} \cdot \dot{\mathbf{q}}^* - \mathbb{E} \cdot \mathbb{J}_v(\mathbf{q}^\diamond) \cdot \dot{\mathbf{q}}^\diamond - \mathbb{F} \cdot \dot{\mathbf{q}}^\diamond \\ -\mathbb{Q} \cdot \mathbb{J}_w(\mathbf{q}^\diamond) \cdot \dot{\mathbf{q}}^\diamond \end{bmatrix} = \emptyset \quad (5.32)$$

Repare que (5.32) pode ser reescrita como:

$$\bar{p}(q, \dot{q}) = A(q)\dot{q} = 0 \quad (5.33)$$

Sendo A dado por:

$$A(q) = \begin{bmatrix} D & -(E \cdot J_v(q^\circ) + F) \\ 0 & -Q \cdot J_w(q^\circ) \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

No caso de não haverem vínculos de orientação entre os efetuadores das cadeias seriais e o efetuador do mecanismo paralelo (efetuador pontual, ou cadeias seriais ligadas ao efetuador através de juntas esféricas, no caso de mecanismos espaciais, ou juntas de rotação, no caso de mecanismos planos), a matriz A assume a seguinte expressão:

$$A(q) = \begin{bmatrix} D & -(E \cdot J_v(q^\circ) + F) \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

5.2.5 Vínculos de quasi-acelerações

Derivando (5.32), temos:

$$\dot{\bar{p}}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = \begin{bmatrix} \ddot{q}(q, \dot{q}, \ddot{q}) \\ \dot{\omega}(q, \dot{q}, \ddot{q}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D \cdot \ddot{q}^* - E \cdot (J_v(q^\circ) \cdot \ddot{q}^\circ + \underline{g}(q, \dot{q})) - F \cdot \ddot{q}^\circ \\ -Q \cdot (J_w(q^\circ) \cdot \ddot{q}^\circ + \dot{\underline{\omega}}(q, \dot{q})) \end{bmatrix} = 0 \quad (5.36)$$

Sendo:

$$\underline{g}(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} \underline{g}_{\mathcal{B}_1}(q_1, \dot{q}_1)^T & \dots & \underline{g}_{\mathcal{B}_n}(q_n, \dot{q}_n)^T \end{bmatrix}^T \quad (5.37)$$

$$\dot{\underline{\omega}}(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} \dot{\underline{\omega}}_{\mathcal{B}_1}(q_1, \dot{q}_1)^T & \dots & \dot{\underline{\omega}}_{\mathcal{B}_n}(q_n, \dot{q}_n)^T \end{bmatrix}^T \quad (5.38)$$

Repare que (5.36) pode ser reescrita como:

$$\dot{\bar{p}}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = A(q)\ddot{q} + b(q, \dot{q}) = 0 \quad (5.39)$$

Sendo:

$$b(q, \dot{q}) = - \begin{bmatrix} E \cdot \underline{g}(q, \dot{q}) \\ Q \cdot \dot{\underline{\omega}}(q, \dot{q}) \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

Para o caso de não haver vínculos de orientação, temos simplesmente:

$$b(q, \dot{q}) = -E \cdot \underline{g}(q, \dot{q}) \quad (5.41)$$

5.3 Acoplamento de subsistemas

Seja \mathbb{f} a matriz-coluna contendo todos os sistemas de forças não-reativas generalizadas:

$$\mathbb{f} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbb{f}}_{\mathcal{B}_0} \\ \vdots \\ \bar{\mathbb{f}}_{\mathcal{B}_n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbb{u}_{\mathcal{B}_0} \\ \vdots \\ \mathbb{u}_{\mathcal{B}_n} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbb{M}_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{M}_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n) \end{bmatrix} \cdot \dot{\mathbf{p}} - \begin{bmatrix} \nu_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}_0) \\ \vdots \\ \nu_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n, \dot{\mathbf{q}}_n) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbb{g}_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0) \\ \vdots \\ \mathbb{g}_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_0) \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

Definindo:

$$\mathbb{M}'(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} \mathbb{M}_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \mathbb{M}_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n) \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

$$\mathbb{v}'(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \left[\nu_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0, \dot{\mathbf{q}}_0)^T \quad \dots \quad \nu_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_n, \dot{\mathbf{q}}_n)^T \right]^T \quad (5.44)$$

$$\mathbb{g}'(\mathbf{q}) = \left[\mathbb{g}_{\mathcal{B}_0}(\mathbf{q}_0)^T \quad \dots \quad \mathbb{g}_{\mathcal{B}_n}(\mathbf{q}_0)^T \right]^T \quad (5.45)$$

$$\mathbb{u}' = \left[\mathbb{u}_{\mathcal{B}_0}^T \quad \dots \quad \mathbb{u}_{\mathcal{B}_n}^T \right]^T \quad (5.46)$$

(5.42) pode ser reescrita como:

$$\mathbb{f} = \mathbb{u}' - \mathbb{M}'(\mathbf{q}) \cdot \ddot{\mathbf{q}} - \mathbb{v}'(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \mathbb{g}'(\mathbf{q}) \quad (5.47)$$

Pelo princípio de D'Alambert, temos que:

$$\sum_{i=0}^n \delta W_i = \sum_{i=0}^n \delta \mathbf{q}_i^T \cdot \bar{\mathbb{f}}_{\mathcal{B}_i} = 0 \quad (5.48)$$

Ou seja:

$$\delta \mathbf{q}^T \cdot \mathbb{f} = 0 \quad (5.49)$$

Além disso, a partir da equação (5.33), temos que:

$$\mathbb{A}(\mathbf{q})\delta \mathbf{q} = 0 \quad (5.50)$$

\mathbf{q} pode ser escrita em função de $\mathbf{q}^\#$ e \mathbf{q}° da seguinte maneira:

$$\mathbf{q} = \mathbb{Q}^\# \mathbf{q}^\# + \mathbb{Q}^\circ \mathbf{q}^\circ \quad (5.51)$$

Sendo $\mathbb{Q}^\#$ e \mathbb{Q}° matrizes constantes que contém apenas zeros e uns, contendo apenas

um "1" por coluna. Aplicando o operador variação em (5.51), tem-se que:

$$\delta q = Q^\# \delta q^\# + Q^\circ \delta q^\circ \quad (5.52)$$

Substituindo (5.52) em (5.50), podemos isolar δq° em função de $\delta q^\#$:

$$\delta q^\circ = -(\mathbb{A}Q^\circ)^{-1}\mathbb{A}Q^\# \delta q^\# \quad (5.53)$$

Substituindo (5.53) em (5.52), obtemos δq apenas em função de q e $\delta q^\#$:

$$\delta q = C(q) \cdot \delta q^\# \quad (5.54)$$

Sendo:

$$C(q) = Q^\# - (\mathbb{A}Q^\circ)^{-1}\mathbb{A}Q^\# \quad (5.55)$$

Além disso, repare que C respeita a seguinte relação:

$$\dot{q} = C(q) \cdot \dot{q}^\# \quad (5.56)$$

Substituindo (5.54) em (5.49), temos:

$$\delta q^{\#T} C^T f = 0 \quad (5.57)$$

Tendo em vista que $q^\#$ são coordenadas independentes, $\delta q^\#$ são variações arbitrárias. Sendo assim, a equação dinâmica do mecanismo paralelo pode ser escrita como:

$$C^T f = 0 \quad (5.58)$$

Ou seja:

$$C(q)^T (M'(q)\ddot{q} + v'(q, \dot{q}) + g'(q)) = C(q)^T u' \quad (5.59)$$

5.4 Simulação dinâmica direta

É possível realizar a simulação dinâmica direta do sistema utilizando a equação dinâmica (5.59) e os vínculos de quasi-acelerações (5.36):

$$\begin{cases} C(q)^T (M'(q)\ddot{q} + v'(q, \dot{q}) + g'(q)) = C(q)^T u' \\ A(q)\ddot{q} + B(q, \dot{q}) = 0 \end{cases} \quad (5.60)$$

Reescrevendo em forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T M'(q) \\ A(q) \end{bmatrix} \cdot \ddot{q} = \begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T(u' - v'(q, \dot{q}) - g'(q)) \\ -b(q, \dot{q}) \end{bmatrix} \quad (5.61)$$

É necessário que as condições iniciais respeitem os vínculos de posição e velocidades. Com isso, teoricamente, os vínculos continuariam sendo respeitados na solução do sistema de EDOs. Porém, devido a erros numéricicos de truncamento e erros associados ao método de integração numérica utilizado, os vínculos de posição e velocidade podem deixar de ser respeitados. Esse problema pode ser resolvido utilizando a técnica das constantes de estabilização de Baumgarte [8]. A idéia é substituir a equação dos vínculos de aceleração pela seguinte equação:

$$\bar{P}'(q, \dot{q}, \ddot{q}) = \begin{bmatrix} \ddot{\bar{q}} + 2\lambda \dot{\bar{q}} + \lambda^2 \bar{q} \\ \dot{\bar{w}} + \lambda \bar{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{\bar{q}} \\ \dot{\bar{w}} \end{bmatrix} + \lambda \begin{bmatrix} 2 \cdot \mathbb{1} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\bar{q}} \\ \bar{w} \end{bmatrix} + \lambda^2 \begin{bmatrix} \bar{q} \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (5.62)$$

Substituindo (5.32) e (5.36) em (5.62), temos:

$$\bar{P}'(q, \dot{q}, \ddot{q}) = A(q)\ddot{q} + b(q, \dot{q}) + \lambda \begin{bmatrix} 2 \cdot \mathbb{1} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot A(q) \cdot \dot{q} + \lambda^2 \begin{bmatrix} \bar{q}(q) \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (5.63)$$

Impondo que (5.63) seja respeitada, garantimos que $\bar{q}(q)$ e $\bar{w}(q, \dot{q})$ tenderão exponencialmente a zero independentemente das condições iniciais, para $\lambda > 0$, ou seja, irá fazer com que os vínculos de posição e velocidades sejam respeitados mesmo havendo erros de truncamento e erros associados ao método de integração numérica de EDOs. É importante ressaltar que λ é superiomente limitado pelo passo de integração h e pelo método de integração, porém, escolhendo $\lambda = 1/h$ já garante a estabilidade do método para praticamente qualquer método de integração numérica de EDOs.

Sendo assim, o sistema de EDOs que será utilizado para realizar a simulação dinâmica direta é dado por:

$$\begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T M'(q) \\ A(q) \end{bmatrix} \cdot \ddot{q} = \begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T(u' - v'(q, \dot{q}) - g'(q)) \\ -b(q, \dot{q}) - \lambda \begin{bmatrix} 2 \cdot \mathbb{1} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot A(q) \cdot \dot{q} - \lambda^2 \begin{bmatrix} \bar{q}(q) \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (5.64)$$

Caso não haja vínculos de orientação, utilizamos:

$$\begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T M'(q) \\ A(q) \end{bmatrix} \cdot \ddot{q} = \begin{bmatrix} \mathbb{C}(q)^T(u' - v'(q, \dot{q}) - g'(q)) \\ -b(q, \dot{q}) - 2\lambda A(q) \cdot \dot{q} - \lambda^2 \bar{q}(q) \end{bmatrix} \quad (5.65)$$

5.5 Simulação dinâmica inversa

Na simulação dinâmica inversa, são dados os perfis de $\dot{q}^{\#}$, $\ddot{q}^{\#}$ e $\dddot{q}^{\#}$ em função do tempo e obtem-se os perfis dos esforços nos atuadores para a trajetória dada. Para isso, será utilizada a equação dinâmica (5.59):

$$\mathbb{C}(q)^T (\mathbb{M}'(q)\ddot{q} + \mathbb{v}'(q, \dot{q}) + \mathbb{g}'(q)) = \mathbb{C}(q)^T u'$$

Repare que os termos desta equação dependem de q , \dot{q} e \ddot{q} . Sendo assim, primeiramente é preciso obter q , \dot{q} e \ddot{q} dados $\dot{q}^{\#}$, $\ddot{q}^{\#}$ e $\dddot{q}^{\#}$.

q é obtido resolvendo numéricamente a equação dos vínculos de posição (5.16), a qual é um sistema de equações algébricas não lineares.

$$\bar{q}(q) = 0$$

Tendo obtido q , \dot{q} é obtido pela equação (5.56):

$$\dot{q} = \mathbb{C}(q) \cdot \dot{q}^{\#}$$

Para obter \ddot{q} , substitui-se a segunda derivada temporal da equação (5.51) na equação dos vínculos de quasi-acelerações (5.39):

$$\begin{aligned} \mathbb{A}\mathbb{Q}^{\#}\ddot{q}^{\#} + \mathbb{A}\mathbb{Q}^{\circ}\ddot{q}^{\circ} + \mathbb{b} &= 0 \\ \Rightarrow \ddot{q}^{\circ} &= -(\mathbb{A}\mathbb{Q}^{\circ})^{-1}(\mathbb{b} + \mathbb{A}\mathbb{Q}^{\#}\ddot{q}^{\#}) \\ \therefore \ddot{q} &= (\mathbb{Q}^{\#} - (\mathbb{A}\mathbb{Q}^{\circ})^{-1}\mathbb{A}\mathbb{Q}^{\#}) \cdot \ddot{q}^{\#} - (\mathbb{A}\mathbb{Q}^{\circ})^{-1}\mathbb{b} \end{aligned} \quad (5.66)$$

Comparando (5.55) com (5.66), temos:

$$\therefore \ddot{q} = \mathbb{C}(q) \cdot \ddot{q}^{\#} + \mathbb{c}(q, \dot{q}) \quad (5.67)$$

Sendo:

$$\mathbb{c}(q, \dot{q}) = -(\mathbb{A}(q)\mathbb{Q}^{\circ})^{-1} \cdot \mathbb{b}(q, \dot{q}) \quad (5.68)$$

Além disso, normalmente não há atuadores em todas as juntas do mecanismo paralelo. Sendo assim, u' pode ser reescrito como:

$$u' = \mathbb{U} \cdot u^* \quad (5.69)$$

Sendo \mathbb{U} uma matriz constante composta por zeros e uns, e \mathbf{u}^* os esforços aplicados pelos atuadores.

Substituindo (5.56), (5.67) e (5.69) em (5.59), temos:

$$\mathbb{C}^T(\mathbb{M}'(\mathbb{C} \cdot \ddot{\mathbf{q}}^\# + \mathbf{c}) + \mathbf{v}' + \mathbf{g}') = \mathbb{C}^T\mathbb{U} \cdot \mathbf{u}^* \quad (5.70)$$

Definindo:

$$\mathbb{Z}(\mathbf{q})^T = \mathbb{C}(\mathbf{q})^T\mathbb{U} \quad (5.71)$$

Temos:

$$\mathbb{C}^T\mathbb{M}'\mathbb{C} \cdot \ddot{\mathbf{q}}^\# + \mathbb{C}^T(\mathbb{M}'\mathbf{c} + \mathbf{v}') + \mathbb{C}^T\mathbf{g}' = \mathbb{Z}^T\mathbf{u}^* \quad (5.72)$$

Sendo assim, (5.72) pode ser reescrita como:

$$\mathbb{M}_{\mathcal{M}}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}}^\# + \mathbf{v}_{\mathcal{M}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{g}_{\mathcal{M}}(\mathbf{q}) = \mathbb{Z}(\mathbf{q})^T\mathbf{u}^* \quad (5.73)$$

Sendo:

$$\mathbb{M}_{\mathcal{M}} = \mathbb{C}^T\mathbb{M}'\mathbb{C} \quad (5.74)$$

$$\mathbf{v}_{\mathcal{M}} = \mathbb{C}^T(\mathbb{M}'\mathbf{c} + \mathbf{v}') \quad (5.75)$$

$$\mathbf{g}_{\mathcal{M}} = \mathbb{C}^T\mathbf{g}' \quad (5.76)$$

Sendo assim, para mecanismos sem atuação redundante, a simulação dinâmica inversa é feita utilizando a equação (5.73) para obter os esforços nos atuadores, dados $\mathbf{q}^\#$, $\dot{\mathbf{q}}^\#$ e $\ddot{\mathbf{q}}^\#$, obtendo \mathbf{q} através da solução numérica da equação (5.17) e $\dot{\mathbf{q}}$ através de (5.56).

Para o caso de mecanismos com atuação redundante, há infinitas para \mathbf{u}^* de modo que o mecanismo realize a trajetória desejada. Sendo assim, normalmente é escolhida uma solução que seja solução de um problema de otimização (como a minimização da energia consumida), tendo a equação (5.73) como restrição.

6 PROJETO DOS CONTROLADORES

Esta subseção é destinada ao projeto de controladores não lineares, destinados ao controle de posição de plataformas paralelas cujo modelo dinâmico para simulação dinâmica inversa é dado por (5.73), utilizando a técnica de Linearização por Realimentação aliada a outras leis de controle não linear, como as leis Controle por Modos Deslizantes [82, 98], e também aliada a técnicas de controle linear, como a alocação de pólos no espaço de estados (Controle por Torque Computado), alocação de pólos no domínio da frequência com observador de disturbios, e o Controle por Modos Deslizantes em Tempo Discreto.

Para facilitar a leitura das deduções e com o intuito de deixar um pouco menos carregada a notação, será adotada a seguinte notação:

$$\mathbb{H}(q) = \mathbb{M}_{\mathcal{M}}(q) \quad (6.1)$$

$$h(q, \dot{q}) = v_{\mathcal{M}}(q, \dot{q}) + g_{\mathcal{M}}(q) \quad (6.2)$$

$$u = \mathbb{Z}(q)^T u^* \quad (6.3)$$

Sendo assim, equação (5.73) pode ser reescrita como:

$$\mathbb{H}(q)\ddot{q}^\# + h(q, \dot{q}) = u \quad (6.4)$$

Além disso, definimos o erro de controle como sendo:

$$e = q_d^\# - q^\# \quad (6.5)$$

Sendo $q_d^\#$ o sinal de referência

6.1 Linearização por Realimentação (LR)

A técnica de controle conhecida como Linearização por Realimentação consiste utilizar a entrada de controle para cancelar as não linearidades do sistema, de modo a obter um

sistema linear equivalente, normalmente desacoplado, no qual é possível utilizar inúmeras técnicas de controle linear.

Tendo em vista a equação dinâmica (6.4), é proposta a seguinte lei de Linearização por Realimentação:

$$v = \hat{H}(q)(\ddot{q}_d^\# - v') + \hat{h}(q, \dot{q}) \quad (6.6)$$

Sendo \hat{H} e \hat{h} estimadores para H e h , respectivamente.

Substituindo a lei de controle (6.6) em (6.4), temos:

$$\ddot{e} = v' + \delta(t, q, \dot{q}, v') \quad (6.7)$$

Sendo:

$$\delta = H^{-1}(\tilde{H}(\ddot{q}_d^\# - v') + \tilde{h}) \quad (6.8)$$

$$\tilde{H} = H - \hat{H} \quad (6.9)$$

$$\tilde{h} = h - \hat{h} \quad (6.10)$$

Repare que, para o caso em que não há erros de modelagem ($\tilde{H} = 0$ e $\tilde{h} = 0 \Rightarrow \delta = 0$), a dinâmica de cada componente do erro se comporta como um sistema linear de segunda ordem forçado com inércia unitária e duplo integrador em $s = 0$.

6.2 Controle por Torque Computado (CTC)

A lei de Controle por Torque Computado tem o intuito de fazer com que a dinâmica de cada componente do erro de controle se comporte como um movimento harmônico amortecido, fazendo com que o erro tenda assintóticamente a zero independentemente da condição inicial, na ausência de erros de modelagem. Para atingir este objetivo, basta utilizar a seguinte lei de realimentação de estados para v' :

$$v' = -\underline{k}_v \dot{e} - \underline{k}_p e \quad (6.11)$$

Sendo \underline{k}_v e \underline{k}_p matrizes diagonais positiva-definidas.

Substituindo a lei de controle (6.11) em (6.7), temos:

$$\ddot{e} + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e = \delta'(t, q, \dot{q}) \quad (6.12)$$

Sendo:

$$\ddot{\mathbf{e}}' = \mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{k}_v \dot{\mathbf{e}} + \underline{k}_p \mathbf{e}) + \tilde{\mathbf{h}}) \quad (6.13)$$

Repare que o desempenho desta técnica de controle depende diretamente da representatividade do modelo obtido dentro das condições de operação do sistema.

6.3 Controle por Modos Deslizantes

O Controle por Modos Deslizantes é uma técnica de controle não-linear robusto, a qual tem como principal vantagem uma menor sensibilidade aos erros de modelagem, sendo robusto tanto a incertezas estruturadas quanto a incertezas não estruturadas. Nesta subseção serão deduzidas 4 leis de controle baseadas nesta técnica.

6.3.1 Dedução das leis de controle

Sejam $\underline{\lambda}$, \underline{k}_v e \underline{k}_p matrizes diagonais positiva-definidas. Assim, pode-se definir uma matriz-coluna \mathbf{s} de duas maneiras diferentes:

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}} + \underline{\lambda} \mathbf{e} \quad (6.14)$$

e

$$\mathbf{s} = \ddot{\mathbf{e}} + \underline{k}_v \dot{\mathbf{e}} + \underline{k}_p \mathbf{e} \quad (6.15)$$

Tendo definido \mathbf{s} , define-se a chamada superfície de escorregamento:

$$\mathbf{s} = \emptyset \quad (6.16)$$

Repare que fazendo com o sistema atinja a superfície de escorregamento, o erro de controle tenderá assintóticamente a zero, independente de qual das definições de \mathbf{s} for escolhida.

Seja $V(\mathbf{s})$ uma função de Lyapunov dada por:

$$V(\mathbf{s}) = \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \mathbb{W} \mathbf{s} \quad (6.17)$$

Sendo \mathbb{W} uma matriz simétrica positiva-definida. Pela teoria de estabilidade de Lyapunov, se $\dot{V} < 0 \forall \mathbf{s} \neq \emptyset$, \mathbf{s} converge para \emptyset independentemente das condições iniciais do

sistema. Para que isso seja possível, é imposta a seguinte condição:

$$\frac{d}{dt}V(\mathbf{s}) = \mathbf{s}^T \left(\mathbb{W} \dot{\mathbf{s}} + \frac{1}{2} \dot{\mathbb{W}} \mathbf{s} \right) \leq -\mathbf{s}^T \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) \quad (6.18)$$

$$\Rightarrow \mathbf{s}^T \left(\mathbb{W} \dot{\mathbf{s}} + \frac{1}{2} \dot{\mathbb{W}} \mathbf{s} + \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) \right) \leq 0 \quad (6.19)$$

Sendo $\underline{\eta}$ uma matriz diagonal positiva-definida. Repare que $\mathbf{s}^T \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s})$ é a soma ponderada dos módulos das componentes de \mathbf{s} , o que implica que $-\mathbf{s}^T \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) < 0 \forall \mathbf{s} \neq 0$. Repare também que $V(\mathbf{s})$ pode ser interpretada como uma distância quadrática do sistema até a superfície de escorregamento. A imposição da condição (6.18) implica que a distância do sistema à superfície de escorregamento é sempre decrescente enquanto o sistema não atingir a superfície de escorregamento, e garante a convergência \mathbf{s} para zero em tempo finito e, a partir deste momento, a convergência assintótica do erro de controle e para zero.

Para ilustrar, considere $\mathbb{W} = \mathbb{1}$; se $\dot{\mathbf{s}} = -\underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s})$, (6.18) é satisfeita e cada componente de \mathbf{s} respeita a EDO $\dot{s}_i = -\eta_i \mathbf{s} \text{inal}(s_i)$, a qual converge para zero em um tempo finito de $t_i = \frac{|s_i(0)|}{\eta_i}$.

O projeto do controlador é feito utilizando a condição (6.18), a qual é conhecida como condição de escorregamento, e será subdividido pelas diferentes definições apresentadas para a variável \mathbf{s} ((6.14) e (6.15)).

a) Para $\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}} + \underline{\lambda} \mathbf{e}$:

Derivando (6.14) e substituindo em (6.18), temos:

$$\mathbf{s}^T \left(\mathbb{W} (\ddot{\mathbf{e}} + \underline{\lambda} \dot{\mathbf{e}}) + \frac{1}{2} \dot{\mathbb{W}} \mathbf{s} + \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) \right) \leq 0 \quad (6.20)$$

Substituindo (6.7) em (6.20), temos:

$$\mathbf{s}^T \left(\mathbb{W} (\mathbf{u}' + \underline{\lambda} \dot{\mathbf{e}} + \mathbb{H}^{-1} (\tilde{\mathbb{H}} (\ddot{\mathbf{c}}_d^\# - \mathbf{u}') + \tilde{\mathbf{h}})) + \frac{1}{2} \dot{\mathbb{W}} \mathbf{s} + \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) \right) \leq 0 \quad (6.21)$$

Definindo:

$$\mathbf{u}' = -\underline{\lambda} \dot{\mathbf{e}} + \mathbf{u}'' \quad (6.22)$$

Temos:

$$\mathbf{s}^T \left(\mathbb{W} ((\mathbb{1} - \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}) \mathbf{u}'' + \mathbb{H}^{-1} (\tilde{\mathbb{H}} (\ddot{\mathbf{c}}_d^\# + \underline{\lambda} \dot{\mathbf{e}}) + \tilde{\mathbf{h}})) + \frac{1}{2} \dot{\mathbb{W}} \mathbf{s} + \underline{\eta} \mathbf{s} \text{inal}(\mathbf{s}) \right) \leq 0 \quad (6.23)$$

Note que:

$$\mathbb{1} - \mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} = \mathbb{1} - \mathbb{H}^{-1}(\mathbb{H} - \hat{\mathbb{H}}) = \mathbb{H}^{-1}\hat{\mathbb{H}} \quad (6.24)$$

Sendo assim, são notáveis duas possíveis escolhas para \mathbb{W} que facilitam o projeto do controlador:

$$\mathbb{W} = \mathbb{1} \quad (6.25)$$

e

$$\mathbb{W} = \mathbb{H} \quad (6.26)$$

Mais uma vez, o projeto do controlador será subdividido em 2 casos:

a.1) Para $\mathbb{W} = \mathbb{1}$:

Substituindo (6.25) em (6.23), obtem-se:

$$\mathbb{s}^T \left((\mathbb{1} - \mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}})\mathbb{v}'' + \mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}) + \tilde{\mathbb{h}}) + \underline{\eta} \sin(\mathbb{s}) \right) \leq 0 \quad (6.27)$$

Para satisfazer (6.27), é utilizada a seguinte lei de controle:

$$\mathbb{v}'' = -\underline{k} \sin(\mathbb{s}) \quad (6.28)$$

Sendo \underline{k} uma matriz diagonal positiva-definida, com $\underline{k} \geq \underline{\eta}$. Substituindo (6.28) em (6.27), temos:

$$\mathbb{s}^T \left(-(\underline{k} - \underline{\eta}) \sin(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \sin(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}) + \tilde{\mathbb{h}}) \right) \leq 0 \quad (6.29)$$

Pode-se dizer que, (6.29) é sempre satisfeita se:

$$\text{diag}(\underline{k}) - \text{diag}(\underline{\eta}) \geq |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \sin(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}) + \tilde{\mathbb{h}})| \quad (6.30)$$

Aplicando a desigualdade triangular em cada componente do lado direito de (6.30), temos:

$$|\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \sin(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}) + \tilde{\mathbb{h}})| \leq |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} \text{diag}(\underline{k}) + |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} |\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}| + |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{h}}|_{max} \quad (6.31)$$

Portanto, se a seguinte inequação matricial for respeitada:

$$(\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}) \cdot \text{diag}(\underline{k}) \geq \text{diag}(\underline{\eta}) + |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} |\ddot{\mathbb{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbb{e}}| + |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{h}}|_{max} \quad (6.32)$$

(6.30) será respeitada, o que garante que a condição de escorregamento (6.18) também seja respeitada e consequentemente garante a convergência do erro de

controle para zero.

Existe solução para (6.32) apenas se a matriz $\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}$ for uma *M-matrix*, ou seja, se módulo do maior autovalor de $|\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}$ for menor que 1. Se este for o caso, a solução que minimiza a norma de $\text{diag}(\underline{k})$ é dada por:

$$\text{diag}(\underline{k}) = (\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max})^{-1}(\text{diag}(\underline{\eta}) + |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}| + |\tilde{\mathbf{h}}|_{max}) \quad (6.33)$$

a.2) Para $\mathbb{W} = \mathbb{H}$:

Substituindo (6.26) em (6.23), obtem-se:

$$\mathbf{s}^T \left(\hat{\mathbb{H}}\mathbf{u}'' + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbf{s} + \tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}} + \tilde{\mathbf{h}}) + \underline{\eta} \sinh(\mathbf{s}) \right) \leq 0 \quad (6.34)$$

Para satisfazer (6.34), é utilizada a seguinte lei de controle:

$$\mathbf{u}'' = -\hat{\mathbb{H}}^{-1} \left(\underline{k} \sinh(\mathbf{s}) + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbf{s} \right) \quad (6.35)$$

Sendo \underline{k} uma matriz diagonal positiva-definida, com $\underline{k} \geq \underline{\eta}$. Substituindo (6.28) em (6.34), temos:

$$\mathbf{s}^T \left(-(\underline{k} - \underline{\eta}) \sinh(\mathbf{s}) + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbf{s} + \tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}) + \tilde{\mathbf{h}} \right) \leq 0 \quad (6.36)$$

Pode-se dizer que, (6.36) é sempre satisfeita se:

$$\text{diag}(\underline{k}) - \text{diag}(\underline{\eta}) \geq \left| \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbf{s} + \tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}) + \tilde{\mathbf{h}} \right| \quad (6.37)$$

Aplicando a desigualdade triangular em cada componente do lado direito de (6.37), temos:

$$\left| \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbf{s} + \tilde{\mathbb{H}}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}) + \tilde{\mathbf{h}} \right| \leq \frac{1}{2}|\dot{\mathbb{H}}|_{max}|\mathbf{s}| + |\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}| + |\tilde{\mathbf{h}}|_{max} \quad (6.38)$$

Portanto, se a seguinte inequação matricial for respeitada:

$$\text{diag}(\underline{k}) \geq \text{diag}(\underline{\eta}) + \frac{1}{2}|\dot{\mathbb{H}}|_{max}|\mathbf{s}| + |\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}| + |\tilde{\mathbf{h}}|_{max} \quad (6.39)$$

(6.37) será respeitada, o que garante que a condição de escorregamento (6.18) também seja respeitada e consequentemente garante a convergência do erro de controle para zero.

Sempre existe solução para (6.39), e a solução que minimiza a norma de $\text{diag}(\underline{k})$ é dada por:

$$\text{diag}(\underline{k}) = \text{diag}(\underline{\eta}) + \frac{1}{2}|\dot{\mathbb{H}}|_{max}|\mathbf{s}| + |\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{\lambda}\dot{\mathbf{e}}| + |\tilde{\mathbf{h}}|_{max} \quad (6.40)$$

Repare que as duas leis de controle previamente deduzidas possuem termos discontinuos, os quais podem gerar o efeito conhecido como *chattering*, o qual pode gerar sérios desgastes nos atuadores do sistema e causar vibrações indesejadas no mecanismo. A utilização da definição (6.15) para s na dedução da lei de controle diminui bastante o efeito do *chattering*, pois utiliza termos que são integrais de funções discontinuas, o que consequentemente gera um perfil muito mais suave para o esforço de controle. Sendo assim, agora serão deduzidas as leis de controle baseadas na definição (6.15) para s .

- b) Para $s = \ddot{e} + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e$

Substituindo (6.7) em (6.15), temos:

$$s = u' + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e + \delta \quad (6.41)$$

Sendo assim, definimos:

$$u' = -\underline{k}_v \dot{e} - \underline{k}_p e + u'' \quad (6.42)$$

Portanto:

$$s = u'' + H^{-1}(\tilde{H}(\ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e - u'') + \tilde{h}) \quad (6.43)$$

Definindo:

$$\sigma = \ddot{\mathbf{q}}_d^\# + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e \quad (6.44)$$

Temos:

$$s = (\mathbb{1} - H^{-1}\tilde{H})u'' + H^{-1}(H\sigma + \tilde{h}) \quad (6.45)$$

Derivando (6.45), temos:

$$\dot{s} = (\mathbb{1} - H^{-1}\tilde{H})\dot{u}'' + H^{-1}\dot{e} \quad (6.46)$$

Sendo:

$$e = (\dot{H}H^{-1}\tilde{H} - \dot{\tilde{H}})u'' - \dot{H}H^{-1}(H\sigma + \tilde{h}) + \dot{\tilde{H}}\sigma + \tilde{H}\dot{\sigma} + \dot{\tilde{h}} \quad (6.47)$$

Substituindo (6.46) em (6.18), temos:

$$s^T \left(W((\mathbb{1} - H^{-1}\tilde{H})\dot{u}'' + H^{-1}\dot{e}) + \frac{1}{2} \dot{W}s + \underline{\eta} \operatorname{sign}(s) \right) \leq 0 \quad (6.48)$$

Mais uma vez, são notáveis duas possíveis escolhas para \mathbb{W} que facilitam o projeto do controlador:

$$\mathbb{W} = \mathbb{1} \quad (6.49)$$

e

$$\mathbb{W} = \mathbb{H} \quad (6.50)$$

Subdividido mais uma vez o projeto do controlador será em 2 casos:

b.1) Para $\mathbb{W} = \mathbb{1}$:

Substituindo (6.49) em (6.48), obtem-se:

$$\mathbb{s}^T \left((\mathbb{1} - \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}) \dot{v}'' + \mathbb{H}^{-1} \mathbb{e} + \underline{\eta} \operatorname{sign}(\mathbb{s}) \right) \leq 0 \quad (6.51)$$

Para satisfazer (6.51), é utilizada a seguinte lei de controle:

$$\dot{v}'' = -\underline{k} \operatorname{sign}(\mathbb{s}) \quad (6.52)$$

Sendo \underline{k} uma matriz diagonal positiva-definida, com $\underline{k} \geq \underline{\eta}$. Substituindo (6.52) em (6.51), temos:

$$\mathbb{s}^T \left(-(\underline{k} - \underline{\eta}) \operatorname{sign}(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \operatorname{sign}(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1} \mathbb{e} \right) \leq 0 \quad (6.53)$$

Pode-se dizer que, (6.53) é sempre satisfeita se:

$$\operatorname{diag}(\underline{k}) - \operatorname{diag}(\underline{\eta}) \geq |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \operatorname{sign}(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1} \mathbb{e}| \quad (6.54)$$

Aplicando a desigualdade triangular em cada componente do lado direito de (6.54), temos:

$$\begin{aligned} & |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} \underline{k} \operatorname{sign}(\mathbb{s}) + \mathbb{H}^{-1} \left((\dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}}) v'' - \dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} (\tilde{\mathbb{H}} \sigma + \tilde{\mathbb{h}}) + \dot{\tilde{\mathbb{H}}} \sigma + \tilde{\mathbb{H}} \dot{\sigma} + \dot{\tilde{\mathbb{h}}} \right)| \leq \\ & \quad |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}|_{max} \operatorname{diag}(\underline{k}) + |\mathbb{H}^{-1} (\dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})|_{max} |v'' - \sigma| + |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}|_{max} |\dot{\sigma}| \\ & \quad + |\mathbb{H}^{-1} \dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{h}}|_{max} + |\mathbb{H}^{-1} \dot{\tilde{\mathbb{h}}}|_{max} \end{aligned} \quad (6.55)$$

Portanto, se a seguinte inequação matricial for respeitada:

$$\begin{aligned} & (\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}|_{max}) \cdot \operatorname{diag}(\underline{k}) \geq \operatorname{diag}(\underline{\eta}) + |\mathbb{H}^{-1} (\dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})|_{max} |v'' - \sigma| + \\ & \quad |\mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{H}}|_{max} |\dot{\sigma}| + |\mathbb{H}^{-1} \dot{\mathbb{H}} \mathbb{H}^{-1} \tilde{\mathbb{h}}|_{max} + |\mathbb{H}^{-1} \dot{\tilde{\mathbb{h}}}|_{max} \end{aligned} \quad (6.56)$$

(6.54) será respeitada, o que garante que a condição de escorregamento (6.18)

também seja respeitada e consequentemente garante a convergência do erro de controle para zero.

Existe solução para (6.56) apenas se a matriz $\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}$ for uma *M-matrix*, ou seja, se módulo do maior autovalor de $|\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}$ for menor que 1. Se este for o caso, a solução que minimiza a norma de $\text{diag}(\underline{k})$ é dada por:

$$\begin{aligned} \text{diag}(\underline{k}) = (\mathbb{1} - |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max})^{-1} & (\text{diag}(\underline{\eta}) + |\mathbb{H}^{-1}(\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})|_{max}|\psi'' - \sigma| + \\ & |\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\dot{\sigma}| + |\mathbb{H}^{-1}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} + |\mathbb{H}^{-1}\dot{\tilde{\mathbb{H}}}|_{max} \end{aligned} \quad (6.57)$$

b.2) Para $\mathbb{W} = \mathbb{H}$:

Substituindo (6.50) em (6.48), obtem-se:

$$\mathbb{s}^T \left(\hat{\mathbb{H}}\dot{\psi}'' + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{s} + \epsilon + \underline{\eta} \sin(\mathbb{s}) \right) \leq 0 \quad (6.58)$$

Para satisfazer (6.58), é utilizada a seguinte lei de controle:

$$\dot{\psi}'' = -\hat{\mathbb{H}}^{-1} \left(\underline{k} \sin(\mathbb{s}) + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{s} \right) \quad (6.59)$$

Sendo \underline{k} uma matriz diagonal positiva-definida, com $\underline{k} \geq \underline{\eta}$. Substituindo (6.59) em (6.58), temos:

$$\mathbb{s}^T \left(-(\underline{k} - \underline{\eta}) \sin(\mathbb{s}) + \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{s} + \epsilon \right) \leq 0 \quad (6.60)$$

Pode-se dizer que, (6.60) é sempre satisfeita se:

$$\text{diag}(\underline{k}) - \text{diag}(\underline{\eta}) \geq \left| \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{s} + \epsilon \right| \quad (6.61)$$

Aplicando a desigualdade triangular em cada componente do lado direito de (6.61), temos:

$$\begin{aligned} \left| \frac{1}{2}\dot{\mathbb{H}}\mathbb{s} + (\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})\psi'' - \dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}(\tilde{\mathbb{H}}\sigma + \tilde{\mathbb{h}}) + \dot{\tilde{\mathbb{H}}}\sigma + \tilde{\mathbb{H}}\sigma + \dot{\tilde{\mathbb{h}}} \right| & \leq \frac{1}{2}|\dot{\mathbb{H}}|_{max}|\mathbb{s}| + \\ & |(\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})|_{max}|\psi'' - \sigma| + |\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\dot{\sigma}| + |\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} + |\dot{\tilde{\mathbb{h}}}|_{max} \end{aligned} \quad (6.62)$$

Portanto, se a seguinte inequação matricial for respeitada:

$$\text{diag}(\underline{k}) \geq \text{diag}(\underline{\eta}) + \frac{1}{2}|\dot{\mathbb{H}}|_{max}|\mathbb{s}| + |(\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}} - \dot{\tilde{\mathbb{H}}})|_{max}|\psi'' - \sigma| + |\tilde{\mathbb{H}}|_{max}|\dot{\sigma}| + |\dot{\mathbb{H}}\mathbb{H}^{-1}\tilde{\mathbb{H}}|_{max} + |\dot{\tilde{\mathbb{h}}}|_{max} \quad (6.63)$$

(6.61) será respeitada, o que garante que a condição de escorregamento (6.18)

também seja respeitada e consequentemente garante a convergência do erro de controle para zero.

Sempre existe solução para (6.63), e a solução que minimiza a norma de $\text{diag}(\underline{k})$ é dada por:

$$\text{diag}(\underline{k}) = \text{diag}(\underline{\eta}) + \frac{1}{2} |\dot{\tilde{H}}|_{\max} |\underline{s}| + |(\dot{H}H^{-1}\tilde{H} - \dot{\tilde{H}})|_{\max} |\underline{v}'' - \underline{\sigma}| + |\tilde{H}|_{\max} |\dot{\underline{\sigma}}| + |\dot{H}H^{-1}\tilde{h}|_{\max} + |\dot{\tilde{h}}|_{\max} \quad (6.64)$$

6.3.2 Camada Limite

Uma técnica muito utilizada para diminuir os efeitos do *chattering* no CMD é substituição da função sinal por uma função de saturação nas leis de controle. Definindo:

$$\text{sat}(x) = \begin{cases} x, & \text{se } |x| \leq 1 \\ \text{sinal}(x), & \text{se } |x| > 1 \end{cases} \quad (6.65)$$

Sendo assim, no lugar de $\text{sinal}(\underline{s})$, será utilizado $\text{sat}(\underline{s}/\phi)$ nas leis de controle, sendo ϕ um número positivo conhecido como comprimento da camada limite.

Ao mesmo tempo que a utilização da camada limite diminui os efeitos do *chattering* no sistema, sua utilização não mais garante que o sistema atinja em tempo finito e se mantenha na superfície de escorregamento, apenas garante que o sistema atinja a camada limite ($-\phi < s_i < \phi$, $i = 1, \dots, \nu^{\#}$) em tempo finito, e lá se mantenha.

6.3.3 Ganho adaptativo

O cálculo de \underline{k} pode ser um tanto complexo utilizando as equações (6.33), (6.40), (6.57) ou (6.64), pois depende do módulo máximo de matrizes que não possuem expressões explícitas. Tal cálculo pode ser feito numéricamente discretizando a área de trabalho do mecanismo e atribuindo valores máximos e mínimos para cada parâmetro incerto do sistema, obtendo uma matriz \underline{k} que varia conforme a posição do mecanismo. O uso desta estratégia, porém, poderá resultar na obtenção de valores de \underline{k} muito maiores do que o necessário, o que pode amplificar o fenômeno do *chattering*. Sendo assim, é proposta a obtenção da matriz \underline{k} de forma adaptativa, utilizando a seguinte lei de adaptação:

$$\underline{k}_i[k] = \begin{cases} |\underline{k}_i[k-1] + \gamma_i \operatorname{sinal}(s_i[k]) \operatorname{sinal}(s_i[k-1])|, & \text{se } |s_i[k]| \geq \phi \text{ ou } \operatorname{sinal}(s_i[k]) = -\operatorname{sinal}(s_i[k-1]) \\ \underline{k}_i[k-1], & \text{se } |s_i[k]| < \phi \text{ e } \operatorname{sinal}(s_i[k]) = \operatorname{sinal}(s_i[k-1]) \end{cases} \quad (6.66)$$

Sendo γ_i uma constante positiva, a qual determina a velocidade da adaptação.

Esta lei de adaptação pode ser explicada da seguinte maneira: \underline{k}_i aumenta enquanto o sistema não atingir a região da camada limite. Enquanto o sistema estiver nesta região, \underline{k}_i se mantém constante ou diminui a cada cruzamento com a superfície de escorregamento. Se o sistema estiver região da camada limite e \underline{k}_i respeitar a inequação (6.32), (6.39), (6.56) ou (6.63) (dependendo da lei de controle utilizada), \underline{k}_i irá diminuir a cada cruzamento com a superfície de escorregamento, até que o sistema saia ligeiramente da região. Assim que o sistema sair da região, \underline{k}_i irá aumentar até o sistema atingi-la novamente, repetindo este ciclo infinitamente, com \underline{k}_i variando em uma faixa de valores muito próxima do menor valor possível para que o sistema se mantenha na região da camada limite.

PARTE III

RESULTADOS

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

“A melhor maneira de explicar é fazer”

-- Lewis Carroll

7.1 Modelagem e Simulação

Nesta seção, será realizada a simulação dinâmica direta do mecanismo 5R utilizando o algoritmo de modelagem e simulação de mecanismos paralelos apresentado, e a lei de Controle por Torque Computado no espaço da tarefa, apresentada na subseção anterior. Serão consideradas incertezas paramétricas nas simulações.

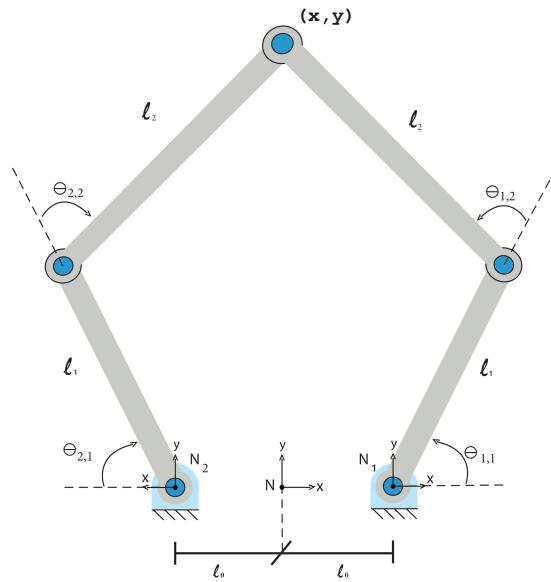
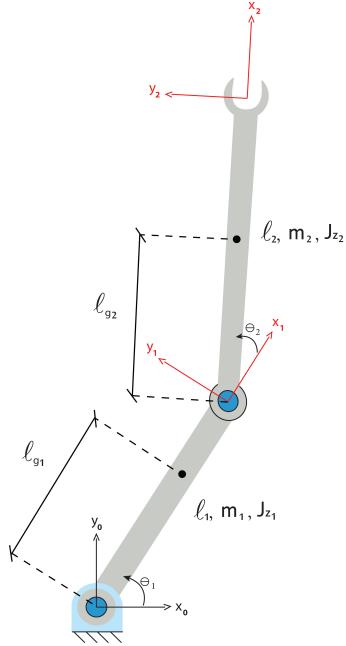


Figura 6: Pentágono articulado (5R)

O mecanismo 5R (figura 6) será modelado através do acoplamento de 2 subsistemas seriais \mathcal{B}_1 e \mathcal{B}_2 do tipo RR (figura 7), e um efetuador pontual \mathcal{B}_0 de massa m_0 .

7.1.1 Modelo do efetuador

De acordo com as equações (5.6), (5.7), (5.8) e (5.9), os parâmetro m_0 (massa do efetuador) e \emptyset definem o modelo do efetuador.

Figura 7: Mecanismo RR

Para o subsistema em questão, temos:

$$\mathbf{q}_0 = \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T \quad (7.1)$$

O vetor gravidade será considerado na direção e sentido do eixo z (perpendicular ao plano), ou seja:

$$\mathbf{g} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & g \end{bmatrix}^T \quad (7.2)$$

7.1.2 Parâmetros de Denavit-Hartemberg das cadeias seriais

Tabela 1: Parâmetros de Denavit-Hartemberg do mecanismo RR

Ligamento	a_i	α_i	d_i	θ_i
(1)	l_1	0	0	$q_1(t)$
(2)	l_2	0	0	$q_2(t)$

7.1.3 Arquitetura do mecanismo paralelo

É possível relacionar as coordenadas um ponto no espaço descrito no sistema N com as coordenadas do mesmo ponto escritas nos sistemas N_1 e N_2 da seguinte maneira:

$$[p]_N = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot [p]_{N_1} + \begin{bmatrix} l_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

$$[p]_N = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \cdot [p]_{N_2} + \begin{bmatrix} -l_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

Escolhendo o ponto p como sendo o efetuador do mecanismo paralelo, o qual tem a mesma localização dos efetuadores das cadeias serias neste caso, temos:

$$q^\# = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot z_1(q_1) + \begin{bmatrix} l_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

$$q^\# = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \cdot z_2(q_2) + \begin{bmatrix} -l_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

Sendo assim, temos que os vínculos de posição são dados por:

$$\bar{q}(q) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot q^* - \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \cdot z(q^\circ) - \begin{bmatrix} l_0 \\ 0 \\ 0 \\ -l_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (7.7)$$

Sendo assim, as matrizes que descrevem a arquitetura do mecanismo são dadas por:

$$d = \begin{bmatrix} l_0 & 0 & 0 & -l_0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (7.8)$$

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (7.9)$$

$$\mathbb{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$\mathbb{F} = \emptyset \quad (7.11)$$

7.1.4 Coordenadas dependentes e independentes

Tendo em vista que o mecanismo em questão possui duas cadeias seriais de 2 graus de liberdade, temos:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_0 \\ q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_{1,1} \\ \theta_{1,2} \\ \theta_{2,1} \\ \theta_{2,2} \end{bmatrix} \quad (7.12)$$

Neste caso escolheremos as coordenadas x e y para serem as coordenadas generalizadas independentes (tendo em vista que o mecanismo possui dois graus de liberdade, ou seja:

$$\mathbf{q}^\# = [x \ y]^\top \quad (7.13)$$

$$\mathbf{q}^\circ = [z \ \theta_{1,1} \ \theta_{1,2} \ \theta_{2,1} \ \theta_{2,2}]^\top \quad (7.14)$$

Sendo assim, temos que as matrizes $\mathbb{Q}^\#$ e \mathbb{Q}° são dadas por:

$$\mathbb{Q}^\# = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.15)$$

$$\mathbb{Q}^\circ = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

7.1.5 Simulação dinâmica direta

Para realizar a simulação dinâmica direta, definimos:

7.1.5.1 Parâmetros do modelo

Definimos os seguinte parâmetros para o modelo o mecanismo em questão:

- $l_1 = 0.12m$
- $m_1 = 0.143kg$
- $l_2 = 0.15m$
- $m_2 = 0.171kg$
- $l_{g1} = 0.06m$
- $Jz_1 = 171.610^{-6}kg \cdot m^2$
- $l_{g2} = 0.075m$
- $Jz_2 = 320.610^{-6}kg \cdot m^2$
- $m_0 = 0 kg$

7.1.5.2 Espaço de trabalho

Dados os parâmetros geométricos definidos acima, obtemos o seguinte espaço de trabalho para o mecanismo (figura 8):

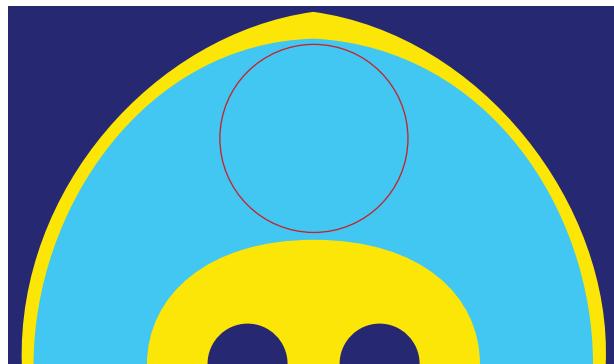


Figura 8: Espaço de trabalho do mecanismo 5R

A região em azul escuro é a região não pertencente ao espaço de trabalho do mecanismo. As regiões em azul claro, em amarelo, e em vermelho são regiões pertencentes ao espaço do mecanismo. A região a amarela é considerada singular (próxima a singularidades) e a vermelha é a trajetória a ser seguida pelo mecanismo.

7.1.5.3 Condições iniciais

$$\begin{cases} q_1^\#(0) = 0.07m \\ q_2^\#(0) = 0.17m \\ \dot{q}_1^\#(0) = 0 \\ \dot{q}_2^\#(0) = 0 \end{cases} \quad (7.17)$$

7.1.5.4 Trajetória de referência

$$\begin{cases} q_{1d}^\#(t) = 0.07 \cos(2\pi t) \\ q_{2d}^\#(t) = 0.17 + 0.07 \sin(2\pi t) \end{cases} \quad (7.18)$$

7.1.5.5 Parâmetros do controlador

$$\underline{k}_p = \lambda^2 \mathbb{1}$$

$$\underline{k}_v = 2\lambda \mathbb{1}$$

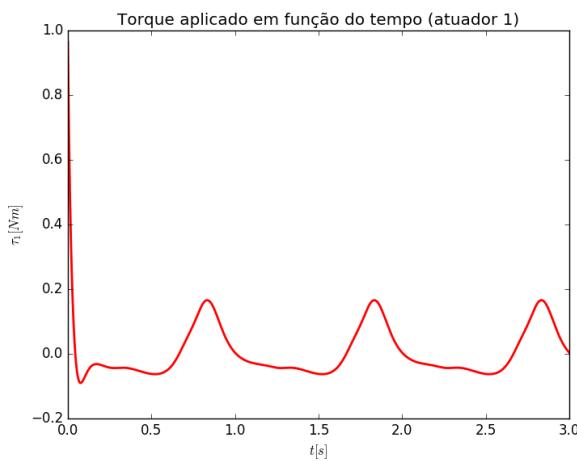
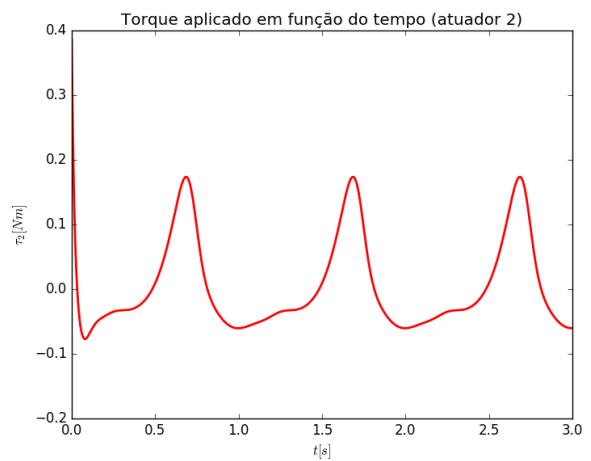
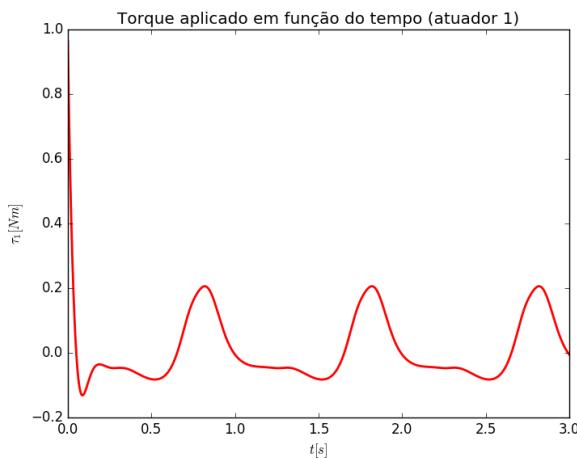
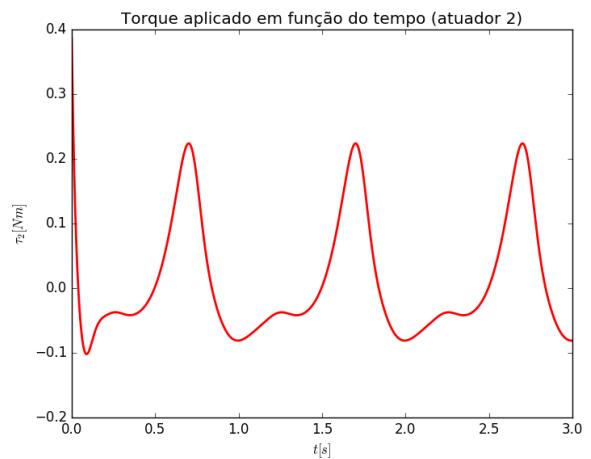
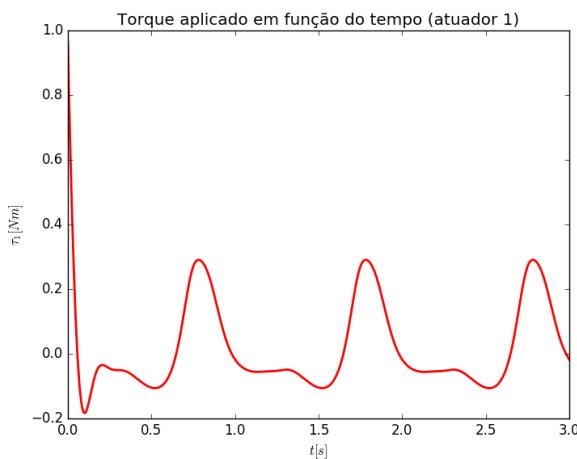
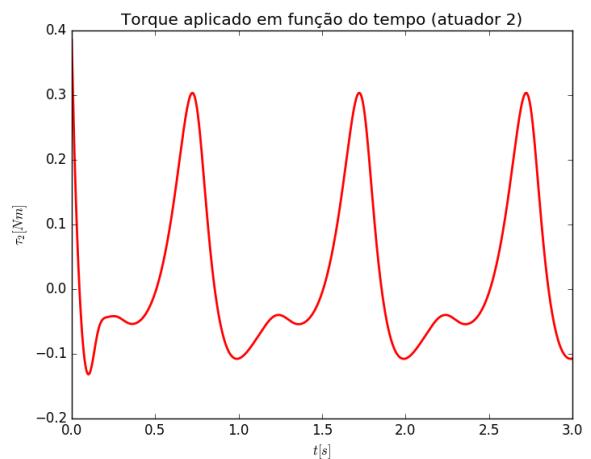
$$\lambda = 40 \text{ rad/s}$$

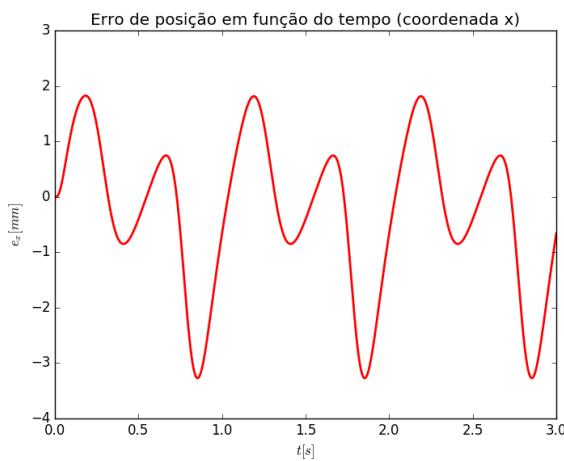
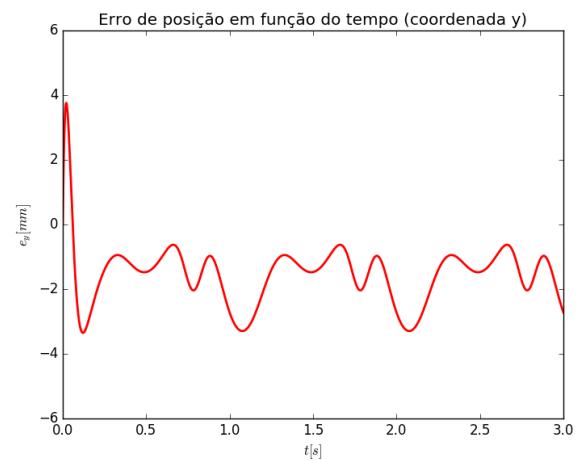
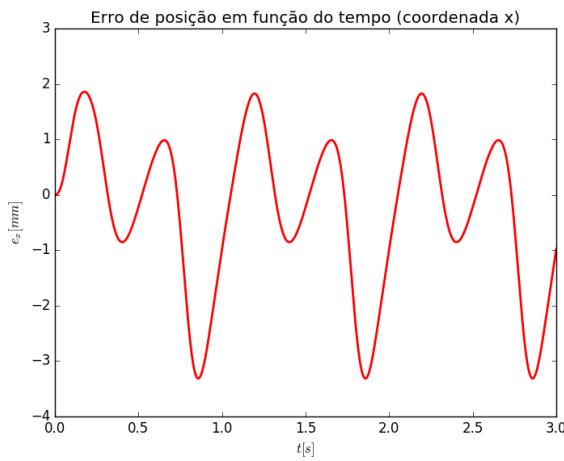
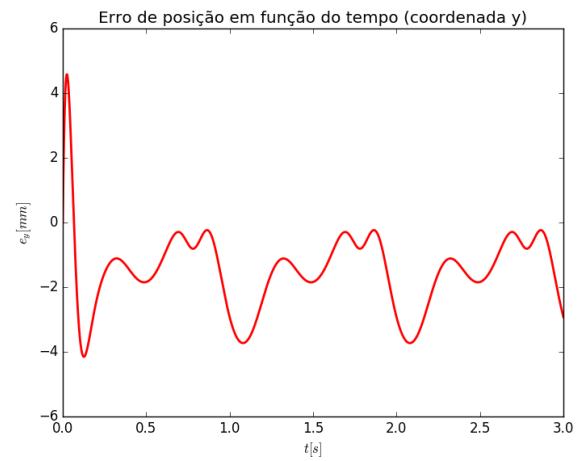
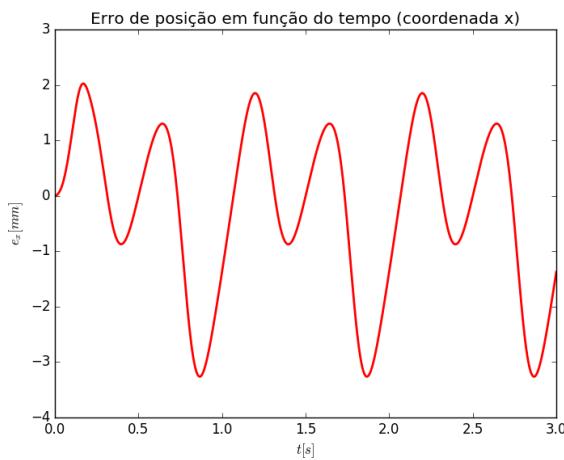
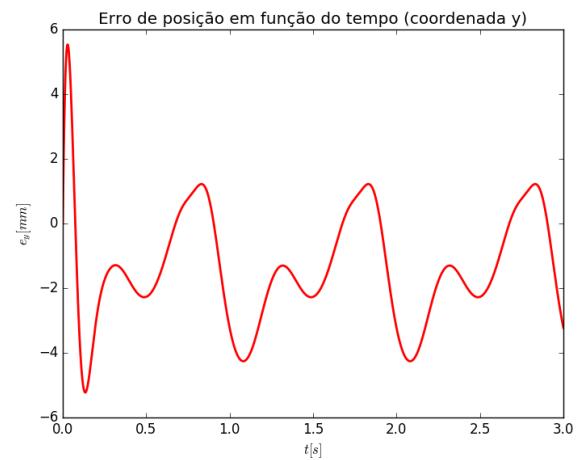
Os parâmetros controle por torque computado foram escolhidos de modo que a dinâmica do erro se comporte como uma dinâmica de segunda ordem com amortecimento crítico. O valor de λ foi escolhido para o tempo de assentamento do erro de controle seja de $0.1s$, o que é razoável para um sistema mecânico.

7.1.5.6 Simulações

Nas figuras 9 a 20 são apresentados os resultados de 3 simulações dinâmicas diretas do mecanismo 5R, considerando 3 níveis de incerteza do modelo: 0%, 20% e 40%. Todas as simulações são realizadas utilizando a lei de Control por Torque Computado apresentada na seção 6.2, utilizando os parâmetros definidos acima.

Nos gráficos pode-se claramente observar o aumento do esforço de controle conforme o nível de incerteza cresce. Também é possível observar que o perfil do erro na coordenada x não sofreu muita inflênciça do aumento do nível de incerteza, enquanto o perfil do erro em y muda bastante de formato.

Figura 9: τ_1 : sem incertezaFigura 10: τ_2 : sem incertezaFigura 11: τ_1 : 20% de incertezaFigura 12: τ_2 : 20% de incertezaFigura 13: τ_1 : 40% de incertezaFigura 14: τ_2 : 40% de incerteza

Figura 15: e_x : sem incertezaFigura 16: e_y : sem incertezaFigura 17: e_x : 20% de incertezaFigura 18: e_y : 20% de incertezaFigura 19: e_x : 40% de incertezaFigura 20: e_y : 40% de incerteza

Tendo em vista que o presente trabalho tem caráter experimental, as comparações entre o desempenho de diferentes estratégias de controle serão feitas baseadas nos resultados obtidos experimentalmente.

7.2 Ensaios Experimentais

Nesta sessão, será descrita a bancada experimental e serão apresentados e discutidos os resultados experimentais do controle do mecanismo 5R utilizando 8 diferentes estratégias de controle.

7.2.1 Bancada experimental

A bancada é constituída de:

- 2 motores DC modelo PM70 da AMETEK com as seguintes características:
 - Corrente nominal de $13A$
 - Torque nominal de $0,5Nm$
 - Potência útil de $200W$
 - Tensão de alimentação de $24V$
 - Rotação nominal de $3600rpm$
 - Peso de $1.80kgf$
- 2 encoders incrementais do modelo E40S com as seguintes características:
 - Resolução de $5000pulsos/volta$.
 - Tensão de alimentação de $12V$ a $24V$
 - 3 canais de saída A, B e Z
- 1 driver modelo Pololu Dual VNH5019 Motor Driver Shield com as seguintes características.
 - Tensões de operação: $5,5V$ a $24V$
 - Corrente de saída: até $12A$ contínuos ($30A$ de pico)
 - Dois canais de saída para motor
 - Entrada de tensão do sistema pode ser tanto $5V$ quanto $3.3V$

- Frequência de operação do PWM de até $20kHz$
- 1 Microprocessador responsável pela execução das malhas de controle. O modelo utilizado foi o *Raspberry Pi 2 Model B* com as seguintes características:
 - Processador: quadcore ARMv7
 - 1GB RAM
 - alimentação de $5V$, $2A$

Boa parte dos elementos da bancada podem ser vistos na figura 21.

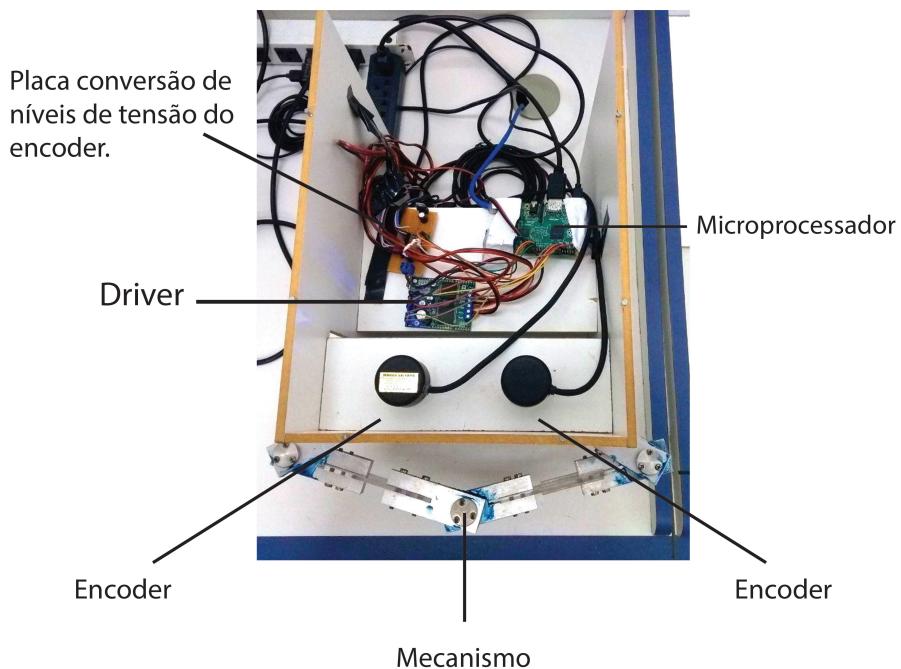


Figura 21: Bancada experimental

7.2.2 Sistema de controle

O sistema de controle é constituído de:

- 2 derivadores para a obtenção da velocidade e aceleração dos motores
- Cálculo da corrente que passa pelos motores
- Malhas de controles, sendo uma linear (controle de corrente) e uma não linear

Pelo enconder obtemos a posição dos motores, com os derivadores obtemos a velocidade e a aceleração. Esses três sinais juntos com suas respectivas referências são utilizadas na malha de controle não linear. A velocidade, junto com a tensão que é enviada ao motor são utilizadas para calcular a corrente que passa no motor. Com o erro entre o valor calculado e a corrente de referência, o controlador calcula e envia a tensão ao motor. Representações da arquitetura de controle no espaço das juntas e no espaço da tarefa podem ser vistas nas figuras 22 e 23.

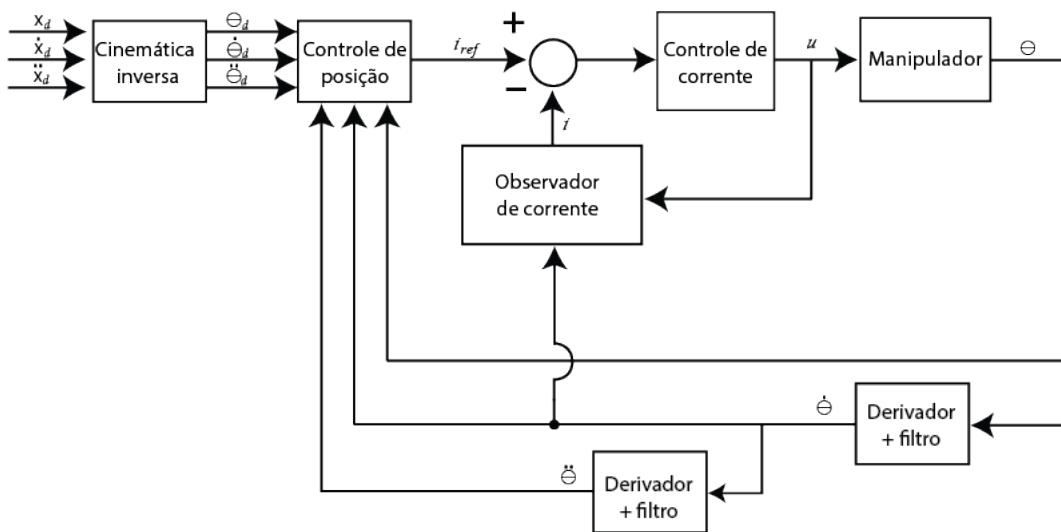


Figura 22: Arquitetura de controle: espaço das juntas

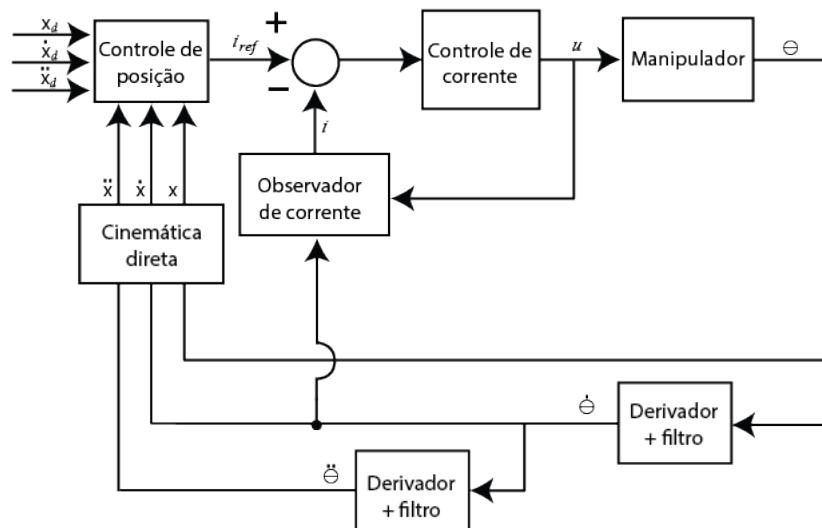


Figura 23: Arquitetura de controle: espaço das juntas

7.2.3 Derivadores numéricos

A partir da posição angular obtida através da leitura do encoder, é possível determinar a velocidade utilizando um derivador numérico. Uma das formas de se obter o derivador é pelo método das diferenças finitas:

$$\dot{x}_k = \frac{x_k - x_{k-1}}{T} \quad (7.19)$$

No entanto, como há ruídos nos sinais obtidos, a utilização do método das diferenças finitas amplifica os ruídos de alta frequência. Diante disso, optamos por utilizar os derivadores em série com filtros passa-baixa tipo Bessel de segunda ordem (para o cálculo da velocidade a partir da posição) e oitava ordem (para o cálculo da aceleração a partir da velocidade).

7.2.4 Observador de corrente

Para a estimativa da corrente elétrica foi considerada a equação da dinâmica elétrica do motor (4.163):

$$v = L \frac{di}{dt} + Ri + k_e \omega \quad (4.163)$$

Esta equação pode ser interpretada como um sistema linear de primeira ordem com entrada $v - k_e \omega$ e polo em $s = -R/L$. Sendo assim, o sistema pode ser considerado naturalmente estável e pode ser utilizado um observador em malha aberta para estimar a corrente elétrica.

Tendo em vista que a frequência do polo deste sistema está em torno de 240Hz, muito acima das frequências em que o sistema mecânico opera, o observador de corrente será simplesmente o cálculo da corrente considerando a equação (4.163) em regime permanente, ou seja, $\frac{di}{dt} = 0$. Com isso, obtemos a seguinte expressão para o observador de corrente:

$$\hat{i} = \frac{v - k_e \omega}{R} \quad (7.20)$$

7.2.5 Compensadores de não-linearidades

Para implementar as técnicas de controle baseadas em modelo, é utilizado o algoritmo de modelagem proposto para tabelar os termos do modelo dinâmico que dependem apenas da posição.

Tendo em vista que a matriz de inércia generalizada depende apenas da posição, e que a matriz coluna de forças de inércia giroscópicas pode ser expressa como a soma de matrizes coluna dependentes apenas da posição multiplicados por termos quadráticos das velocidades generalizadas, é feita uma discretização da área de trabalho, de modo a calcular o valor destas matrizes em um número finito de pontos e realizar interpolações em tempo real, de modo a obter um valor estimado desses termos da dinâmica em qualquer ponto não singular pertencente à área de trabalho.

A discretização realizada aplica uma malha quadradiculada de lado 5mm na área de trabalho do mecanismo, de modo a calcular os termos da dinâmica comentados em cada ponto não singular que esteja na aresta de um dos quadrados.

7.2.6 Estratégias de controle

Serão realizados os ensaios experimentais utilizando as seguintes estratégias de controle:

- Controle Proporcional-Derivativo com pré-alimentação no espaço das juntas (PDq)
- Controle Proporcional-Derivativo com pré-alimentação no espaço da tarefa (PDx)
- Controle por Toque Computado no espaço das juntas (TCq)
- Controle por Toque Computado no espaço da tarefa (TCx)
- Controle Proporcional-Derivativo + Modos Deslizantes no espaço das juntas (PDMDq)
- Controle Proporcional-Derivativo + Modos Deslizantes no espaço da tarefa (PDMDx)
- Controle por Toque Computado + Modos Deslizantes no espaço das juntas (TCMDq)
- Controle por Toque Computado + Modos Deslizantes no espaço da tarefa (TCMDx)

Todas as leis de controle podem ser obtidas através da seguinte lei de controle, deduzida em 6.3:

$$u' = \hat{H} \left(\ddot{c}_d^\# + \underline{k}_v \dot{e} + \underline{k}_p e + \int_0^t \underline{k} \operatorname{sat}(s/\phi) d\tau \right) + \hat{h} \quad (7.21)$$

Sendo:

$$\ddot{s} = \ddot{\mathbf{e}} + \underline{k}_v \dot{\mathbf{e}} + \underline{k}_p \mathbf{e} \quad (7.22)$$

Repare que, para $\underline{k} = \emptyset$, temos a lei de Controle por Torque Computado. Para $\underline{k} = \emptyset$, $\hat{\mathbf{h}} = \emptyset$ e $\hat{\mathbb{H}}$ constante e diagonal, temos uma lei de Controle Proporcional-Derivativo com pré-alimentação. Sendo assim, para $\underline{k} \neq \emptyset$, podemos obter estas mesmas leis de controle, agora com um termo adicional de controle robusto vindo do Controle por Modos Deslizantes.

Esta lei de controle tem a vantagem de, além de poder ser interpretada como uma estratégia híbrida, praticamente eliminar o fenômeno do *chattering*, tendo em vista que o termo descontínuo é suavizado através de uma função de saturação e uma integral.

7.2.7 Parâmetros do sistema

Nas tabelas 2 e 3 são apresentados os valores estimados dos parâmetros das cadeias seriais do mecanismo. A massa do efetuador é considerada nula. Os comprimentos dos elos e a distância entre os atuadores são os valores de projeto do sistema e estão de acordo com as medições realizadas. Os parâmetros as massas, momentos de inércia, e posição dos centros de massa foram obtidos a partir do modelo CAD do mecanismo.

Tabela 2: Parâmetros da cadeia serial 1

Parâmetros	Valores	Unidades
l_0	0.050	m
l_1	0.120	m
l_2	0.160	m
l_{g1}	0.060	m
l_{g2}	0.078	m
m_1	0.062	kg
m_2	0.124	kg
J_{z1}	$1.073 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$
J_{z2}	$4.380 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$

Parâmetros	Valores	Unidades
l_0	0.050	m
l_1	0.120	m
l_2	0.160	m
l_{g1}	0.060	m
l_{g2}	0.058	m
m_1	0.062	kg
m_2	0.097	kg
J_{z1}	$2.960 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$
J_{z2}	$9.800 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$

Os valores dos parâmetros estimados dos motores são apresentados nas tabelas 14 e 16, as quais estão no apêndice D, juntamente com o processo de identificação utilizado.

7.2.8 Trajetórias de referência

A primeira trajetória a ser realizada é uma trajetória circular com período de 1 segundo. Serão realizados 8 ciclos seguidos de uma parada repentina. Sua expressão é dada por:

$$\begin{cases} x_d(t) = -0.05 \cos(2\pi t) \\ y_d(t) = 0.158 - 0.05 \sin(2\pi t) \end{cases} \quad (7.23)$$

A segunda trajetória a ser realizada é uma trajetória triangular cujas coordenadas dos vértices (em metros) são:

$$\mathbf{x}_1 = \begin{bmatrix} -0.002 & 0.108 \end{bmatrix}^\top \quad (7.24)$$

$$\mathbf{x}_2 = \begin{bmatrix} 0.050 & 0.258 \end{bmatrix}^\top \quad (7.25)$$

$$\mathbf{x}_3 = \begin{bmatrix} -0.050 & 0.258 \end{bmatrix}^\top \quad (7.26)$$

Serão realizados 2 ciclos, sendo que cada lado do triângulo é percorrido em $0.75s$, e sendo o trecho I de \mathbf{x}_1 a \mathbf{x}_2 , o trecho II de \mathbf{x}_2 a \mathbf{x}_3 , e o trecho III de \mathbf{x}_3 a \mathbf{x}_1 . Depois de completar os 2 ciclos, será feita uma parada suave. Em cada lado do triângulo, é parame-

trizada uma trajetória polinomial de sétima ordem, na qual é imposta a posição inicial e final, velocidade nula, aceleração nula e tranco nulo no início e no final da trajetória. A expressão do polinômio é dada por:

$$x(t) = x_0 + (x_f - x_0)(35t^4 - 84t^5 + 70t^6 - 20t^7) \quad (7.27)$$

Sendo x a posição atual, x_0 a posição inicial, x_f a posição final, e t a fração do tempo decorrido em relação ao tempo total da trajetória (repare que $x(1) = x_f$).

7.2.9 Condições iniciais

O mecanismo sempre parte do repouso na posição x_1 , dada pela equação (7.24)

7.2.10 Parâmetros dos controladores

Os parâmetros dos controladores de posição utilizados nas trajetórias definidas são apresentados nas tabelas 4, 5 e 6.

Tabela 4: Parâmetros dos controladores: espaço das juntas - trajetória circular

Estratégia	$\lambda [rad/s]$	$m^* [kg.m^2]$	$\phi [rad/s^2]$	$k_1 [rad/s^2]$	$k_2 [rad/s^2]$
PDq	35	$3.58 \cdot 10^{-3}$	-	-	-
PDMDq	35	$3.58 \cdot 10^{-3}$	20	200	200
TCq	60	-	-	-	-
TCMDq	60	-	20	363	363

Tabela 5: Parâmetros dos controladores: espaço das juntas - trajetória triangular

Estratégia	$\lambda [rad/s]$	$m^* [kg.m^2]$	$\phi [rad/s^2]$	$k_1 [rad/s^2]$	$k_2 [rad/s^2]$
PDq	25	$3.58 \cdot 10^{-3}$	-	-	-
PDMDq	25	$3.58 \cdot 10^{-3}$	90	200	200
TCq	60	-	-	-	-
TCMDq	60	-	20	363	363

Tabela 6: Parâmetros dos controladores: espaço da tarefa

Estratégia	$\lambda [rad/s]$	$m^*[kg]$	$\phi [m/s^2]$	$k_1 [m/s^2]$	$k_2 [m/s^2]$
PDx	70	0.207	-	-	-
PDMDx	70	0.207	6	70	0
TCx	60	-	-	-	-
TCMDx	60	-	6	103	0

Além disso, os controladores de corrente utilizados serão controladores lineares se segunda ordem, projetados por alocação de polos. A expressões das funções de transferência de um motor DC são deduzidas e apresentadas no apêndice B, e o projeto do controlador é apresentado no apêndice C. Tendo em vista que o período de amostragem da malha de corrente é de $1ms$, 3 dos pólos 4 polos da malha de corrente são alocados em $z = 0$, $z = 0.6$, $z = 0.7$. O último polo é alocado na mesma posição do zero em malha aberta do sistema.

7.2.11 Resultados experimentais

Nesta subsessão serão apresentados os gráficos de seguimento de trajetória, da evolução temporal dos erros de controle em x e y , e da evolução temporal dos esforços de controle para todas as 8 estratégias de controle definidas, tanto para a trajetória circular, quanto para a trajetória triangular (figuras de 24 a 103). Também são apresentadas tabelas de comparação de desempenho e será feita a discussão dos resultados.

7.2.11.1 PDq - Trajetória circular

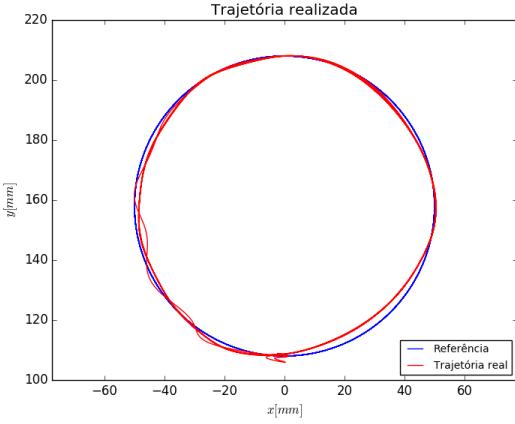


Figura 24: Trajetória realizada

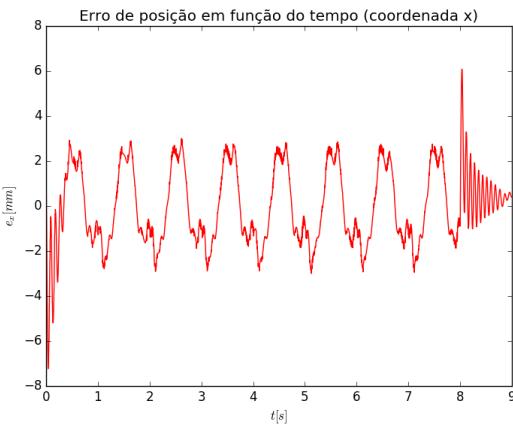


Figura 25: Erro de controle e_x

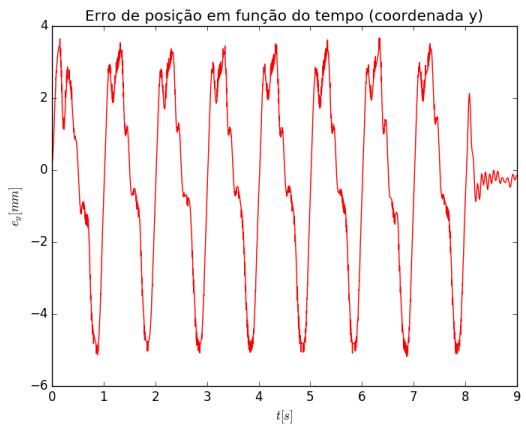


Figura 26: Erro de controle e_y

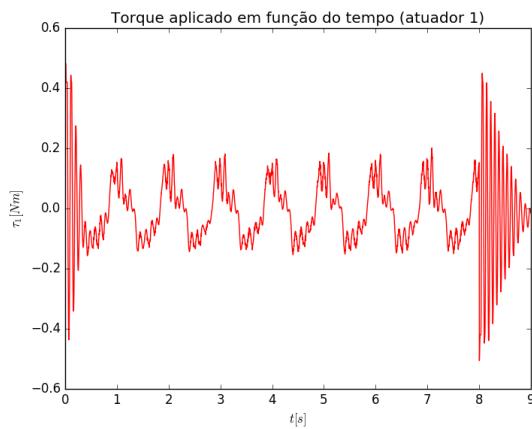


Figura 27: Esforço de controle τ_1

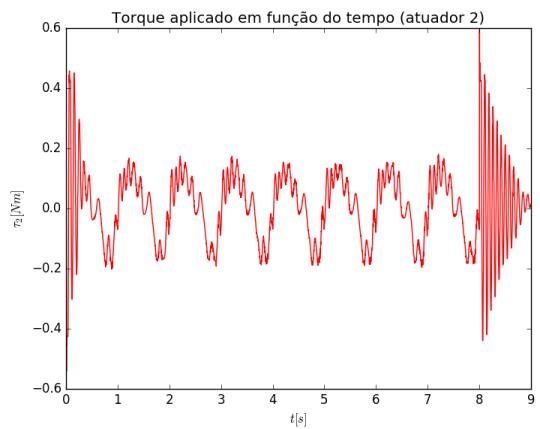


Figura 28: Esforço de controle τ_2

7.2.11.2 PDMDq - Trajetória circular

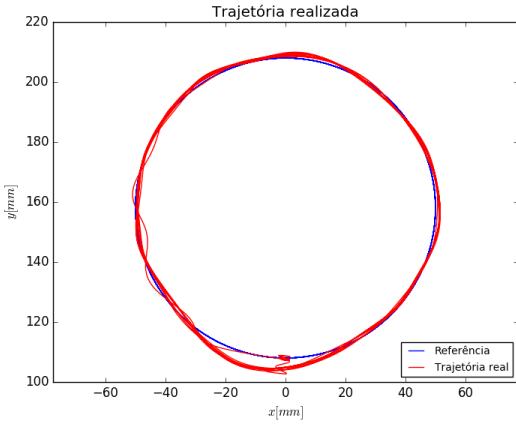


Figura 29: Trajetória realizada

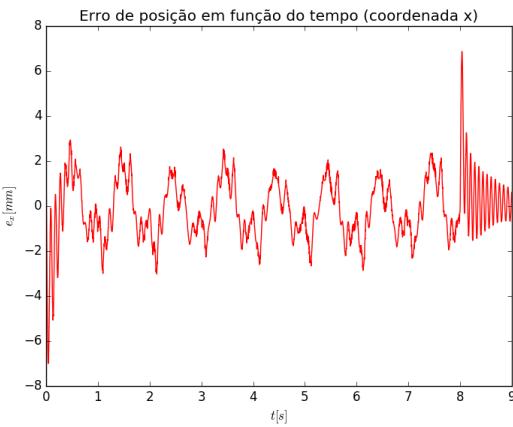


Figura 30: Erro de controle e_x

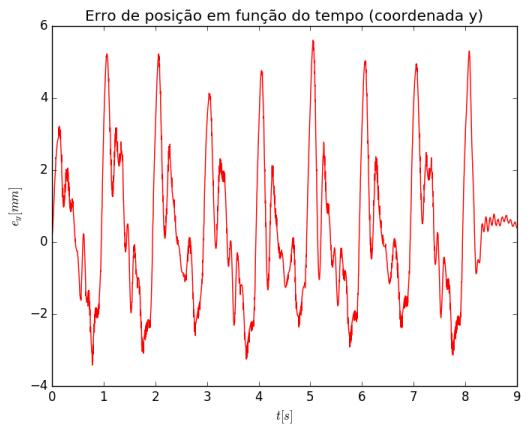


Figura 31: Erro de controle e_y

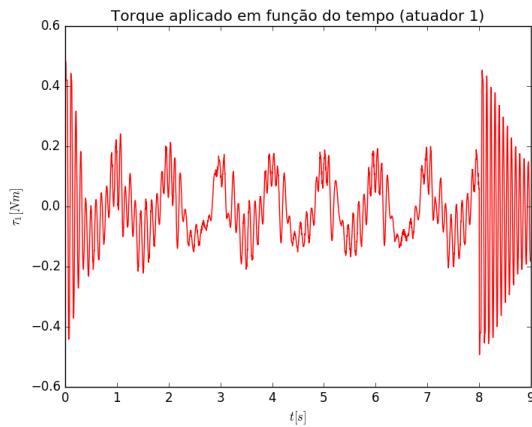


Figura 32: Esforço de controle τ_1

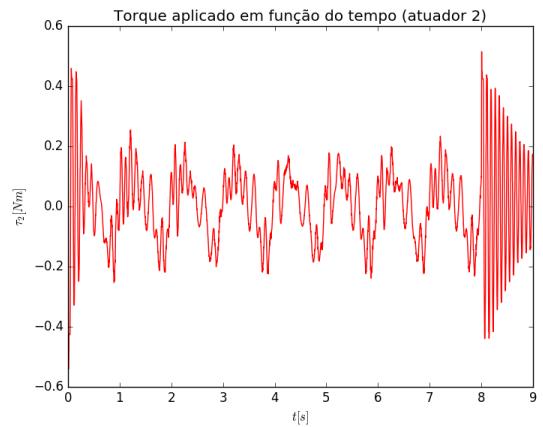


Figura 33: Esforço de controle τ_2

7.2.11.3 TCq - Trajetória circular

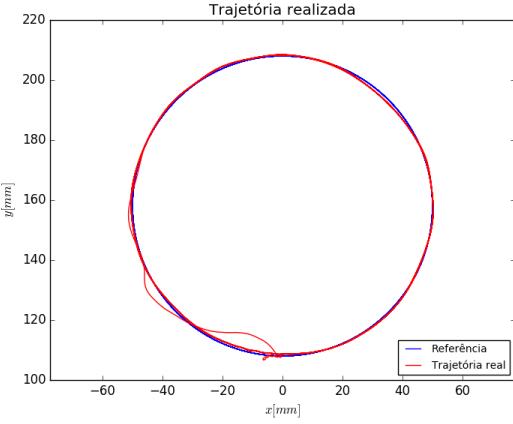


Figura 34: Trajetória realizada

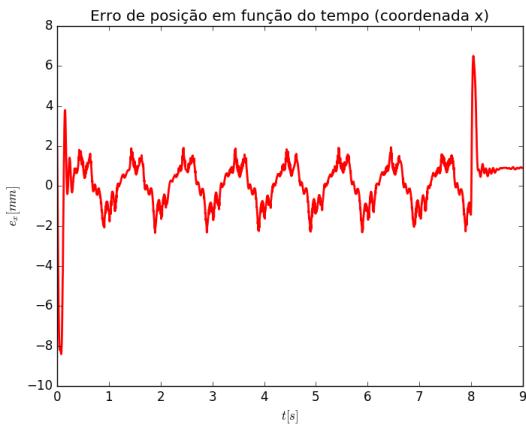


Figura 35: Erro de controle e_x

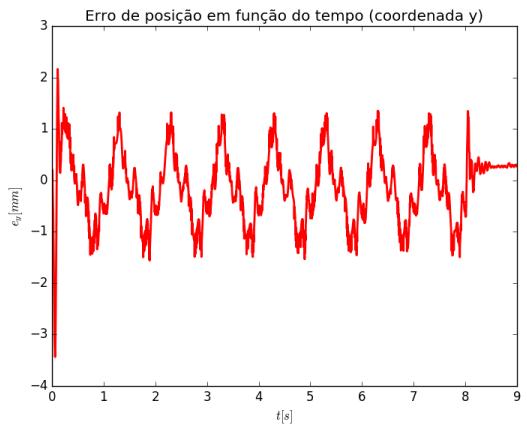


Figura 36: Erro de controle e_y

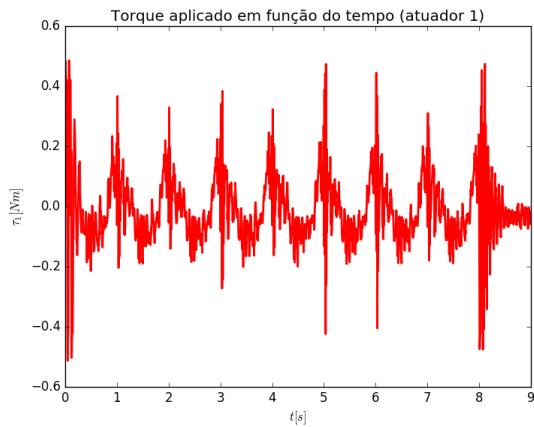


Figura 37: Esforço de controle τ_1

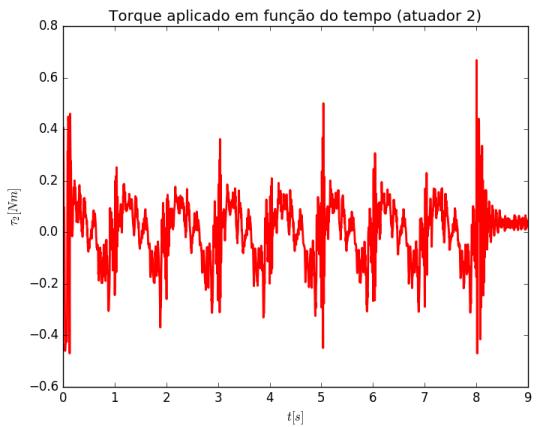


Figura 38: Esforço de controle τ_2

7.2.11.4 TCMDq - Trajetória circular

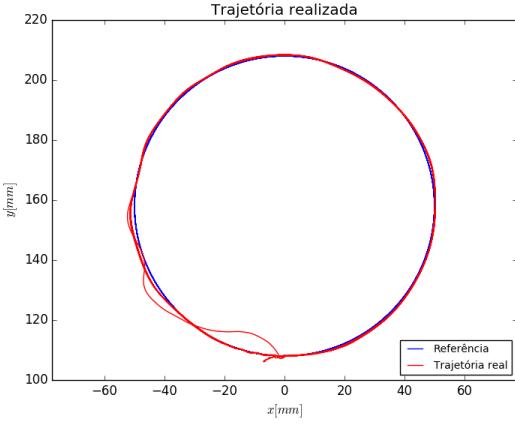


Figura 39: Trajetória realizada

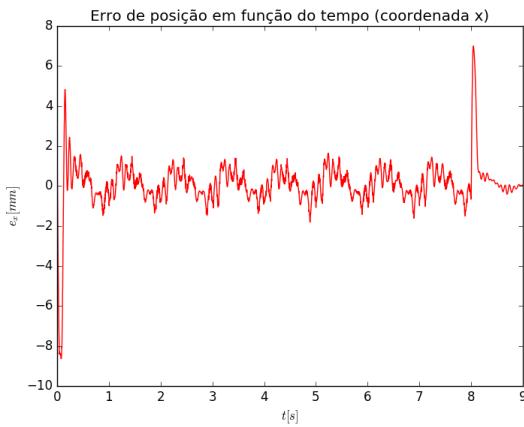


Figura 40: Erro de controle e_x

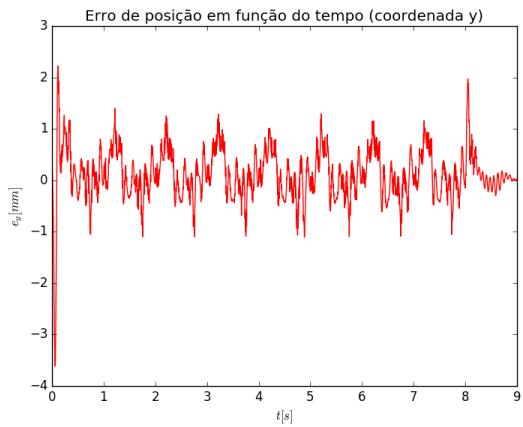


Figura 41: Erro de controle e_y

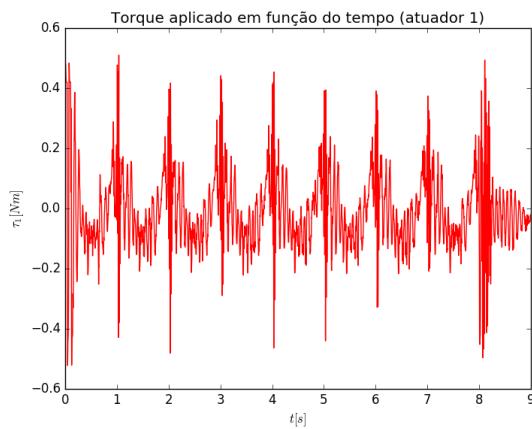


Figura 42: Esforço de controle τ_1

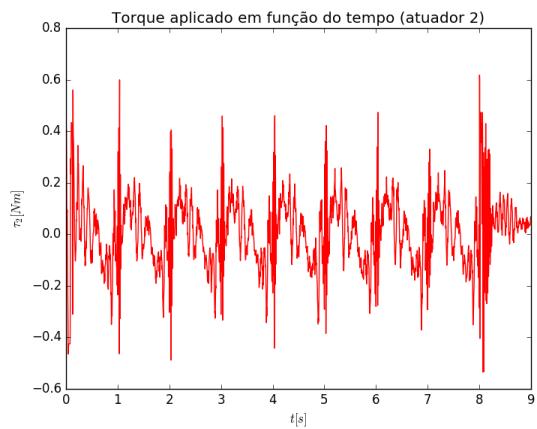


Figura 43: Esforço de controle τ_2

7.2.11.5 PDx - Trajetória circular

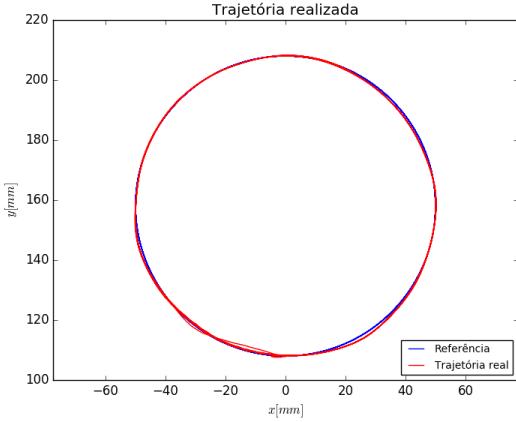


Figura 44: Trajetória realizada

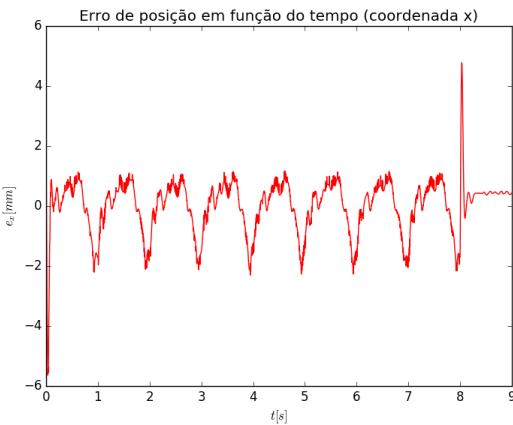


Figura 45: Erro de controle e_x

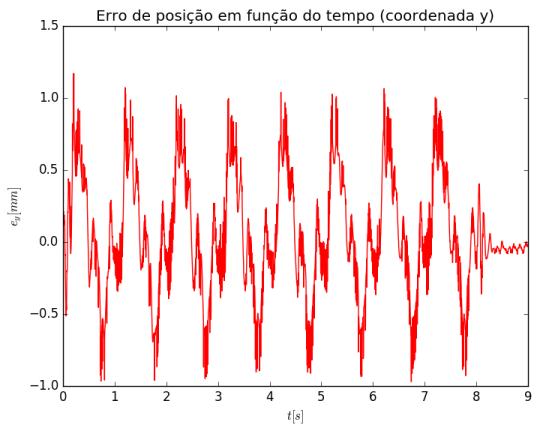


Figura 46: Erro de controle e_y

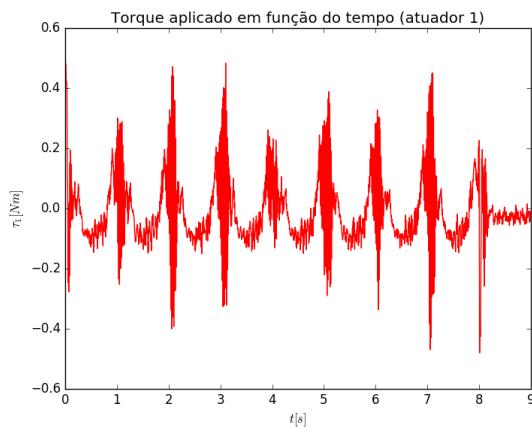


Figura 47: Esforço de controle τ_1

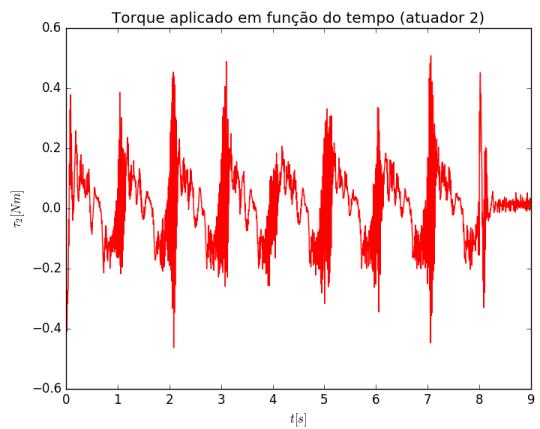


Figura 48: Esforço de controle τ_2

7.2.11.6 PDMDx - Trajetória circular

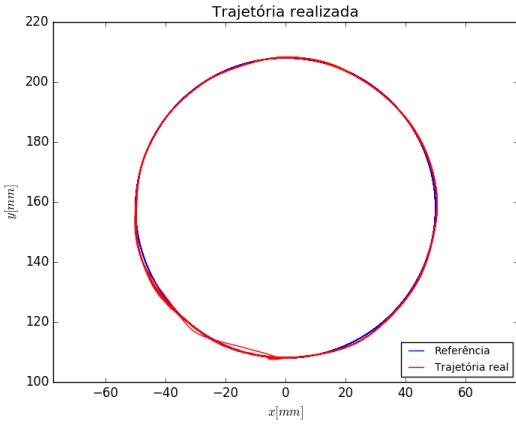


Figura 49: Trajetória realizada

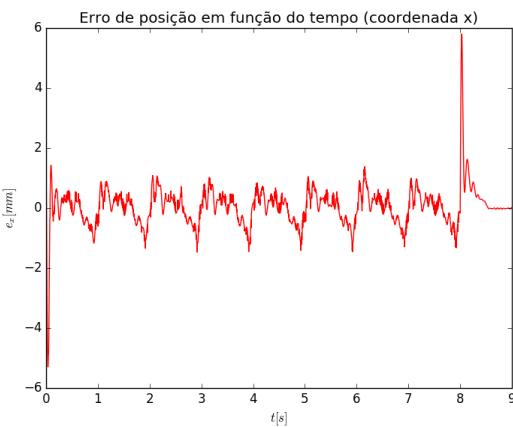


Figura 50: Erro de controle e_x

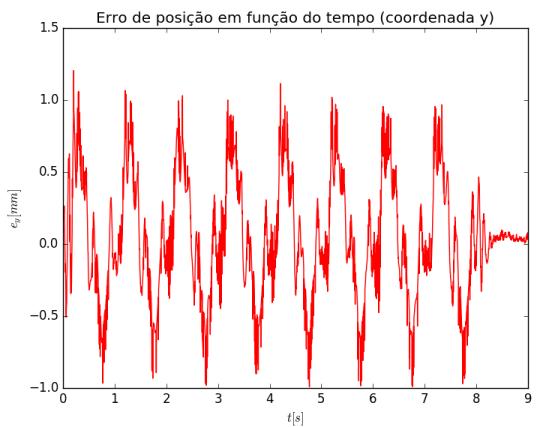


Figura 51: Erro de controle e_y

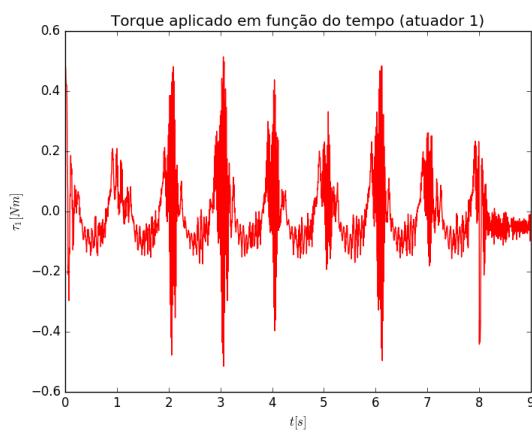


Figura 52: Esforço de controle τ_1

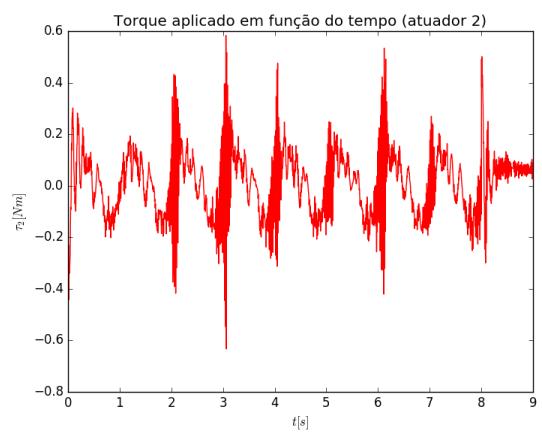


Figura 53: Esforço de controle τ_2

7.2.11.7 TCx - Trajetória circular

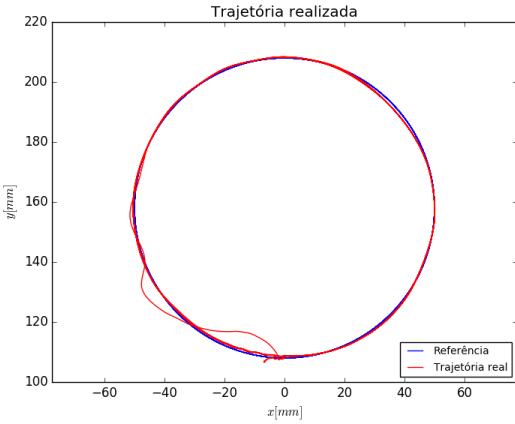


Figura 54: Trajetória realizada

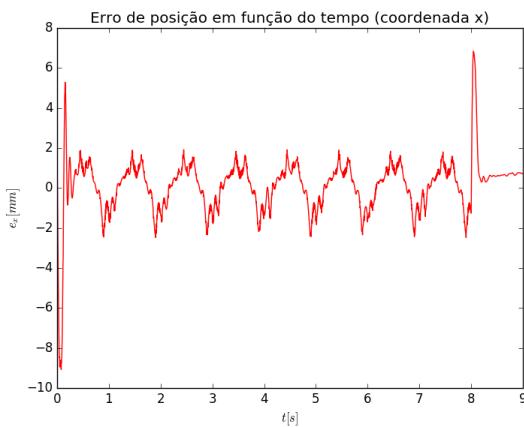


Figura 55: Erro de controle e_x

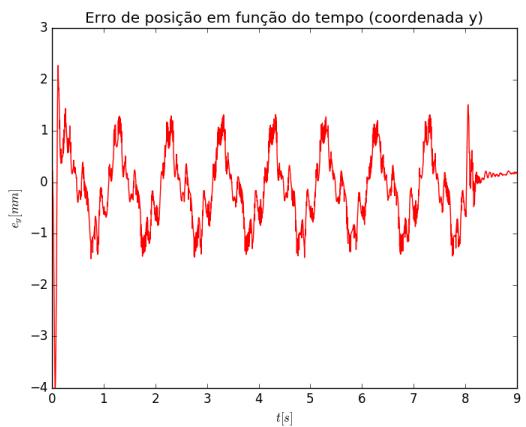


Figura 56: Erro de controle e_y

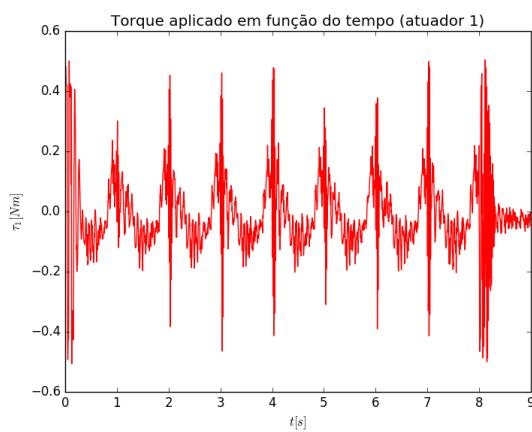


Figura 57: Esforço de controle τ_1

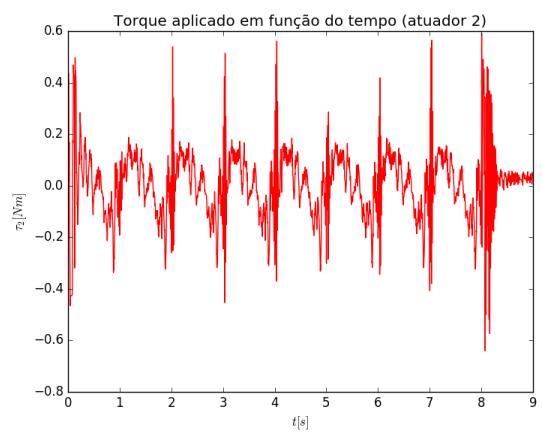


Figura 58: Esforço de controle τ_2

7.2.11.8 TCMDx - Trajetória circular

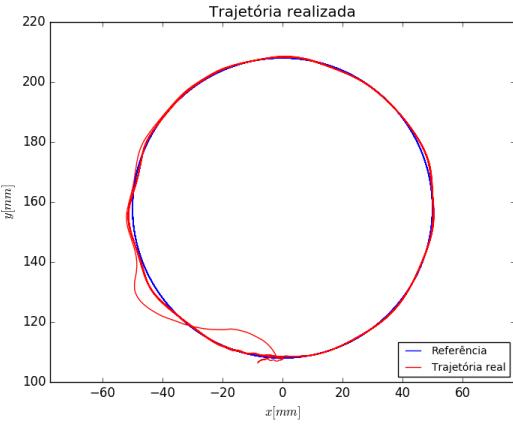


Figura 59: Trajetória realizada

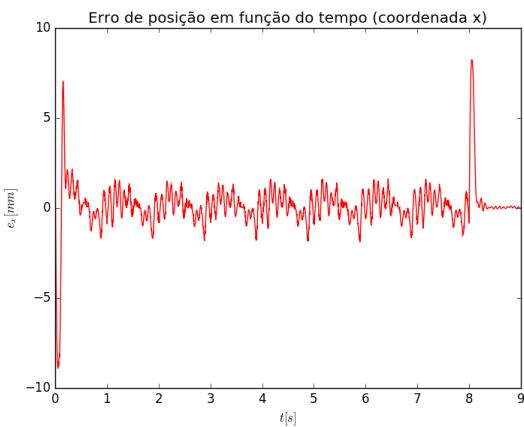


Figura 60: Erro de controle e_x

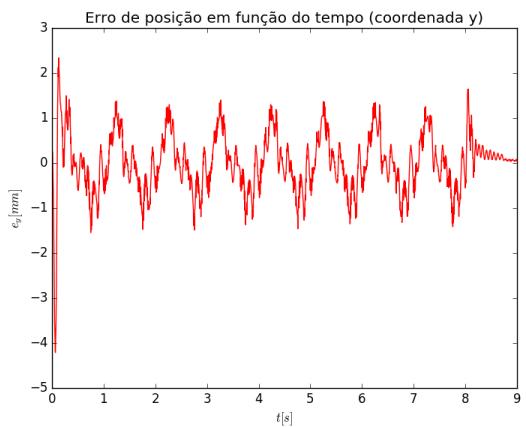


Figura 61: Erro de controle e_y

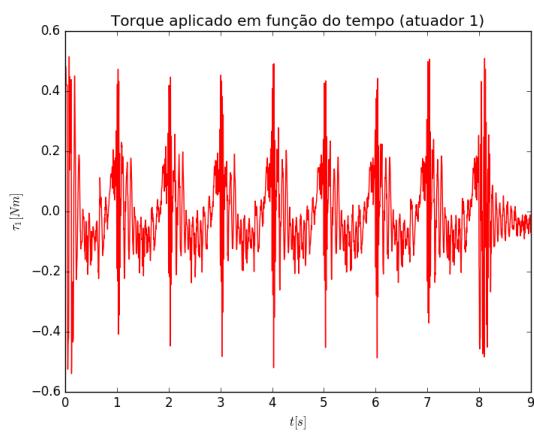


Figura 62: Esforço de controle τ_1

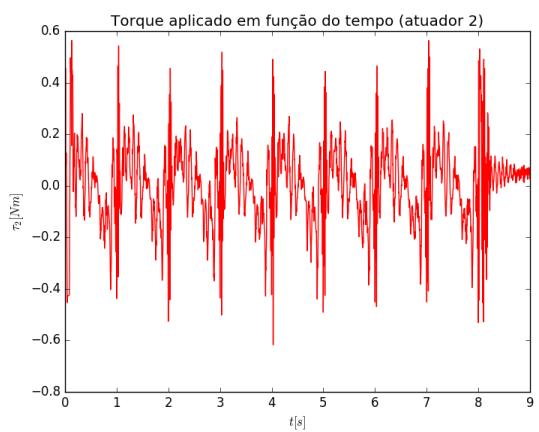


Figura 63: Esforço de controle τ_2

7.2.11.9 PDq - Trajetória triangular

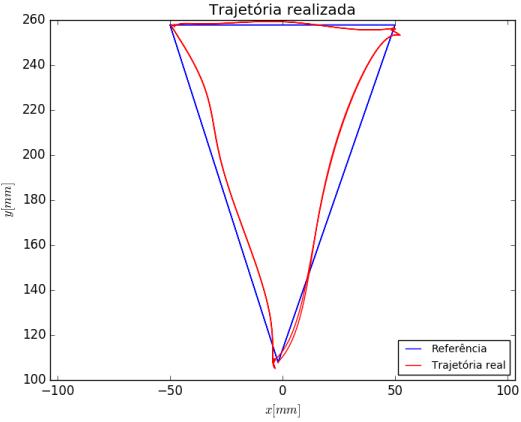


Figura 64: Trajetória realizada

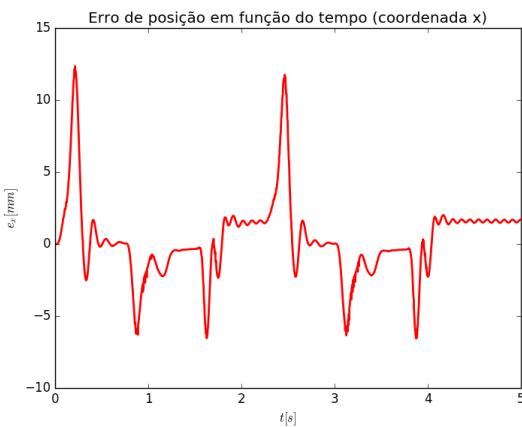


Figura 65: Erro de controle e_x

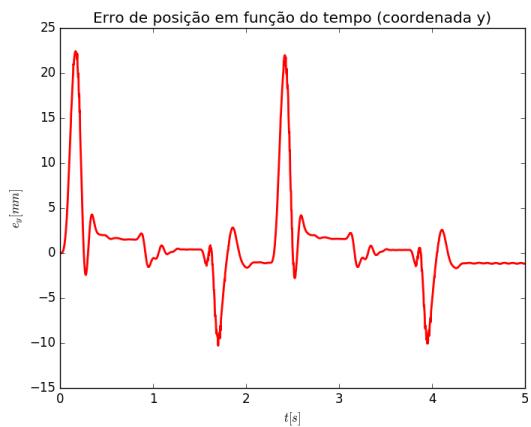


Figura 66: Erro de controle e_y

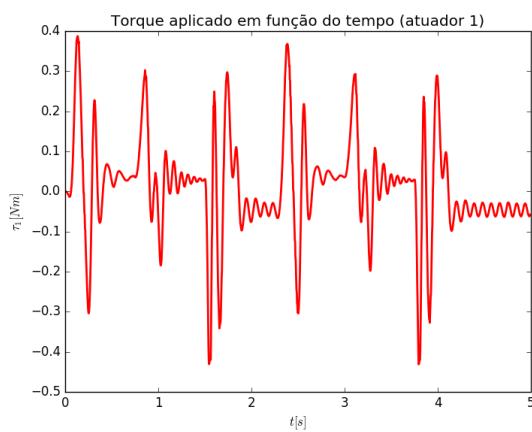


Figura 67: Esforço de controle τ_1

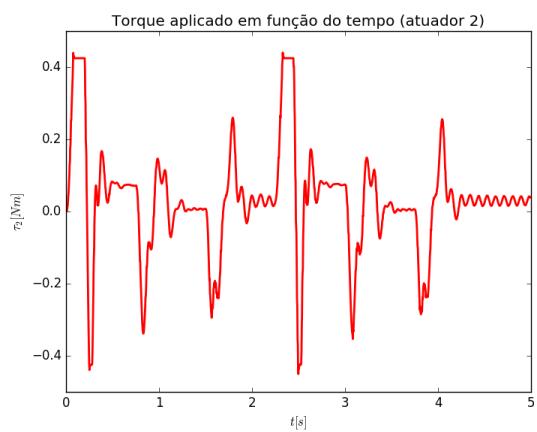


Figura 68: Esforço de controle τ_2

7.2.11.10 PDMDq - Trajetória triangular

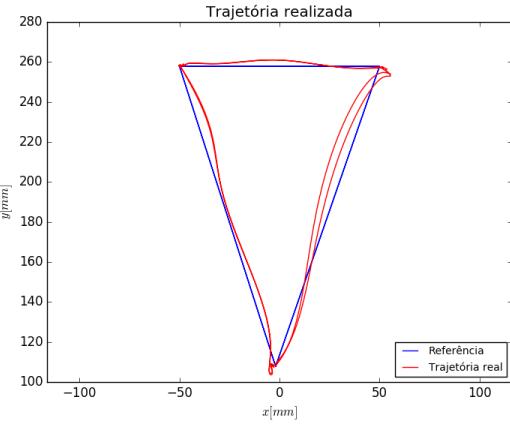


Figura 69: Trajetória realizada



Figura 70: Erro de controle e_x

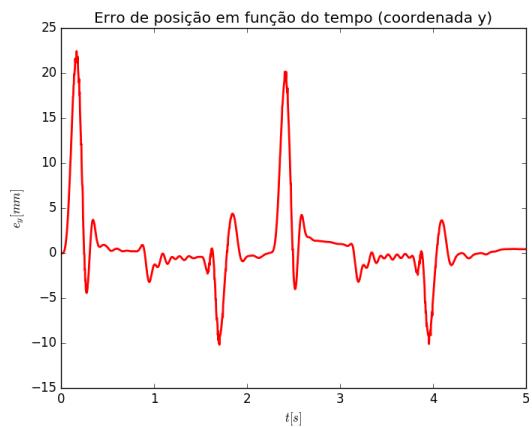


Figura 71: Erro de controle e_y

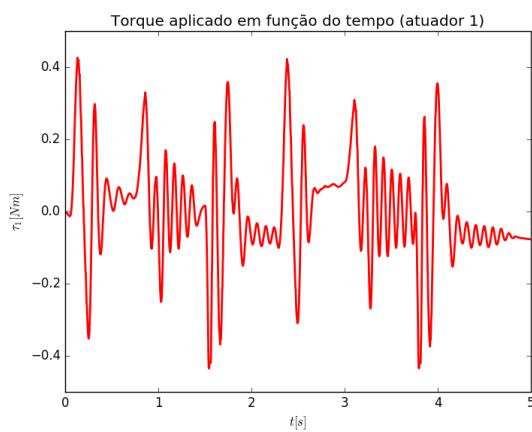


Figura 72: Esforço de controle τ_1



Figura 73: Esforço de controle τ_2

7.2.11.11 TCq - Trajetória triangular

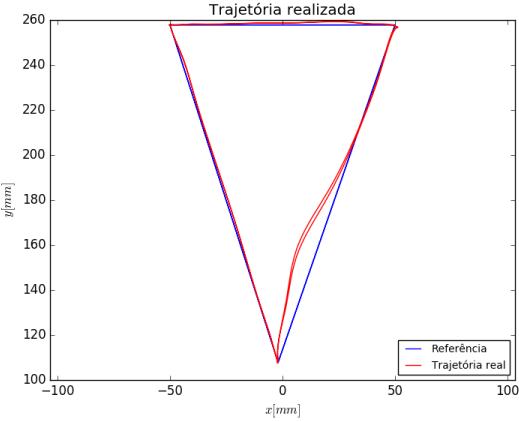


Figura 74: Trajetória realizada

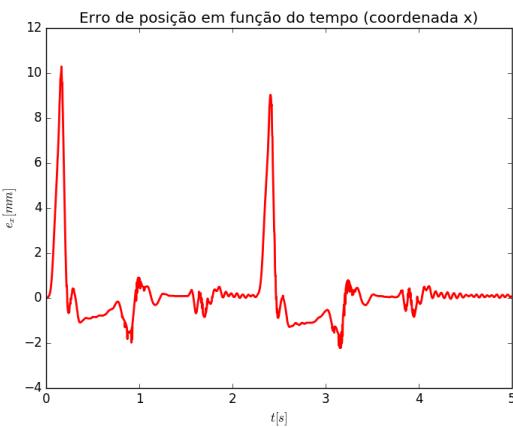


Figura 75: Erro de controle e_x

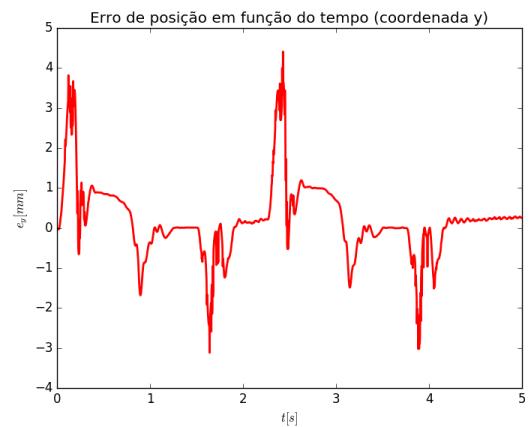


Figura 76: Erro de controle e_y

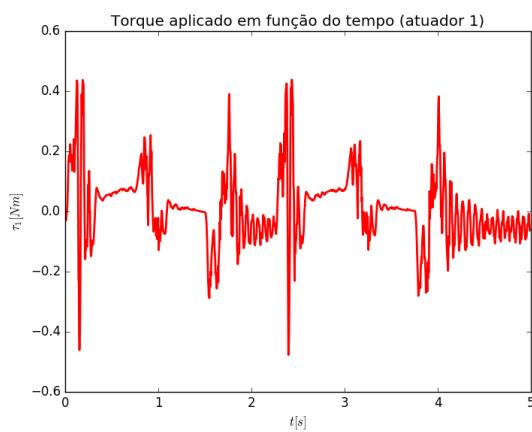


Figura 77: Esforço de controle τ_1

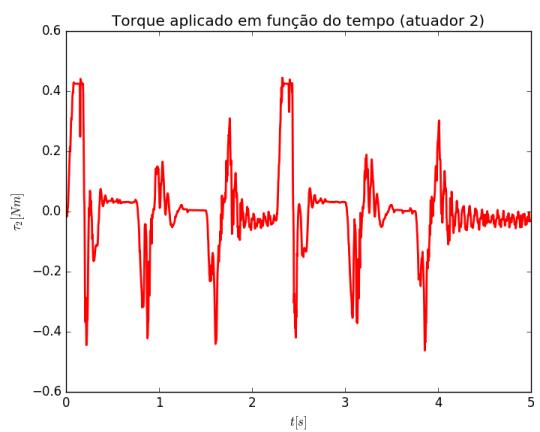


Figura 78: Esforço de controle τ_2

7.2.11.12 TCMDq - Trajetória triangular

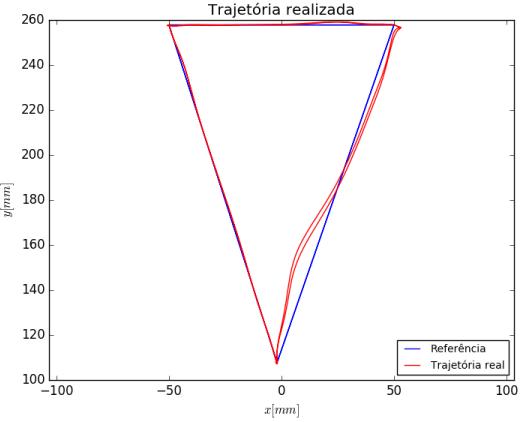


Figura 79: Trajetória realizada



Figura 80: Erro de controle e_x

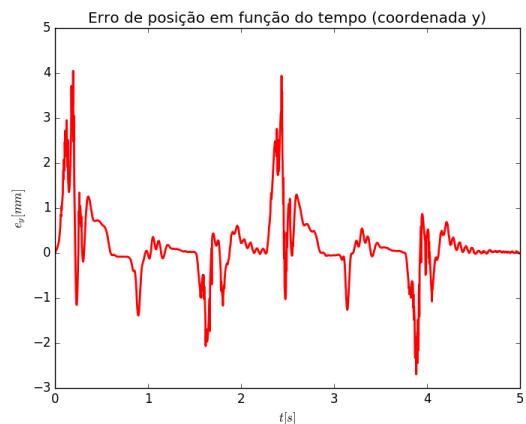


Figura 81: Erro de controle e_y

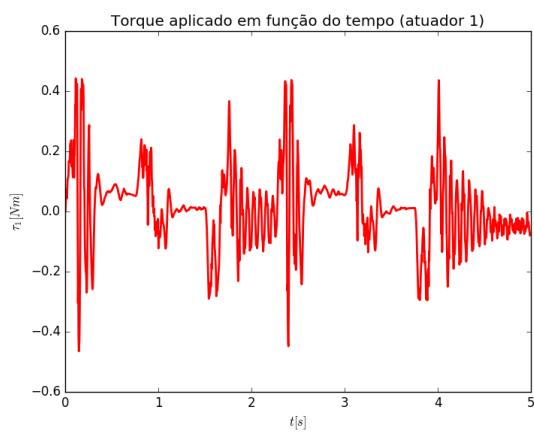


Figura 82: Esforço de controle τ_1

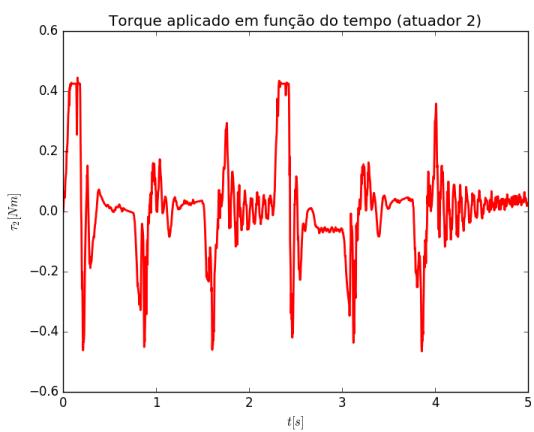


Figura 83: Esforço de controle τ_2

7.2.11.13 PDx - Trajetória triangular

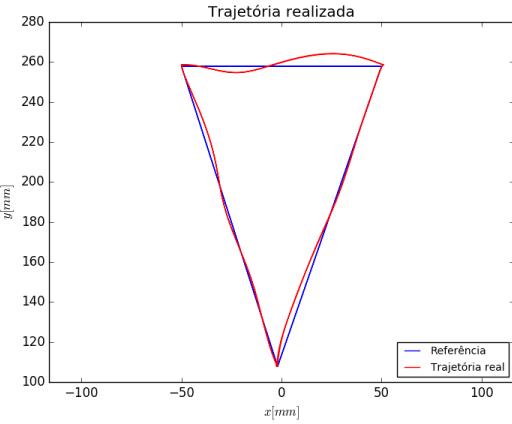


Figura 84: Trajetória realizada

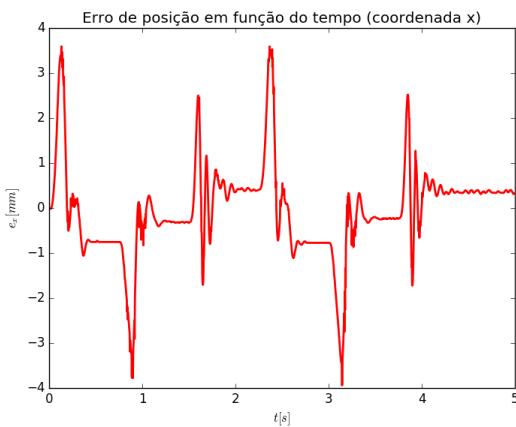


Figura 85: Erro de controle e_x

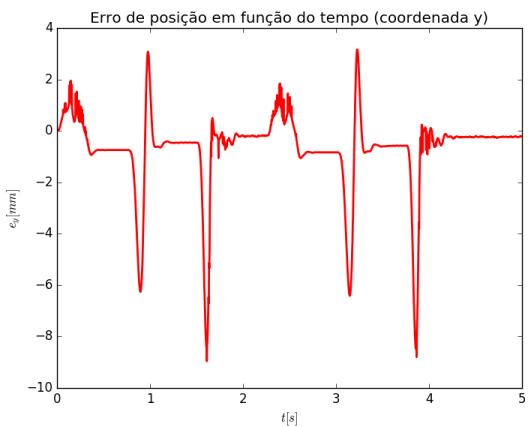


Figura 86: Erro de controle e_y

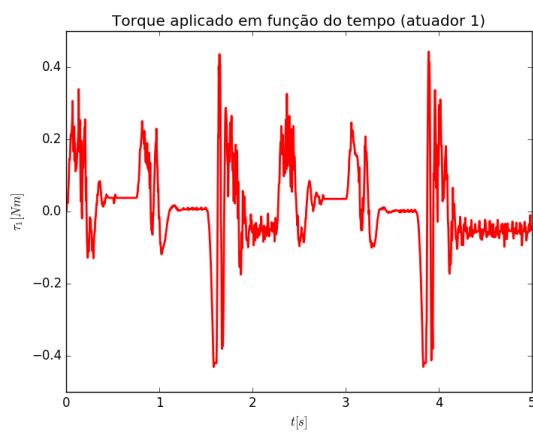


Figura 87: Esforço de controle τ_1

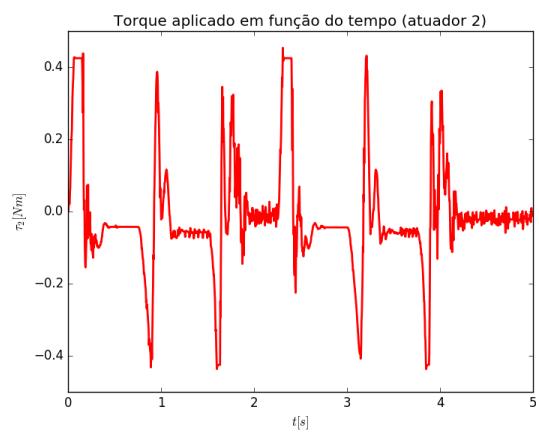


Figura 88: Esforço de controle τ_2

7.2.11.14 PDMDx - Trajetória triangular

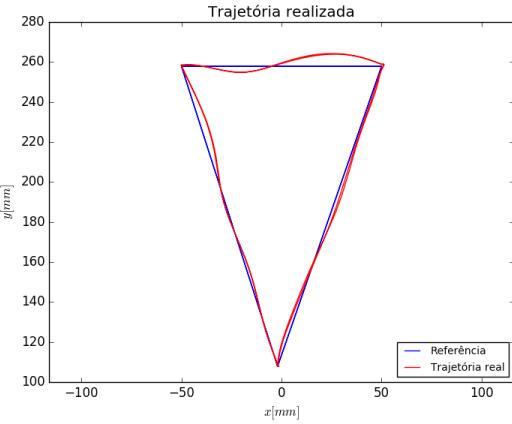


Figura 89: Trajetória realizada

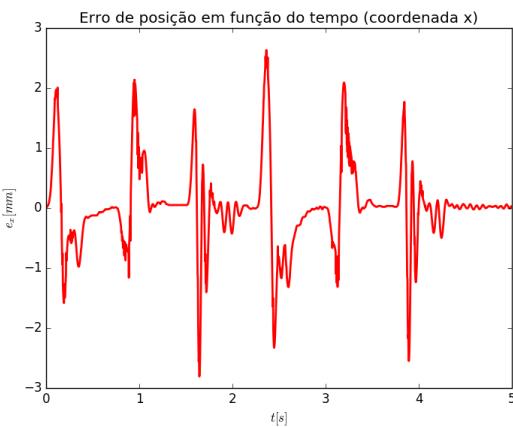


Figura 90: Erro de controle e_x

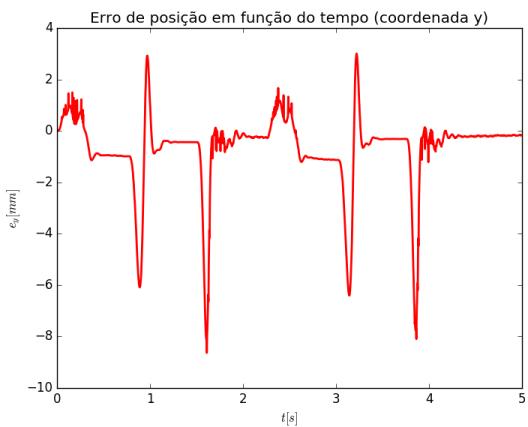


Figura 91: Erro de controle e_y

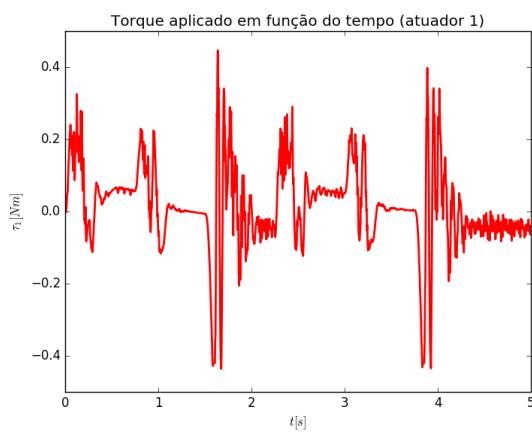


Figura 92: Esforço de controle τ_1

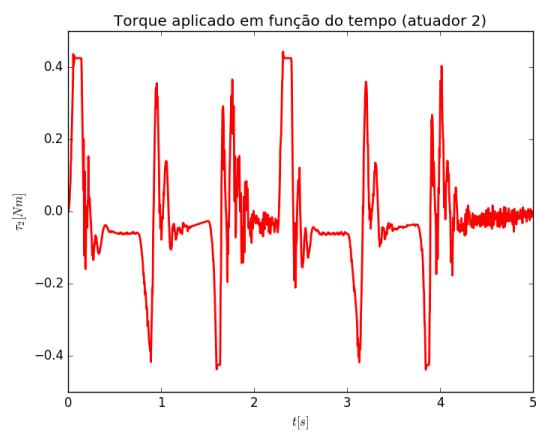


Figura 93: Esforço de controle τ_2

7.2.11.15 TCx - Trajetória triangular

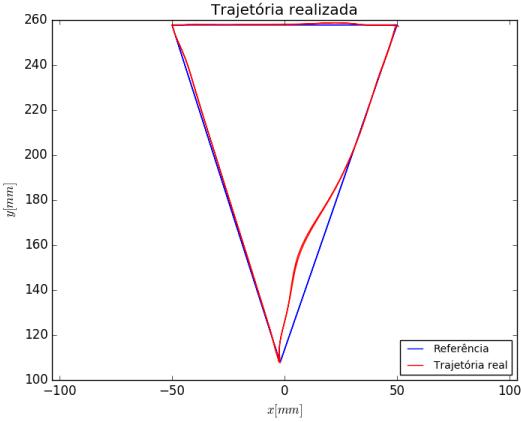


Figura 94: Trajetória realizada

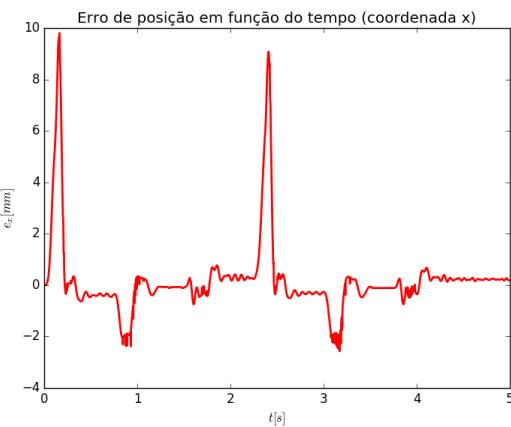


Figura 95: Erro de controle e_x

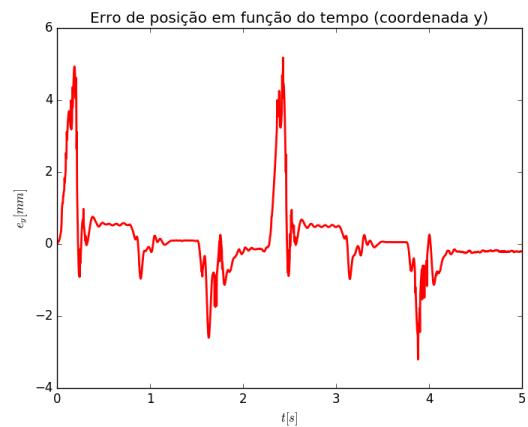


Figura 96: Erro de controle e_y

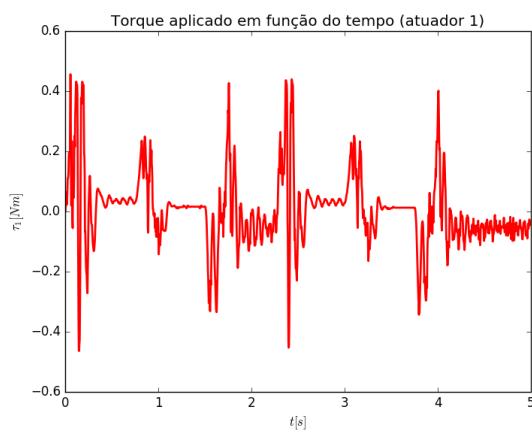


Figura 97: Esforço de controle τ_1

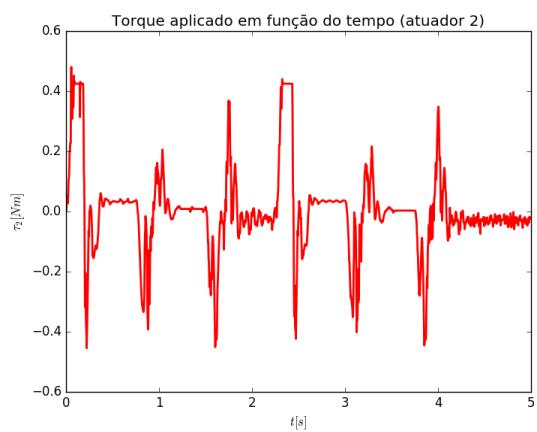


Figura 98: Esforço de controle τ_2

7.2.11.16 TCMDx - Trajetória triangular

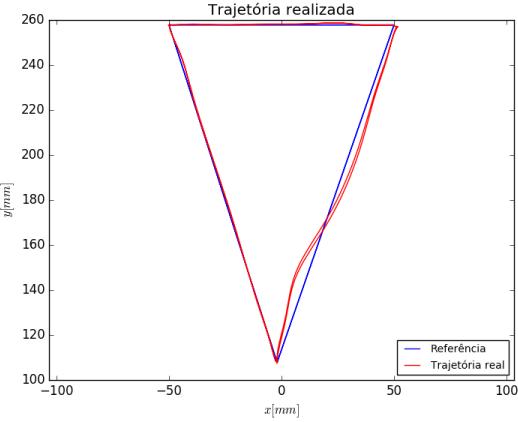


Figura 99: Trajetória realizada

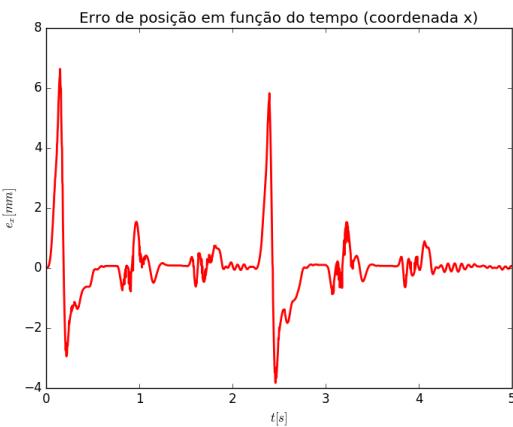


Figura 100: Erro de controle e_x

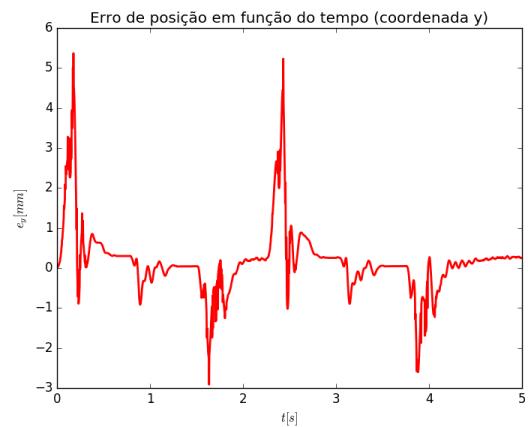


Figura 101: Erro de controle e_y

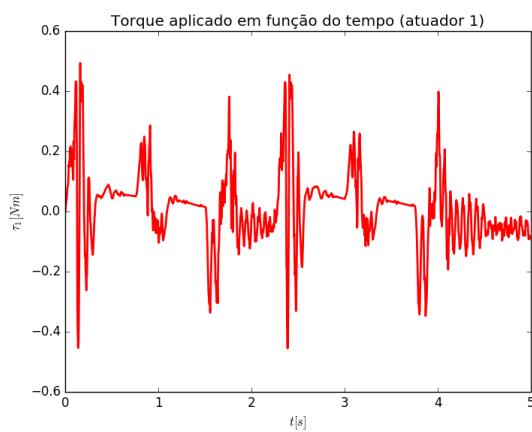


Figura 102: Esforço de controle τ_1

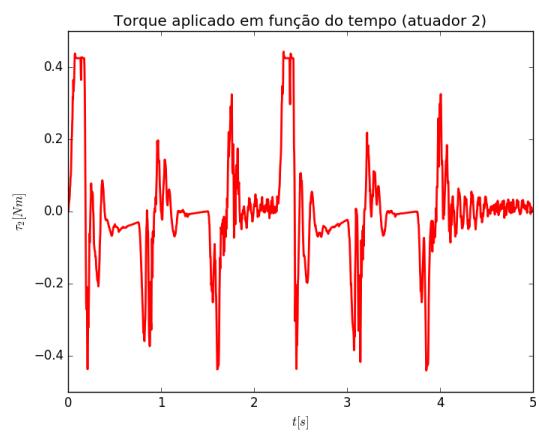


Figura 103: Esforço de controle τ_2

7.2.11.17 Tabelas comparativas

As tabelas 7 e 8 apresentam os valores eficazes dos erros de posição e dos esforços de controle nas trajetórias circular e triangular, para cada estratégia de controle, os quais são calculados da seguinte maneira:

$$e_{ef} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N e_x^2[k] + e_y^2[k]} \quad (7.28)$$

$$\tau_{ef} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \tau_1^2[k] + \tau_2^2[k]} \quad (7.29)$$

Tabela 7: Valores eficazes de erro e esforço de controle (em regime permanente) - Trajetória circular

Estratégia	$e_{ef}[mm]$	$\tau_{ef}[kg.m^2]$
PDq	3.15	0.132
PDMDq	2.37	0.141
TCq	1.14	0.143
TCMDq	0.77	0.168
PDx	0.91	0.155
PDMDx	0.65	0.169
TCx	1.16	0.150
TCMDx	0.90	0.185

Tabela 8: Valores eficazes de erro e esforço de controle - Trajetória triangular

Estratégia	$e_{ef}[mm]$	$\tau_{ef}[kg.m^2]$
PDq	5.39	0.197
PDMDq	5.16	0.212
TCq	1.85	0.181
TCMDq	1.63	0.191
PDx	1.98	0.191
PDMDx	1.79	0.188
TCx	1.83	0.188
TCMDx	1.36	0.186

As tabelas 9 e 10 apresentam o aumento ou diminuição percentual dos valores eficazes

de erro de posição e esforço de controle das estratégias de controle híbridas em relação às estratégias de controle puras.

Tabela 9: Aumento/diminuição dos valores eficazes de erro e esforço de controle utilizando a associação com o MD - Trajetória circular

Estratégia	e_{ef}	τ_{ef}
PDq → PDMDq	-24.9%	6.87%
TCq → TCMDq	-32.9%	17.5%
PDx → PDMDx	-28.9%	8.77%
TCx → TCMDx	-22.1%	23.1%

Tabela 10: Aumento/diminuição dos valores eficazes de erro e esforço de controle utilizando a associação com o SMC - Trajetória triangular

Estratégia	e_{ef}	τ_{ef}
PDq → PDMDq	-4.20%	7.88%
TCq → TCMDq	-11.5%	5.45%
PDx → PDMDx	-9.64%	-1.69%
TCx → TCMDx	-25.5%	-0.68%

Por fim, as tabelas 11 e 12 apresentam os valores de erro estacionário de posição, ou seja, o valor de erro de posição após o manipulador terminar de realizar a trajetória e se estabilizar em um ponto fixo. O valor de erro e da terceira coluna é obtido fazendo $e = \sqrt{e_x^2 + e_y^2}$, ou seja, é a distância entre a posição desejada e a posição real do efetuador.

Tabela 11: Erro estacionário de posição - Trajetória circular

Estratégia	$e_x [mm]$	$e_y [mm]$	$e [mm]$
PDq	0.444	-0.195	0.484
PDMDq	0.116	0.481	0.494
TCq	0.903	0.289	0.949
TCMDq	0.039	0.012	0.041
PDx	0.423	-0.033	0.425
PDMDx	-0.010	0.034	0.036
TCx	0.748	0.182	0.769
TCMDx	0.006	0.060	0.061

Tabela 12: Erro estacionário de posição - Trajetória triangular

Estratégia	$e_x[\text{mm}]$	$e_y[\text{mm}]$	$e[\text{mm}]$
PDq	1.601	-1.152	1.972
PDMDq	0.762	0.428	0.874
TCq	0.099	0.264	0.279
TCMDq	0.028	0.017	0.033
PDx	0.368	-0.229	0.434
PDMDx	0.017	-0.170	0.171
TCx	0.228	-0.210	0.305
TCMDx	0.009	0.271	0.271

7.2.11.18 Discussão dos resultados

À partir dos gráficos de seguimento de trajetória, evolução temporal dos erros e esforços de controle, e das tabelas comparativas apresentadas, é possível tirar algumas conclusões sobre as técnicas de controle implementadas.

Primeiramente, analisando as tabelas 7 e 8, é possível perceber que em todos os casos a associação das técnicas de controle PD e TC com o MD obteve uma diminuição no valores eficazes do erro de controle. Na trajetória circular, essa associação teve como consequência um aumento perceptível no valor eficaz do esforço de controle, como pode ser visto na tabela 9, enquanto que, na trajetória triangular, as estratégias de controle no espaço das juntas tiveram um aumento bem mais sutil, e as estratégias no espaço tarefa tiveram até uma pequena diminuição no custo energético, como pode ser visto na tabela 10. De qualquer maneira, mesmo nos casos em que houve aumento no custo energético, a utilização da associação de técnicas pode ser considerada vantajosa, tendo em vista que, como foi constatado experimentalmente, um aumento de 5rad/s nos valores utilizados do parâmetro λ já seria o suficiente para comprometer a estabilidade do sistema em todas as estratégias de controle utilizadas, então pode-se concluir que a associação com o MD é uma maneira eficiente de diminuir o erro de seguimento de trajetória sem comprometer a estabilidade do sistema.

Outro resultado interessante que vale a pena ser comentado é a diminuição do erro estacionário de posição obtida com a utilização da associação das técnicas de controle PD e TC com o MD. Como pode ser observado nas tabelas 11 e 12, em todos os casos, com exceção do PDq na trajetória circular e do TCx na trajetória triangular, houve uma diminuição significativa do erro de posição com a utilização da associação de técnicas.

No caso do TCx na trajetória triangular, houve uma diminuição significativa do erro de posição na direção x , mas não na direção y . Isso pode ser explicado pelo simples fato de ter sido utilizado um valor nulo para k_2 nessa estratégia de controle, o que significa que o MD teoricamente só estaria atuando na direção x . Esse comportamento de atuar no sentido de o erro estacionário de posição praticamente zerar pode ser facilmente observado nas figuras 40 , 41, 50, 70 e 81, e tem características similares às técnicas de controle que utilizam a integral do erro de controle com esse intuito, com a vantagem da associação com o MD não degradar o desempenho do sistema durante a trajetória (muito pelo contrário) e de não necessitar da utilização de técnicas de *anti-windup* para garantir a estabilidade do sistema no caso de saturação nos esforços de controle.

Mais uma vez, analisando as tabelas 7 e 8, pode-se observar que, em relação ao consumo energético, não há uma diferença tão significativa entre as estratégias de controle, principalmente na trajetória circular. As estratégias com maior consumo energético são TCx e TCMDx na trajetória circular, e PDq e PDMDq em na trajetória triangular. As estratégias com menor consumo energético são PDq e PDMDq na trajetória circular, e TCq e TCMDx na trajetória triangular. Além disso, em relação aos valores eficazes dos erros de controle, pode-se observar que há diferenças bem mais significativas. As estratégias com os maiores valores eficazes de erro de controle são PDq e PDMDq em ambas as trajetórias. Já as estratégias com os menores valores eficazes de erro de controle são TCMDx em ambas as trajetórias, PDMDx na trajetória circular, e TCMDq na trajetória na trajetória triangular.

Também vale a pena comentar o comportamento das estratégias de controle na parte do regime transitivo na trajetória circular (partida e parada bruscas). Analisando os gráficos de evolução temporal de erro de controle, é bastante nítido que a estratégia PDx é a que apresenta o menor erro em regime transitivo (figuras 45 e 46), seguida da PDMDx (figuras 50 e 51). Além disso, pode-se observar que, nesse quesito, as estratégias de controle híbridas (associadas ao MD) apresentam um desempenho levemente inferior às não híbridas.

Um comportamento interessante que foi observado na trajetória circular. Percebe-se que, para as estratégias PDq e PDMDq, o erro de seguimento de trajetória é maior nos trechos II e III (figuras 24 e 29), enquanto que para TCq, TCMCq, TCx e TCMDx, o erro está mais concentrado no trecho I (figuras 34, 39, 54 e 59), e para PDx e PDMDx o erro está mais concentrado no trecho II (figuras 44 e 49).

Outros fenômenos interessantes observados são que a utilização da associação das téc-

nicas de controle com o MD em geral adiciona harmônicos nas respostas temporais dos erros de controle e gera um efeito similar ao efeito de batimento, fazendo com que os valores de pico dos erros variem como se estivessem seguindo uma envoltória senoidal de baixa frequências. Estes fenômenos podem ser facilmente observados nas figuras 30, 31, 40, 41, 50 e 60.

Outro efeito interessante que foi observado foi a diminuição dos valores de pico de erro de controle nas trajetórias triangulares, normalmente seguido de um efeito de *undershoot*, quando foi utilizada a associação com o MD. Isso pode ser facilmente observado nas figuras 40, 41, 50 e 60.

Não se pode deixar de mencionar o desempenho surpreendentemente bom das estratégias PDx e PDMDx, muito superior ao desempenho das estratégias PDq e PDMDq. Na trajetória circular, a estratégia PDMDx obteve o menor valor eficaz de erro de controle e o menor valor de erro estacionário, e a estratégia PDx apresentou menor valor eficaz de erro de controle e o menor valor de erro estacionário que as estratégias TCq e TCx, como pode ser visto nas tabelas 7 e 11. Já na trajetória triangular, apesar dessas estratégias também apresentarem bom desempenho, a estratégia PDMDx já não mais supera as estratégias TCMDq e TCMDx em relação aos valores eficazes de erro de controle, e a estratégia PDx também já não mais supera as estratégias TCMDq e TCMDx em relação aos valores eficazes de erro de controle TCq e TCx nesse mesmo quesito. Isso pode ser explicado pelo fato de que o valor de m^* utilizado nas estratégias PDx e PDMDx foi baseado na matriz de inércia generalizada escrita no espaço tarefa calculada no centro da trajetória circular, a qual é praticamente diagonal com as componentes da diagonal muito próximas. Sendo assim, o modelo de inércia equivalente constante é muito mais válido para a trajetória circular do que para a trajetória triangular, a qual se afasta muito mais do centro do círculo. Além disso, como o ponto de partida das trajetórias é relativamente próximo de uma região singularidades, as matrizes de inércia generaliza estimadas possuem valores mais altos nesse ponto, o que limita um pouco o maior valor de λ que pode ser escolhido de modo a garantir a estabilidade do sistema nas estratégias TCq, TCx, TCMDq e TCMDx, enquanto que nas estratégias PDx e PDMDx a matriz de inércia generaliza estimada é constante e não possui valores tão altos, o que permitiu a utilização de um maior valor de λ sem afetar a estabilidade de sistema, o que contribui imensamente para a obtenção de menores valores de erros de controle. Isso também explica o fenômeno de todas as estratégias de controle terem um erro relativamente grande no trecho I, como excessão de PDx e PDMDx, se o ponto x_1 fosse mais afastado das singularidades, muito provavelmente os valores de erro nesse trecho seriam muito inferiores. Além disso, vale

comentar que, além de serem competitivas em relação ao erro de controle, as estratégias PDx e PDMDx são competitivas em relação ao consumo energético, tendo em vista que ambas apresentam valores intermediários de consumo energético em ambas as trajetórias.

Por fim, vale fazer a comparação entre o controle no espaço das juntas e o controle no espaço da tarefa. Analisando as tabelas 7 e 8, pode-se observar que claramente as estratégias PD e PDMD se mostram muito mais eficazes no espaço da tarefa do que no espaço das juntas, tendo em vista a grande diferença nos valores eficazes dos erros de controle e da pequena diferença no custo energético. Já em relação às estratégias TC e TCMD, não há uma diferença de eficiência considerável comparando os dois espaços de trabalho, tendo em vista que na trajetória circular as estratégias no espaço das juntas se mostram ligeiramente superiores, enquanto na trajetória circular as estratégias no espaço da tarefas se mostram um pouco superiores.

8 CONCLUSÕES E TEMAS PARA PESQUISA FUTURA

8.1 Conclusões

Esta Tese de Doutorado abordou como tema, a modelagem dinâmica e o controle de manipuladores paralelos, tendo por objetivo oferecer contribuições para o aumento do seu desempenho. Especificamente, a busca por este aprimoramento foi realizada mediante o emprego de técnicas de controle baseadas no modelo do manipulador. Com relação ao objeto de estudo, escolheu-se o robô denominado Clara, equipamento desenvolvido no LaMMAr. Sua estrutura mecânica corresponde ao mecanismo pentágono articulado, de dois graus de liberdade, que opera no espaço plano.

A metodologia seguida na pesquisa compreendeu a execução de seis fases, abrangendo desde o desenvolvimento de algoritmos para as modelagens cinemática e dinâmica ao projeto de controladores e sua validação experimental.

Após o desenvolvimento teórico, a execução das simulações e dos ensaios experimentais, foi possível reunir diversas conclusões quanto à modelagem dinâmica, à técnica de controle mais adequada, bem como a sua implementação.

Em relação à modelagem dinâmica, o algoritmo genérico de modelagem de mecanismos paralelos desenvolvido se mostrou bastante promissor, tendo em vista que, além de facilitar o processo de modelagem, ele pode ser implementado no próprio microprocessador que realiza o controle do mecanismo, podendo ser utilizado para tabelar previamente os termos seu modelo dinâmico em função da posição do efetuador. Esta estratégia se mostrou muito vantajosa, pois facilita a implementação de técnicas de controle baseadas em modelo e diminui consideravelmente seus custos computacionais.

A partir dos resultados experimentais obtidos, algumas conclusões relevantes podem ser tiradas. Quanto à lei de Controle proposta, por Modos Deslizantes, esta se revelou adequada para a sua combinação com outras técnicas, como o Controle por Torque

Computado ou o Controle Proporcional Derivativo.

Além disso, tal combinação permitiu que o efetuador do manipulador realizasse as trajetórias programadas, nos regimes permanente e transitório, com menor erro de seguimento, superando as técnicas puras, tanto no espaço das juntas como no da tarefa. Deve-se ressaltar que tal desempenho foi alcançado, sem que houvesse um aumento significativo do consumo energético, mantendo-se a estabilidade do sistema.

Merece também destaque o desempenho do controle Proporcional Derivativo no espaço da tarefa, que mostrou ser bastante competitivo em comparação às técnicas de controle puras baseadas em modelo, nos critérios erro de seguimento e torque dos atuadores, em trajetórias nos regimes permanente e transitório.

Por fim, pôde-se concluir que a escolha entre o espaço das juntas e o da tarefa pode influenciar muito no desempenho do sistema para as leis de controle não baseadas em modelo, indicando que o espaço da tarefa é o mais adequado. No entanto, para as leis de controle baseadas em modelo, tal escolha não influenciou significativamente o desempenho do sistema.

8.2 Principais contribuições

Dentre as principais contribuições, destacam-se:

- a) O desenvolvimento de um algoritmo genérico para modelagem cinemática e dinâmica de manipuladores seriais e paralelos. Este algoritmo poderá integrar os sistemas de controle de outros manipuladores paralelos do LaMMAr, como os robôs Laila e Dora.
- b) A constatação do caráter promissor da combinação de técnicas de controle robusto, como o controle por modos deslizantes, a outras técnicas, no que tange à minimização do erro de seguimento de trajetória, sem aumentar demasiadamente o consumo energético do manipulador.
- c) A comparação do desempenho de técnicas combinadas e puras, mediante a execução de ensaios experimentais, com controle da trajetória do efetuador, permitindo a avaliação do comportamento do manipulador, tanto em regime permanente como em regime transitório.

Outras contribuições referem-se às seguintes publicações realizadas durante o desenvolvimento da Tese:

A partir dos resultados obtidos no trabalho de formatura realizado na graduação, foi

publicado um artigo intitulado “Development of a controller for a 3-DOF robotic platform for user interaction in rehabilitation therapies” [31], o qual foi escrito em coautoria com Eng. Guilherme Martinho Dobrianskyj e o Prof. Dr. Tarcísio Antônio Hess Coelho. Este trabalho foi apresentado no BioRob 2014 (IEEE International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics) na seção de posters, no dia 15 de agosto de 2014. O artigo pode ser acessado por <<http://dx.doi.org/10.1109/BIOROB.2014.6913880>>.

Um capítulo de livro, intitulado “Dynamic modelling and control of balanced parallel mechanisms” [66], foi escrito em coautoria com o Dr. Renato M. M. Orsino e com o Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho, para o livro *Dynamic balancing of mechanisms and synthesizing of parallel robots* (editado pelo Prof. Dr. Dan Zhang da Universidade do Instituto de Tecnologia de Ontario e publicado pela editora Springer). Este capítulo de livro trata do uso de uma metodologia de modelagem modular para o balanceamento adaptativo e desenvolvimento de algoritmos de controle para mecanismos robóticos paralelos. O capítulo pode ser acessado por <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-17683-3_16>.

Um artigo, publicado no periódico *International Journal of Mechanisms and Robotic Systems*, intitulado “A new approach for obtaining the dynamic balancing conditions in serial mechanisms” [26], foi escrito em coautoria com o Prof. Dr. Tarcísio Antonio Hess Coelho. O artigo pode ser acessado por <<http://dx.doi.org/10.1504/IJMRS.2016.077036>>.

Um artigo, publicado no *Congresso Brasileira de Automática - 2018*, intitulado “H-Infinity Control of a 3-DOF RRR Spatial Serial Mechanism” [94], foi escrito em coautoria com a Eng. Isabella Stevani, o Prof. Dr. Diego Colón, e o Prof. Dr. Tarcísio Antonio Hess Coelho. O artigo pode ser acessado por <<https://ssl4799.websiteseugro.com/swge5/PROCEEDINGS/>> (doi:10.20906/CPS/CBA2018-0458).

8.3 Sugestão de temas para pesquisa futura

Investigar a eficácia do emprego de técnicas de controle combinadas para manipuladores paralelos, redundantes e não-redundantes, que operem no espaço tridimensional.

Investigar as condições para a eficácia do uso de técnicas de controle para manipuladores paralelos, não-baseadas em modelo e que atuem no espaço da tarefa.

Generalizar o algoritmo de modelagem proposto para englobar mecanismos paralelos de até 6 graus de liberdade.

REFERÊNCIAS

- 1 H. Abdellatif, B. Heimann. Computational efficient inverse dynamics of 6-DOF fully parallel manipulators by using the Lagrangian formalism *Mechanism and Machine Theory*, 44(1): 192–207, 2009.
- 2 H. Abdellatif, B. Heimann, J. Kotlarski, T. Ortmaier. Practical model-based and robust control of parallel manipulators using passivity and sliding mode theory. *Robotics 2010: Current and Future Challenges*, InTech, 2010.
- 3 J. Angeles, S. K. Lee. The Formulation of Dynamical Equations of Holonomic Mechanical Systems Using a Natural Orthogonal Complement *Journal of Applied Mechanics*, 55(1): 243–244, 1988.
- 4 A. Arian, B. Danaei, H. Abdi, S. Nahavandi. Kinematic and dynamic analysis of the Gantry-Tau, a 3-DoF translational parallel manipulator *Applied Mathematical Modelling*, 51: 217–231, 2017.
- 5 A. Akbarzadeh, J. Enferadi, M. Sharifnia. Dynamics analysis of a 3-RRP spherical parallel manipulator using the natural orthogonal complement *Multibody System Dynamics*, 29(4): 361–380, 2013.
- 6 R. Z. H. de Almeida. Modelagem dinâmica e controle e robô manipulador de arquitetura paralela assimétrica de três graus de liberdade. *Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos*, 2013.
- 7 O. Altuzarra, P. M. Eggers, F. J. Campa, C. Roldan-Paraponiaris, C. Pinto. Dynamic Modelling of Lower-Mobility Parallel Manipulators Using the Boltzmann-Hamel Equations. *Mechanisms, Transmissions and Applications*, 157–165, Springer, 2015.
- 8 J. Baumgarte. Stabilization of constraints and integrals of motion in dynamical systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1(1): 1–16, 1972.
- 9 P. Begon, F. Pierrot, P. Dauchez. Fuzzy sliding mode control of a fast parallel robot. *Robotics and Automation, 1995. Proceedings., 1995 IEEE International Conference on*, 1178–1183, IEEE, 1995.
- 10 R. Ben-Horina, M. Shohama, S. Djerassi. Kinematics, dynamics and construction of a planarly actuated parallel robot *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 14(2): 163–172, 1998.
- 11 A.M. Bloch, M. Reyhanoglu, N.H. McClamroch. Control and stabilization of nonholonomic dynamic systems. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 37(11): 1746–1757, 1992.
- 12 S. Briot, I.A. Bonev. Are parallel robots more accurate than serial robots? *Canadian Society for Mechanical Engineering (CSME) Transactions*, 31(4): 445–456, 2007.

- 13 E. L. L. Cabral. Cinemática Direta de Robôs Manipuladores. *Análise de Robôs*, sites.poli.usp.br/p/eduardo.cabral/Cinemática Direta.pdf acessado em 25/08/2016.
- 14 E. F. Camacho, C. B. Alba. *Model predictive control*. Springer Science & Business Media, 2013.
- 15 L. Campos, F. Bourbonnais, I.A. Bonev, P. Bigras. Development of a five-bar parallel robot with large workspace. *Proc. of the ASME IDETC/CIE 2010 Montreal, Quebec, Canada*, August 15–18, 2010. [DETC2010-28962]
- 16 A. A. Campos-Bonilla, R. Guenther, D. Martins. Differential kinematics of serial manipulators using virtual chains *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 24(4): 1–10, 2005.
- 17 J. C. M. Carvalho, R.C. Ibrahim, T. A. H. Coelho. *MECANISMOS, MÁQUINAS & ROBÔS: uma abordagem unificada para a análise e síntese*. ISBN: 978-85-3524654-4, Elsevier Editora Ltda, 2018.
- 18 R. Clavel. Robots parallèles: du packaging à cadence élevée à la production d’ultra haute précision. *Journées Nationales de la Recherche en Robotique*, 8ème Edition, 2011.
- 19 A. Chemori, G. S. Natal, F. Pierrot. Control of parallel robots: towards very high accelerations. *SSD'2013: 10th International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices*, 2013.
- 20 S-L. Chen, Y-C. Tsai. Contouring control of a parallel mechanism based on equivalent errors. *American Control Conference, 2008*, 2384–2388, IEEE, 2008.
- 21 H. Cheng, G. Liu, Y-K. Yiu, Z. H. Xiong, Z. Li. Advantages and Dynamics of Parallel Manipulators with Redundant Actuation *Proceedings 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Expanding the Societal Role of Robotics in the the Next Millennium*, 1: 171–176, 2001.
- 22 H. Cheng, Y-K. Yiu, Z. Li. Dynamics and control of redundantly actuated parallel manipulators. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, 8(4): 483–491, 2003.
- 23 W. Chung, L-C. Fu, S-H. Hsu. Motion control. *Springer Handbook of Robotics*, Edited by B. Siciliano and O. Khatib, 133–159, 2008.
- 24 A. Codourey. Dynamic Modelling and Mass Matrix Evaluation of the DELTA Parallel Robot for Axes Decoupling Control *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. IROS '96*, 3: 1211–1218, 1996.
- 25 A. Codourey, E. Burdet. A body-oriented method for finding a linear form of the dynamic equation of fully parallel robots. *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, 2: 1612–1618, 1997.
- 26 A. G. Coutinho, T. A. H. Coelho. A new approach for obtaining the dynamic balancing conditions in serial mechanisms. *International Journal of Mechanisms and Robotic Systems*, 3(1): 32–47, 2016.
- 27 J. J. Craig. *Introduction to robotics: mechanics and control*. Addison-Wesley series in electrical and computer engineering: control engineering. Pearson/Prentice Hall, 2005.

- 28 B. Dasgupta, T. S. Mruthyunjaya. A Newton-Euler formulation for the inverse dynamics of the Stewart platform manipulator *Mechanism and Machine Theory*, 33(8): 1135–1152, 1998.
- 29 J. Denavit, R. S. Hartenberg. A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices. *Trans. of the ASME. Journal of Applied Mechanics*, 22:(1) 215–221, 1955.
- 30 G. M. Dobrianyj, A. G. Coutinho. Plataforma robótica para reabilitação do membro superior humano. *Tese (Trabalho de Conclusão de Curso) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos*, 2013.
- 31 G. M. Dobrianskyj, A. G. Coutinho, T. A. H. Coelho. Development of a controller for a 3-DOF robotic platform for user interaction in rehabilitation therapies. *Biomedical Robotics and Biomechatronics 2014 5th IEEE RAS EMBS International Conference on*, 819 – 825, IEEE, 2014.
- 32 V. Duchaine, S. Bouchard, C. M. Gosselin. Computationally efficient predictive robot control. *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 12(5): 570–578, 2007.
- 33 M. M. Ebrahimi, F. Piltan, M. Bazregar, A. Nabaee. Intelligent Robust Fuzzy-Parallel Optimization Control of a Continuum Robot Manipulator. *International Journal of Control and Automation*, 6(3): 15–34, 2013.
- 34 M. Ertugrul, O. Kaynak. Neuro sliding mode control of robotic manipulators. *Mechatronics*, 10(1): 239–263, 2000.
- 35 R. Featherstone, D. E. Orin. Dynamics. *Springer Handbook of Robotics*, Edited by B. Siciliano and O. Khatib, 35–66, 2008.
- 36 J. V. C. Fontes, M. M. da Silva. On the dynamic performance of parallel kinematic manipulators with actuation and kinematic redundancies *Mechanism and Machine Theory*, 103: 148–166, 2016.
- 37 J. V. C. Fontes, J. C. Santos, M. M. da Silva. Numerical and experimental evaluation of the dynamic performance of kinematically redundant parallel manipulators *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40: 142, 2018.
- 38 J. Gallardo-Alvarado, R. Rodríguez-Castro, P. J. Delossantos-Lara. Kinematics and dynamics of a 4- P RUR Schönflies parallel manipulator by means of screw theory and the principle of virtual work *Mechanism and Machine Theory*, 122(4): 347–360, 2018.
- 39 T. Geike, J. McPhee. Inverse dynamic analysis of parallel manipulators with full mobility *Mechanism and Machine Theory*, 38(6): 549–562, 2003.
- 40 J. Guldner, V. I. Utkin. The chattering problem in sliding mode system. *14th Int. Symp. Math. Theory Netw. Syst.(MTNS), Perpignan, France*, 2000.
- 41 M. Honegger, R. Brega, G. Schweitzer. Application of a nonlinear adaptive controller to a 6 dof parallel manipulator. *Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA'00. IEEE International Conference on*, 1930–1935, IEEE, 2000.

- 42 H. Hu, P-Y. Woo. Fuzzy supervisory sliding-mode and neural-network control for robotic manipulators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 53(3): 929–940, 2006.
- 43 E. Jarzebowska. Quasi-coordinates based dynamics modeling and control design for nonholonomic systems. *Nonlinear Analysis: Theory, Methods and Applications*, 71(12):118 – 131, 2009.
- 44 E. Jarzebowska. *Model-based tracking control of nonlinear systems*. Chapman and Hall/CRC, 2016.
- 45 Y. Jiang, T. Li, L. Wang, F. Chen. Improving tracking accuracy of a novel 3-DOF redundant planar parallel kinematic machine. *Mechanism and Machine Theory*, 119: 198–218, 2018.
- 46 P. C. Kaminski. *Mecânica geral para engenheiros*. Edgard Blücher, 2000.
- 47 T. R. Kane, D.A. Levinson. *Dynamics: theory and applications*. New York: McGraw-Hill; 1985.
- 48 W. Khalil, E. Dombre. *Modeling, Identification and Control of Robots*. Taylor & Francis, 2002.
- 49 W. Khalil, O. Ibrahim. General Solution for the Dynamic Modeling of Parallel Robots *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 49(1): 19–37, 2007.
- 50 W. A. Khan, V. N. Krovi, S. K. Saha, J. Angeles. Recursive kinematics and inverse dynamics for a planar 3R parallel manipulator *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 127(4): 529–536, 2005.
- 51 H. Kordjazi, A. Akbarzadeh. Inverse dynamics of a 3-prismatic–revolute–revolute planar parallel manipulator using natural orthogonal complement *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 225(2):258–269, 2011.
- 52 V. D. Kumazawa, T. A. Hess Coelho, D. Rinaudi, G. Carbone, M. Ceccarelli. Kinematic analysis and operation feasibility of a 3-dof asymmetric parallel mechanism. In *20th COBEM, Gramado, Brazil, Paper No. COB09-0744*, 2009.
- 53 Y. Li, S. Staicu. Inverse dynamics of a 3-PRC parallel kinematic machine *Nonlinear Dynamics*, 67(2): 1031–1041, 2012.
- 54 Y-W. Li, J-S. Wang, L-P. Wang, X-J. Liu. Inverse dynamics and simulation of a 3-DOF spatial parallel manipulator *2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3: 4092-4097, 2003.
- 55 Q. Li, F. X. Wu. Control performance improvement of a parallel robot via the design for control approach *Mechatronics*, 14(8): 947–964, 2004.
- 56 Y. Li, Q. Xu. Dynamic modeling and robust control of a 3-PRC translational parallel kinematic machine *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 25(3): 630–640, 2009.

- 57 Y. Li, Q. Xu. Kinematics and inverse dynamics analysis for a general 3-PRS spatial parallel mechanism *Robotica*, 23(2): 219–229, 2005.
- 58 O. Linda, M. Manic. Uncertainty-robust design of interval type-2 fuzzy logic controller for delta parallel robot *Industrial Informatics, IEEE Transactions on*, 7(4): 661–670, 2011.
- 59 H. Lipkin. A note on denavit-hartenberg notation in robotics *ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 921–926, American Society of Mechanical Engineers, 2005.
- 60 L. Mariti, N. P. Belfiore, E. Pennestri, P. P. Valentini. Comparison of solution strategies for multibody dynamics equations *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 88(7): 637–656, 2011.
- 61 J-P. Merlet. Still a long way to go on the road for parallel mechanisms In *ASME DETC Conference, Montreal, 2002*, 2002.
- 62 J-P. Merlet, C. Gosselin. Parallel Mechanisms and Robots. *Springer Handbook of Robotics*, Edited by B. Siciliano and O. Khatib, 269–286, 2008.
- 63 P. E. Nikravesh. *Computer-aided analysis of mechanical systems*. Prentice Hall, 1988.
- 64 R. M. M. Orsino, T. A. H. Coelho. A contribution for developing more efficient dynamic modelling algorithms of parallel robots *International Journal of Mechanisms and Robotic Systems*, 1(1): 15 – 34, 2013.
- 65 R. M. M. Orsino, T. A. H. Coelho, C. P. Pesce. Analytical mechanics approaches in the dynamic modelling of Delta mechanism *Robotica*, 33(4): 953–973, 2015.
- 66 R. M. M. Orsino, A. G. Coutinho, T. A. H. Coelho. Dynamic Modelling and Control of Balanced Parallel Mechanisms *Dynamic Balancing of Mechanisms and Synthesizing of Parallel Robots*, 403–445, Springer International Publishing, 2016.
- 67 R. M. M. Orsino, T. A. H. Coelho. A contribution on the modular modelling of multibody systems *Proc. Royal Society A*, 471(2183), The Royal Society, 2015.
- 68 A. Pashkevich, D. Chablat, P. Wenger. Kinematics and Workspace Analysis of a Three-Axis Parallel Manipulator: the Orthoglide *Robotica*, 24: 39–49, 2006.
- 69 M. Pekal, J. Fraczek. Comparison of natural complement formulations for multibody dynamics. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 54(4); 1391–1404, 2016.
- 70 M. Pekal, J. Fraczek. Comparison of selected formulations for multibody system dynamics with redundant constraints *Archive of Mechanical Engineering*, 63(1); 93–112, 2016.
- 71 P. J. Prince, J. R. Dormand. High order embedded Runge-Kutta formulae *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 7(1): 67–75, 1981.
- 72 A. G. Ruiz, J. C. Santos, J. Croes, W. Desmet, M. M. da Silva. On redundancy resolution and energy consumption of kinematically redundant planar parallel manipulators *Robotica*, 36: 1–13, 2018.

- 73 N. Sadati, R. Ghadami. Adaptive multi-model sliding mode control of robotic manipulators using soft computing *Neurocomputing*, 71(13): 2702–2710, 2008.
- 74 S. K. Saha, W. O. Schiehlen. Recursive kinematics and dynamics for closed loop multibody systems *Int. J. of Mechanics of Structures and Machines*, 29: 143–175, 2001.
- 75 W. Shang, S. Cong Nonlinear computed torque control for a high-speed planar parallel manipulator *Mechatronics*, 19(6): 987–992, 2009.
- 76 T-N. Shiau, Y-J. Tsai, M-S. Tsai. Nonlinear dynamic analysis of a parallel mechanism with consideration of joint effects *Mechanism and Machine Theory*, 43(4): 491–505, 2008.
- 77 A. Shukla, H. Karki. Modeling simulation & control of 6-DOF Parallel Manipulator using PID controller and compensator *IFAC Proceedings Volumes*, 47(1): 421–428, 2014.
- 78 B. Siciliano, L. Sciavicco, L. Villani, G. Oriolo. *Robotics: modelling, planning and control*. Springer Science & Business Media, 2010.
- 79 Y. Singh, M. Santhakumar. Inverse dynamics and robust sliding mode control of a planar parallel (2-PRP and 1-PPR) robot augmented with a nonlinear disturbance observer *Mechanism and Machine Theory*, 92: 29–50, 2015.
- 80 Y. Singh, V. Vinoth, Y. R. Kiran, J. K. Mohanta, M. Santhakumar. Inverse dynamics and control of a 3-DOF planar parallel (U-shaped 3-PPR) manipulator *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 34: 164–179, 2015.
- 81 Y. Singh, V. Vinoth, M. Santhakumar. Dynamic Modelling and Control of a 3-DOF Planar Parallel Robotic (XYTheta Motion) Platform *Procedia Materials Science*, 5: 1528–1539, 2014.
- 82 J-J. E. Slotine, W. Li. *Applied nonlinear control*. Prentice Hall, 1991.
- 83 J-J. E. Slotine. The robust control of robot manipulators *The International Journal of Robotics Research*, 4(2): 49–64, 1985.
- 84 J-J. E. Slotine, W. Li. On the adaptive control of robot manipulators *The International Journal of Robotics Research*, 6(3): 49–59, 1987.
- 85 M. W. Spong, S. Hutchinson, M. Vidyasagar. *Robot modeling and control*. Wiley New York, 2006.
- 86 S. Staicu. Relations matricielles de récurrence en dynamique des mécanismes *Revue Roumaine des Sciences Techniques—Série de Mécanique Appliquée*, 50(1–3):15–28, 2005.
- 87 S. Staicu. Inverse dynamics of the 3-PRR planar parallel robot *Robotics and Autonomous Systems*, 57(5): 556–563, 2009.
- 88 S. Staicu. Recursive modelling in dynamics of Delta parallel robot *Robotica*, 27(2): 199–207, 2009.
- 89 S. Staicu. Recursive modelling in dynamics of Agile Wrist spherical parallel robot *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 25(2): 409–416, 2009.

- 90 S. Staicu, D. C. Carp-Ciocardia. Dynamic analysis of Clavel's Delta parallel robot *2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3: 4116–4121, 2003.
- 91 S. Staicu, X-J. Liu, J. Wang. Inverse dynamics of the HALF parallel manipulator with revolute actuators *Nonlinear Dynamics*, 50:(1), 1–12, 2007.
- 92 S. Staicu, D. Zhang. A novel dynamic modelling approach for parallel mechanisms analysis *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 24(1): 167–172, 2008.
- 93 S. Staicu, D. Zhang, R. Rugescu. Dynamic modelling of a 3-DOF parallel manipulator using recursive matrix relations *Robotica*, 24(1): 125–130, 2006.
- 94 I. Stevani, A. G. Coutinho, D. Colón, T. A. H. Coellho. H-Infinity Control of a 3-DOF RRR Spatial Serial Mechanism *Congresso Brasileiro de Automática 2018 Conference Proceedings ISSN: 2525-8311*, doi:10.20906/CPS/CBA2018-0458, 2018.
- 95 R. A. Tenenbaum. *Fundamentals of Applied Dynamics*. Springer Science & Business Media, 2006.
- 96 G. S. Toscano, H. Simas, E. B. Castelan, D. Martins. A new kinetostatic model for humanoid robots using screw theory *Robotica*, 1: 1–18, 2018.
- 97 L. W. Tsai. *Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators*. John Wiley & Sons, 1999.
- 98 V. Utkin, J. Guldner, J. Shi. *Sliding mode control in electro-mechanical systems*. Vol. 34. CRC press, 2009.
- 99 V. Utkin, H. Lee Chattering problem in sliding mode control systems *International Workshop on Variable Structure Systems, 2006. VSS'06*, 346–350, 2006.
- 100 A. Vivas, P. Poignet. Predictive functional control of a parallel robot *Control Engineering Practice*, 13(7): 863–874, 2005.
- 101 K. Waldron, J. Schmiedeler. Kinematics *Springer Handbook of Robotics*, Edited by B. Siciliano and O. Khatib, 9–34, 2008.
- 102 J. Wang, J. Wu, L. Wang, Z. You. Dynamic feed-forward control of a parallel kinematic machine *Mechatronics*, 19(3): 313–324, 2009.
- 103 J. Wu, J. Wang, L. Wang, T. Li. Dynamics and control of a planar 3-DOF parallel manipulator with actuation redundancy *Mechanism and Machine Theory*, 44(4): 835–849, 2009.
- 104 F. Xi, R. Sinatra. Inverse dynamics of hexapods using the natural orthogonal complement method *Journal of manufacturing systems*, 21(2): 73–82, 2002.
- 105 J. Yao, W. Gu, Z. Feng, L. Chen, Y. Xu, Y. Zhao. Dynamic analysis and driving force optimization of a 5-DOF parallel manipulator with redundant actuation *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 48: 51–58, 2017.
- 106 P-L. Yen, C-C. Lai. Dynamic modeling and control of a 3-DOF Cartesian parallel manipulator *Mechatronics*, 19(3): 390–398, 2009.

- 107 M. Zeinali, L. Notash. Adaptive sliding mode control with uncertainty estimator for robot manipulators *Mechanism and Machine Theory*, 45(1): 80–90, 2010.
- 108 Z. Zhan, X. Zhang, Z. Jian, H. Zhang. Error modelling and motion reliability analysis of a planar parallel manipulator with multiple uncertainties *Mechanism and Machine Theory*, 124: 55–72, 2018.
- 109 Xu. Zhang, Xi. Zhang, Z. Chen. Dynamic analysis of a 3-RRR parallel mechanism with multiple clearance joints *Mechanism and Machine Theory*, 78: 105-115, 2014.
- 110 Y. Zhao, F. Gao. Inverse dynamics of the 6-dof out-parallel manipulator by means of the principle of virtual work *Robotica*, 27(2): 259–268, 2009.
- 111 Y. Zhao, F. Gao. Dynamic formulation and performance evaluation of the redundant parallel manipulator *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 25(4): 770–781, 2009.
- 112 Z. Zhu, J. Li, Z. Gan, H. Zhang. Kinematic and dynamic modelling for real-time control of Tau parallel robot *Mechanism and Machine Theory*, 40(9): 1051–1067, 2005.
- 113 A. Zubizarreta, I. Cabanes, M. Marcos, C. Pinto, E. Portillo. Extended CTC control for parallel robots *Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA), 2010 IEEE Conference on*, 1–8, IEEE, 2010.
- 114 A. Zubizarreta, I. Cabanes, M. Marcos, C. Pinto. Control of parallel robots using passive sensor data *2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2398–2403, IEEE, 2008.
- 115 A. Zubizarreta, I. Cabanes, M. Marcos, C. Pinto. A redundant dynamic model of parallel robots for model-based control *Robotica*, 31(2): 203–216, 2013.
- 116 A. Zubizarreta, M. Marcos, I. Cabanes, C. Pinto, E. Portillo. Redundant sensor based control of the 3RRR parallel robot *Mechanism and machine theory*, 54(1): 1–17, 2012.

APÊNDICE A – CINEMÁTICA DE CORPOS RÍGIDOS

A.1 Conceitos básicos

Esta seção tem o intuito de apresentar os conceitos de derivada temporal de vetores em relação a um referencial e as definições velocidade e aceleração.

Sejam \mathcal{A} e \mathcal{B} dois referenciais, e p e o pontos no espaço. Primeiramente, fazemos as seguintes definições:

- $r_{o|p}$: vetor que liga o ponto o ao ponto p , orientado no sentido de o até p .
- $v_p^{\mathcal{A}}$: vetor velocidade do ponto p em relação a \mathcal{A} .
- $a_p^{\mathcal{A}}$: vetor aceleração do ponto p em relação a \mathcal{A} .
- $\omega_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}}$: vetor velocidade angular de \mathcal{B} em relação a \mathcal{A} .
- $\dot{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}}$: vetor aceleração angular de \mathcal{B} em relação a \mathcal{A} .
- $\frac{d^{[\mathcal{A}]}}{dt}$: Operador derivada temporal em relação ao referencial \mathcal{A} .

A.1.1 Produto vetorial

Para a realização do cálculo de derivadas vetoriais, frequentemente é necessário o uso do produto vetorial. A notação para o operador produto vetorial utilizada será o " \wedge ". Com o intuito de deixar as equações mais legíveis, iremos adotar as seguintes convenções:

$$\mathbf{a} \wedge (\mathbf{b} \wedge \mathbf{c}) \equiv \mathbf{a} \wedge \mathbf{b} \wedge \mathbf{c} \quad (\text{A.1})$$

$$\mathbf{a} \wedge (\mathbf{b} \wedge (\mathbf{c} \wedge \mathbf{d})) \equiv \mathbf{a} \wedge \mathbf{b} \wedge \mathbf{c} \wedge \mathbf{d} \quad (\text{A.2})$$

Além disso, vale destacar algumas propriedades básicas do produto vetorial que serão utilizadas durante o texto:

$$\mathbf{a} \wedge \mathbf{a} = \mathbf{0} \quad (\text{A.3})$$

$$\mathbf{a} \wedge \mathbf{b} = -\mathbf{b} \wedge \mathbf{a} \quad (\text{A.4})$$

$$\mathbf{a} \wedge (\mathbf{b} + \mathbf{c}) = \mathbf{a} \wedge \mathbf{b} + \mathbf{a} \wedge \mathbf{c} \quad (\text{A.5})$$

$$(\lambda \mathbf{a}) \wedge \mathbf{b} = \mathbf{a} \wedge (\lambda \mathbf{b}) = \lambda(\mathbf{a} \wedge \mathbf{b}) \quad (\text{A.6})$$

A.1.2 Derivada temporal de versores

Seja $\hat{\mathbf{x}}_{\mathcal{B}}$ um versor fixo ao referencial \mathcal{B} . A derivada temporal de $\hat{\mathbf{x}}_{\mathcal{B}}$ em relação ao referencial \mathcal{A} é definida como:

$$\frac{d^{[\mathcal{A}]} \hat{\mathbf{x}}_{\mathcal{B}}}{dt} = \dot{\hat{\mathbf{x}}}^{[\mathcal{A}]}_{\mathcal{B}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \hat{\mathbf{x}}_{\mathcal{B}} \quad (\text{A.7})$$

A.1.3 Derivada temporal de vetores

Seja $\mathcal{B} = \{\mathbf{i}_{\mathcal{B}}, \mathbf{j}_{\mathcal{B}}, \mathbf{k}_{\mathcal{B}}\}$ uma base ortonormal fixa ao referencial \mathcal{B} e \mathbf{x} um vetor cuja decomposição na base \mathcal{B} é conhecida e dada por $\mathbf{x} = x\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + y\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + z\mathbf{k}_{\mathcal{B}}$. A derivada temporal de \mathbf{x} em relação ao referencial \mathcal{A} é definida como:

$$\begin{aligned} \frac{d^{[\mathcal{A}]} \mathbf{x}}{dt} &= \dot{\mathbf{x}}^{[\mathcal{A}]} = \dot{x}\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + \dot{y}\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + \dot{z}\mathbf{k}_{\mathcal{B}} + x\dot{\mathbf{i}}^{[\mathcal{A}]}_{\mathcal{B}} + y\dot{\mathbf{j}}^{[\mathcal{A}]}_{\mathcal{B}} + z\dot{\mathbf{k}}^{[\mathcal{A}]}_{\mathcal{B}} \\ &= \dot{x}\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + \dot{y}\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + \dot{z}\mathbf{k}_{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge x\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge y\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge z\mathbf{k}_{\mathcal{B}} \\ &= \dot{x}\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + \dot{y}\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + \dot{z}\mathbf{k}_{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge (x\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + y\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + z\mathbf{k}_{\mathcal{B}}) \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Repare que o termo $\dot{x}\mathbf{i}_{\mathcal{B}} + \dot{y}\mathbf{j}_{\mathcal{B}} + \dot{z}\mathbf{k}_{\mathcal{B}}$ é a derivada temporal do vetor \mathbf{x} no referencial \mathcal{B} . Sendo assim, temos:

$$\frac{d^{[\mathcal{A}]} \mathbf{x}}{dt} = \dot{\mathbf{x}}^{[\mathcal{A}]} = \dot{\mathbf{x}}^{[\mathcal{B}]} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{x} \quad (\text{A.9})$$

A.1.4 Definição de vetor velocidade

Supondo que o ponto \circ esteja fixo a \mathcal{A} , a velocidade do ponto p em relação ao referencial \mathcal{A} é definida como:

$$\mathbf{v}_p^{\mathcal{A}} = \frac{d^{[\mathcal{A}]} \mathbf{r}_{\circ|p}}{dt} = \dot{\mathbf{r}}_{\circ|p}^{[\mathcal{A}]} \quad (\text{A.10})$$

Caso o não esteja fixo a \mathcal{A} , temos que:

$$\frac{d^{[\mathcal{A}]} \mathbf{r}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}}}{dt} = \dot{\mathbf{r}}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} = \mathbf{v}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} - \mathbf{v}_{\mathbf{o}}^{[\mathcal{A}]} \quad (\text{A.11})$$

A.1.5 Definição de vetor aceleração

A aceleração do ponto \mathbf{p} em relação ao referencial \mathcal{A} é definida como:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} = \frac{d^{[\mathcal{A}]} \mathbf{v}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} }{dt} \quad (\text{A.12})$$

A.2 Equações de campos de velocidades e acelerações

Esta subseção tem o intuito de apresentar as equações básicas da cinemática de corpos rígidos, as equações de campos de velocidades e acelerações.

A.2.1 Equação do campo de velocidades

Sejam \mathbf{p} e \mathbf{o} dois pontos pertencentes a um corpo rígido \mathcal{B} , e \mathcal{A} um referencial. Podemos relacionar a velocidades dos ponto \mathbf{p} e \mathbf{o} em relação a \mathcal{A} através da equação do campo de velocidades:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} = \mathbf{v}_{\mathbf{o}}^{[\mathcal{A}]} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}} \quad (\text{A.13})$$

A.2.2 Equação do campo de acelerações

Derivando (A.13) no tempo em relação a \mathcal{A} , temos:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} = \mathbf{a}_{\mathbf{o}}^{[\mathcal{A}]} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge (\mathbf{v}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} - \mathbf{v}_{\mathbf{o}}^{[\mathcal{A}]}) \quad (\text{A.14})$$

Substituindo (A.13) em (A.14), obtemos a equação do campo de acelerações:

$$\mathbf{a}_{\mathbf{p}}^{[\mathcal{A}]} = \mathbf{a}_{\mathbf{o}}^{[\mathcal{A}]} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{[\mathcal{A}]} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}|\mathbf{p}} \quad (\text{A.15})$$

A.3 Composição de movimentos

Esta subseção tem o intuito de apresentar um dos princípios básicos da cinemática de corpos rígidos, a composição de movimentos.

A.3.1 Composição de velocidades lineares

Sejam \mathcal{A} um referencial, e A um sistema de coordenadas fixo a \mathcal{A} , definido pela origem o_A e pelos versores i_A , j_A e k_A . Sejam também \mathcal{B} um referencial, B um sistema de coordenadas fixo a \mathcal{B} , definido pela origem o_B e pelos versores i_B , j_B e k_B , e p um ponto no espaço. Definindo os vetores $r_{o_A|o_B}$, $r_{o_B|p}$ e $r_{o_A|p}$ tem-se que:

$$r_{o_A|p} = r_{o_A|o_B} + r_{o_B|p} \quad (\text{A.16})$$

Derivando (A.16) no tempo em relação a \mathcal{A} , temos:

$$v_p^A = v_{o_B}^A + \dot{r}_{o_B|p}^{[A]} \quad (\text{A.17})$$

Utilizando a equação (A.9), temos que:

$$\dot{r}_{o_B|p}^{[A]} = \dot{r}_{o_B|p}^{[B]} + \omega_B^A \wedge r_{o_B|p} \quad (\text{A.18})$$

Ou seja:

$$\dot{r}_{o_B|p}^{[A]} = v_p^B + \omega_B^A \wedge r_{o_B|p} \quad (\text{A.19})$$

Substituindo (A.19) em (A.17), temos:

$$v_p^A = v_{o_B}^A + \omega_B^A \wedge r_{o_B|p} + v_p^B \quad (\text{A.20})$$

Definindo:

$$v_{p|\mathcal{B}}^A = v_{o_B}^A + \omega_B^A \wedge r_{o_B|p} \quad (\text{A.21})$$

Temos princípio da composição de movimento para velocidades lineares:

$$v_p^A = v_{p|\mathcal{B}}^A + v_p^B \quad (\text{A.22})$$

Ou seja, v_p^A é composto pela soma de $v_{p|\mathcal{B}}^A$, que seria a velocidade de p se p estivesse fixo a \mathcal{B} (movimento de arrastamento), e v_p^B , que seria a velocidade de p se \mathcal{B} estivesse parado em relação a \mathcal{A} (movimento relativo).

A.3.2 Composição de acelerações lineares

Derivando (A.20) no tempo em relação a \mathcal{A} , temos:

$$\mathbf{a}_p^A = \mathbf{a}_{o_B}^A + \dot{\omega}_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p} + \omega_B^A \wedge \dot{\mathbf{r}}_{o_B|p}^{[A]} + \omega_B^A \wedge \mathbf{v}_p^B + \mathbf{a}_p^B \quad (\text{A.23})$$

Substituindo (A.19) em (A.23), temos:

$$\mathbf{a}_p^A = \mathbf{a}_{o_B}^A + \dot{\omega}_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p} + \omega_B^A \wedge \omega_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p} + 2\omega_B^A \wedge \mathbf{v}_p^B + \mathbf{a}_p^B \quad (\text{A.24})$$

Definindo:

$$\mathbf{a}_{p|B}^A = \mathbf{a}_{o_B}^A + \dot{\omega}_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p} + \omega_B^A \wedge \omega_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p} \quad (\text{A.25})$$

Temos princípio da composição de movimento para acelerações lineares:

$$\mathbf{a}_p^A = \mathbf{a}_{p|B}^A + \mathbf{a}_p^B + 2\omega_B^A \wedge \mathbf{v}_p^B \quad (\text{A.26})$$

Ou seja, \mathbf{a}_p^A é composto pela soma de $\mathbf{a}_{p|B}^A$, que seria a aceleração de p se p estivesse fixo a B (aceleração de arrastamento), \mathbf{a}_p^B , que seria a aceleração de p se B estivesse parado em relação a \mathcal{A} (aceleração relativa), e da parcela $2\omega_B^A \wedge \mathbf{v}_p^B$ (aceleralção complementar).

A.3.3 Composição de velocidades angulares

Sejam \mathcal{A} e \mathcal{B} dois referenciais e \mathcal{C} um corpo rígido. Sejam também os pontos p_1 e p_2 , ambos fixos a \mathcal{C} .

Aplicando o princípio da composição de movimento para velocidades lineras, temos que:

$$\mathbf{v}_{p_1}^A = \mathbf{v}_{p_1|B}^A + \mathbf{v}_{p_1}^B \quad (\text{A.27})$$

$$\mathbf{v}_{p_2}^A = \mathbf{v}_{p_2|B}^A + \mathbf{v}_{p_2}^B \quad (\text{A.28})$$

A partir da equação (A.21), temos que:

$$\mathbf{v}_{p_1|B}^A = \mathbf{v}_{o_B}^A + \omega_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p_1} \quad (\text{A.29})$$

$$\mathbf{v}_{p_2|B}^A = \mathbf{v}_{o_B}^A + \omega_B^A \wedge \mathbf{r}_{o_B|p_2} \quad (\text{A.30})$$

Sendo assim, temos:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{A}} = \mathbf{v}_{\mathbf{o}_B}^{\mathcal{A}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}_B \mid \mathbf{p}_1} + \mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.31})$$

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{A}} = \mathbf{v}_{\mathbf{o}_B}^{\mathcal{A}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{o}_B \mid \mathbf{p}_2} + \mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.32})$$

Subtraindo (A.32) de (A.31), temos:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{A}} - \mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{A}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} + \mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{B}} - \mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.33})$$

Como \mathbf{p}_1 e \mathbf{p}_2 pertencem a um mesmo corpo rígido, temos que:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{A}} = \mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{A}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} \quad (\text{A.34})$$

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}_1}^{\mathcal{B}} = \mathbf{v}_{\mathbf{p}_2}^{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} \quad (\text{A.35})$$

Substituindo (A.34) e (A.35) em (A.33):

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} = \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}} \wedge \mathbf{r}_{\mathbf{p}_2 \mid \mathbf{p}_1} \quad (\text{A.36})$$

Temos princípio da composição de movimento para velocidades angulares:

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.37})$$

Ou seja, $\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}}$ é composta pela soma de $\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}}$, que seria velocidade angular de \mathcal{C} se \mathcal{C} estivesse fixo a \mathcal{B} (velocidade angular de arrastamento), e $\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}}$, que seria a velocidade angular de \mathcal{C} se \mathcal{B} estivesse parado em relação a \mathcal{A} (velocidade angular relativa).

Repare que, fazendo $\mathcal{C} \equiv \mathcal{A}$, temos que:

$$\mathbf{0} = \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{A}}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.38})$$

$$\therefore \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{A}}^{\mathcal{B}} = -\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \quad (\text{A.39})$$

A.3.4 Composição de acelerações angulares

Derivando (A.37) no tempo em relação a \mathcal{A} , temos princípio da composição de movimento para acelerações angulares:

$$\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}} + \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}} \quad (\text{A.40})$$

Ou seja, $\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{A}}$ é composta pela soma de $\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}}$, que seria a aceleração angular de \mathcal{C} se

\mathcal{C} estivesse fixo a \mathcal{B} (aceleração angular de arrastamento), $\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}}$, que seria a aceleração angular de \mathcal{C} se \mathcal{B} estivesse parado em relação a \mathcal{A} (aceleração angular relativa), e da parcela $\boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{C}}^{\mathcal{B}}$ (aceleração angular complementar).

Rpare que, fazendo $\mathcal{C} \equiv \mathcal{A}$ e utilizando (A.39), temos que:

$$\mathbf{0} = \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{A}}^{\mathcal{B}} - \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \wedge \boldsymbol{\omega}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \quad (\text{A.41})$$

$$\therefore \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{A}}^{\mathcal{B}} = -\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathcal{B}}^{\mathcal{A}} \quad (\text{A.42})$$

APÊNDICE B – FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE MOTORES DC

Para realizar a modelagem dos motores, será considerado o seguinte circuito equivalente:

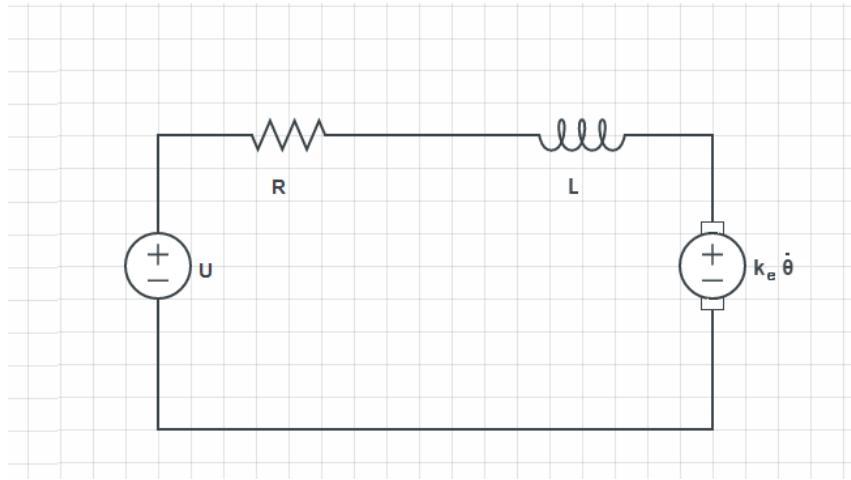


Figura 104: Circuito elétrico do motor

Pela lei de Ohm, temos que:

$$u = L \frac{di}{dt} + Ri + k_e \omega \quad (\text{B.1})$$

Sendo J a inércia do rotor, b o coeficiente de atrito viscoso, e μ o coeficiente de atrito seco do mancal do eixo do motor. Sendo assim, obtemos pelo teorema do momento angular:

$$J\ddot{\omega} = T - b\omega - \mu sign(\omega) - \tau_d \quad (\text{B.2})$$

Sendo τ_d o torque que o mecanismo aplica no motor, o qual será considerado um sinal de distúrbio de controle.

Como hipótese, será considerado que o torque fornecido pelo motor é proporcional à corrente de armadura:

$$T = k_t i \quad (\text{B.3})$$

Substituindo (B.3) em (B.2),

$$\left\{ \begin{array}{l} L \frac{di}{dt} + Ri + k_e = u \\ J \dot{\omega} + b\omega + \mu sign(\omega) = k_t i - \tau_d \end{array} \right. \quad (\text{B.4})$$

$$(J \dot{\omega} + b\omega + \mu sign(\omega)) = k_t i - \tau_d \quad (\text{B.5})$$

Considerando $\mu = 0$ e aplicando a Transformada de Laplace para condições iniciais nulas nas equações (B.4) e (B.5), obtemos:

$$\left\{ \begin{array}{l} (Ls + R)I(s) + k_e W(s) = U(s) \\ (Js + bs)W(s) = k_t I(s) - \tau_d(s) \end{array} \right. \quad (\text{B.6})$$

$$(Js + bs)W(s) = k_t I(s) - \tau_d(s) \quad (\text{B.7})$$

Isolando $W(s)$ da equação (B.7),

$$W(s) = \frac{k_t I(s) - \tau_d(s)}{Js + b} \quad (\text{B.8})$$

- Função de transferência de corrente

Substituindo (B.8) na equação (B.6) temos,

$$I(s) = \frac{Js + b}{(Ls + R)(Js + bs) + k_t k_e} U(s) + \frac{k_e}{(Ls + R)(Js + bs) + k_t k_e} \tau_d(s) \quad (\text{B.9})$$

Com isso, as funções de transferência do sistema, serão:

$$G_I(s) = \frac{I(s)}{U(s)} = \frac{Js + b}{(Ls + R)(Js + b) + k_t k_e} \quad (\text{B.10})$$

$$G_{Id}(s) = \frac{I(s)}{\tau_d(s)} = \frac{k_e}{(Ls + R)(Js + b) + k_t k_e} \quad (\text{B.11})$$

- Função de transferência de velocidade

Substituindo as equações (B.9) na equação (B.8) encontramos,

$$W(s) = \frac{k_t}{(Js + b)(Ls + R) + k_e k_t} U(s) - \frac{(Ls + R)}{(Js + b)(Ls + R) + k_e k_t} \tau_d(s) \quad (\text{B.12})$$

Logo, temos função de transferência do motor na forma:

$$G_v(s) = \frac{k_t}{(Js + b)(Ls + R) + k_e k_t} \quad (\text{B.13})$$

$$G_{vd}(s) = -\frac{(Ls + R)}{(Js + b)(Ls + R) + k_e k_t} \quad (\text{B.14})$$

- Função de transferência de posição

Tendo que vista que a velocidade angular é a derivada temporal da posição angular, baste dividir por s as funções de transferência (B.13) e (B.14) para obtermos as função de transferência de posição do motor.

$$G_p(s) = \frac{k_t}{s((Js + b)(Ls + R) + k_e k_t)} \quad (\text{B.15})$$

$$G_{pd}(s) = -\frac{(Ls + R)}{s((Js + b)(Ls + R) + k_e k_t)} \quad (\text{B.16})$$

APÊNDICE C – CONTROLADOR DE CORRENTE

Como foi visto no apêndice A, a função de transferência de corrente de um motor DC é dada por:

$$G_I(s) = \frac{As + B}{s^2 + Cs + D} \quad (\text{C.1})$$

Sendo:

$$\begin{cases} A = 1/L \\ B = b/LJ \\ C = b/J + R/L \\ D = \frac{Rb+k_t k_e}{LJ} \end{cases} \quad (\text{C.2})$$

Discretizado pela técnica do segurador de ordem zero, considerando um período de amostragem T , obtemos:

$$Gd_I(z) = \frac{\mathcal{A}z + \mathcal{B}}{z^2 + \mathcal{C}z + \mathcal{D}} \quad (\text{C.3})$$

Sendo:

$$\begin{cases} \mathcal{A} = -\left((BC - 2AD)(e^{T\Delta} - 1) + B\Delta(1 + e^{T\Delta} - 2e^{\frac{T}{2}(\Delta+C)})\right)/\mathcal{E} \\ \mathcal{B} = \left((BC - 2AD)(e^{T\Delta} - 1) - B\Delta(1 + e^{T\Delta} - 2e^{\frac{T}{2}(\Delta-C)})\right)/\mathcal{E} \\ \mathcal{C} = 2De^{\frac{T}{2}(\Delta-C)}\Delta/\mathcal{E} \\ \mathcal{D} = -2D(e^{T\Delta} + 1)/\mathcal{E} \\ \mathcal{E} = 2De^{\frac{T}{2}(\Delta+C)}\Delta \\ \Delta = \sqrt{C^2 - 4D} \end{cases} \quad (\text{C.4})$$

Como o sistema é de segunda ordem e não possui integrador, é proposto o seguinte

controlador:

$$K(z) = \frac{\alpha z^2 + \beta z + \gamma}{(z - 1)(z - \delta)} \quad (\text{C.5})$$

Como o controlador proposto possui 4 parâmetros, é possível alocar 4 pólos. Tendo em vista que a planta e o controlador são de segunda ordem, o sistema em malha fechada será de quarta ordem. Sendo assim, o controlador proposto é capaz de alocar todos os pólos do sistema.

A função de transferência do sistema em malha fechada é dada por:

$$G_{mf}(z) = \frac{(\mathcal{A}z + \mathcal{B})(\gamma + \alpha z^2 + \beta z)}{z^4 + a_3 z^3 + a_2 z^2 + a_1 z + a_0} \quad (\text{C.6})$$

Sendo:

$$\begin{cases} a_0 = \mathcal{B}\gamma + \mathcal{D}\delta \\ a_1 = \mathcal{B}\beta + \mathcal{A}\gamma + (\mathcal{C} - \mathcal{D})\delta - \mathcal{D} \\ a_2 = \mathcal{B}\alpha + \mathcal{A}\beta + (1 - \mathcal{C})\delta - \mathcal{C} + \mathcal{D} \\ a_3 = \mathcal{A}\alpha - \delta + \mathcal{C} - 1 \end{cases} \quad (\text{C.7})$$

Sendo assim, o polinômio característico do sistema em malha fechada é dada por:

$$P(z) = z^4 + a_3 z^3 + a_2 z^2 + a_1 z + a_0 \quad (\text{C.8})$$

Para alocar os pólos do sistema em malha fechada em p_1, p_2, p_3, p_4 , é necessário que:

$$P(z) = z^4 + c_3 z^3 + c_2 z^2 + c_1 z + c_0 \quad (\text{C.9})$$

Sendo:

$$\begin{cases} c_0 = p_1 p_2 p_3 p_4 \\ c_1 = -p_1 p_2 p_3 - p_1 p_4 p_3 - p_2 p_4 p_3 - p_1 p_2 p_4 \\ c_2 = p_1 p_2 + p_3 p_2 + p_4 p_2 + p_1 p_3 + p_1 p_4 + p_3 p_4 \\ c_3 = -p_1 - p_2 - p_3 - p_4 \end{cases} \quad (\text{C.10})$$

Portanto, os parâmetros de $K(z)$ podem ser obtidos resolvendo o seguinte sistema de

equações algébricas:

$$\begin{cases} \mathcal{B}\gamma + \mathcal{D}\delta &= c_0 \\ \mathcal{B}\beta + \mathcal{A}\gamma + (\mathcal{C} - \mathcal{D})\delta - \mathcal{D} &= c_1 \\ \mathcal{B}\alpha + \mathcal{A}\beta + (1 - \mathcal{C})\delta - \mathcal{C} + \mathcal{D} &= c_2 \\ \mathcal{A}\alpha - \delta + \mathcal{C} - 1 &= c_3 \end{cases} \quad (\text{C.11})$$

O qual é um sistema linear. Representando de forma matricial:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \mathcal{B} & \mathcal{D} \\ 0 & \mathcal{B} & \mathcal{A} & \mathcal{C} - \mathcal{D} \\ \mathcal{B} & \mathcal{A} & 0 & 1 - \mathcal{C} \\ \mathcal{A} & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 + \mathcal{D} \\ c_2 + \mathcal{C} - \mathcal{D} \\ c_3 + 1 - \mathcal{C} \end{bmatrix} \quad (\text{C.12})$$

Sua solução é dada por:

$$\begin{cases} \alpha = \frac{\mathcal{A}^2 c_1 + \mathcal{B}(-\mathcal{D}(\mathcal{A}+\mathcal{B}) - \mathcal{A}c_2 + \mathcal{B}(\mathcal{C}+c_3)) - (\mathcal{C}-c_4-1)(\mathcal{B}(\mathcal{B}-\mathcal{C}(\mathcal{A}+\mathcal{B})) + \mathcal{A}\mathcal{D}(\mathcal{A}+\mathcal{B}))}{(\mathcal{A}+\mathcal{B})(\mathcal{A}^2\mathcal{D}-\mathcal{A}\mathcal{B}\mathcal{C}+\mathcal{B}^2)} \\ \beta = \frac{\mathcal{C}(\mathcal{D}(\mathcal{A}+\mathcal{B})^2 + \mathcal{B}(\mathcal{B}-\mathcal{C}(\mathcal{A}+\mathcal{B}))) - \mathcal{A}\mathcal{D}^2(\mathcal{A}+\mathcal{B}) + (\mathcal{A}c_3 - \mathcal{B}c_4)(\mathcal{D}(\mathcal{A}+\mathcal{B}) - \mathcal{C}\mathcal{B}) + (\mathcal{A}(\mathcal{C}-1) - \mathcal{B})(\mathcal{A}c_1 - \mathcal{B}c_2)}{(\mathcal{A}+\mathcal{B})(\mathcal{A}^2\mathcal{D}-\mathcal{A}\mathcal{B}\mathcal{C}+\mathcal{B}^2)} \\ \gamma = \frac{(\mathcal{A}^2\mathcal{D} - (\mathcal{A}+\mathcal{B})(\mathcal{A}\mathcal{C} - \mathcal{B}))c_1 + \mathcal{D}(\mathcal{B}(\mathcal{B}(1-\mathcal{C}+c_4) - \mathcal{A}(\mathcal{C}-\mathcal{D}+c_3)) + \mathcal{A}^2(\mathcal{D}+c_2))}{(\mathcal{A}+\mathcal{B})(\mathcal{A}^2\mathcal{D}-\mathcal{A}\mathcal{B}\mathcal{C}+\mathcal{B}^2)} \\ \delta = \frac{\mathcal{A}^3 c_1 + \mathcal{B}(\mathcal{B}(\mathcal{C}(\mathcal{A}+\mathcal{B}) - \mathcal{B}) - \mathcal{A}\mathcal{D}(\mathcal{A}+\mathcal{B}) - \mathcal{A}^2 c_2 + \mathcal{B}(\mathcal{A}c_3 - \mathcal{B}c_4))}{(\mathcal{A}+\mathcal{B})(\mathcal{A}^2\mathcal{D}-\mathcal{A}\mathcal{B}\mathcal{C}+\mathcal{B}^2)} \end{cases} \quad (\text{C.13})$$

APÊNDICE D – CURVA DOS MOTORES

A curva de velocidade foi obtida aplicando o derivador descrito na seção 7.2.3 no sinal de posição fornecido pelo encoder . Foi utilizada uma entrada degrau de tensão $6.5V$. As curvas dos motores 1 e 2 podem ser observadas nas figuras 105 e 106 respectivamente.

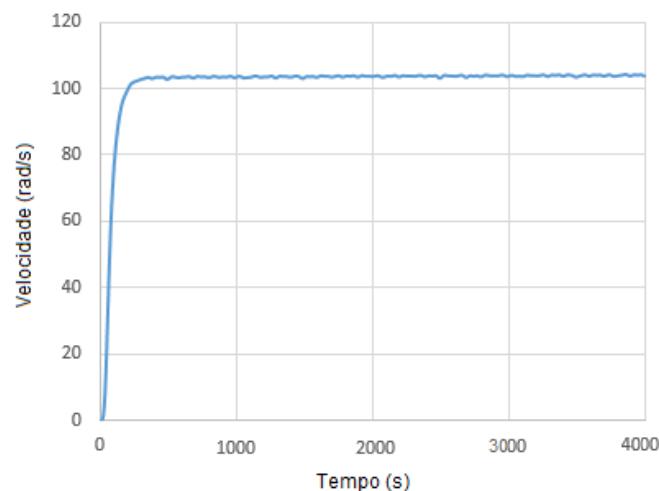


Figura 105: Curva de velocidade do motor 1

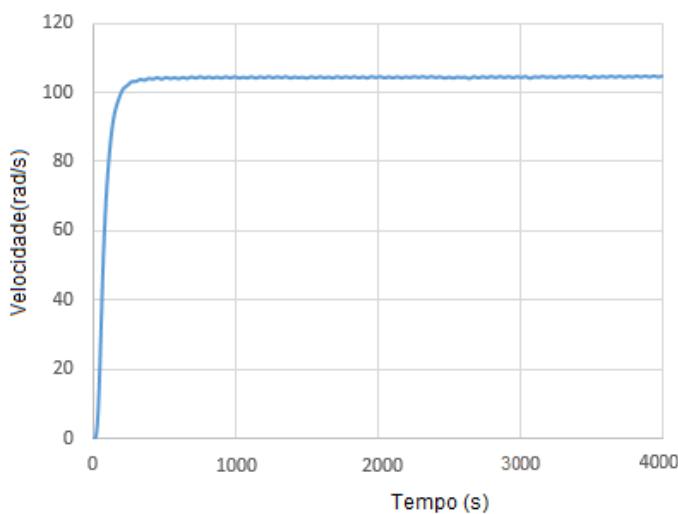


Figura 106: Curva de velocidade do motor 2

Para obtenção dos parâmetros do motor, foram realizados os seguintes procedimentos:

- O valor de indutância (L) foi medido através de um multímetro e considerado constante independente da velocidade do motor.
- O valor da constante de força contra-eletromotriz (k_e) e da resistência (R) foram obtidos através do método dos mínimos quadrados implementado sobre os valores medidos da tensão, corrente e velocidade apresentados na tabela 13. Utilizando a equação elétrica do motor (4.163) em regime permanente ($\frac{di}{dt} = 0$):

$$u = Ri + k_e\omega \quad (\text{D.1})$$

Tabela 13: Medidas para obtenção de k_e do motor 1

$u(V)$	$i(A)$	$\omega(\text{rad/s})$
1.524	0.79	12.272
2.52	0.84	31.390
3.51	0.89	49.755
4.6	0.94	68.079
5.49	0.98	86.322
6.51	1.02	105.736
7.49	1.05	123.683
8.5	1.09	140.924
9.49	1.11	161.111

Aplicando o método dos mínimos quadrados, temos:

$$\begin{bmatrix} <\omega, \omega> & <\omega, i> \\ <\omega, i> & <i, i> \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_e \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} <\omega, u> \\ <i, u> \end{bmatrix} \quad (\text{D.2})$$

Sendo o produto interno definido como $< f, g > = \sum_{i=1}^n f_i \cdot g_i$ obtemos o seguinte sistema linear:

$$\begin{bmatrix} 87991.6 & 799.092 \\ 799.092 & 8.5289 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_e \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5400.99 \\ 50.4493 \end{bmatrix} \quad (\text{D.3})$$

Sendo assim, obtemos como resultado:

$$R = 1.10098 \Omega \quad (\text{D.4})$$

$$k_e = 0.0513822 \text{ Vs/rad} \quad (\text{D.5})$$

- k_t é obtido utilizando a seguinte proporção:

$$k_t = \frac{k'_t}{k'_e} k_e \quad (\text{D.6})$$

Sendo k'_t e k'_e valores obtidos da curva fornecida no datasheet do motor dados por:

$$k'_t = 0.0467188 \text{ Nm/A} \quad (\text{D.7})$$

$$k'_e = 0.0428786 \text{ Vs/rad} \quad (\text{D.8})$$

Substituindo os valores na equação (D.6), temos que:

$$k_t = 0.055984 \text{ Nm/A} \quad (\text{D.9})$$

- As constantes de atrito viscoso (b) e seco (μ) são obtidas a partir da equação dinâmica mecânica do motor (B.2) em regime permanente ($\dot{\omega} = 0$) com $\omega > 0$, ou seja:

$$b\omega + \mu = k_t i \quad (\text{D.10})$$

Aplicando novamente o método dos mínimos quadrados, temos:

$$\begin{bmatrix} <1, 1> & <\omega, 1> \\ <\omega, 1> & <\omega, \omega> \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} <1, k_t i> \\ <\omega, k_t i> \end{bmatrix} \quad (\text{D.11})$$

Assim, obtemos o seguinte sistema linear:

$$\begin{bmatrix} 9 & 779.272 \\ 779.272 & 87991.6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.487621 \\ 44.7364 \end{bmatrix} \quad (\text{D.12})$$

Logo, temos que:

$$\mu = 0.0435651 \text{ Nm} \quad (\text{D.13})$$

$$b = 0.000122595 \text{ Nms/rad} \quad (\text{D.14})$$

- J foi obtido a partir da curva de velocidades do motor figura 105. Como não houve sobressinal, o tempo de assentamento foi de 0.207s.

$$t_{98\%} = \frac{4}{\sigma} \quad (\text{D.15})$$

Da equação (D.15) temos que $p = -19.3237$. Então, igualando o denominador da função de transferência do motor (B.10) a zero e substituindo o valor do pólo:

$$[(Ls + R)(Js + b) + k_t k_e]_{s=p} = 0 \quad (\text{D.16})$$

Obtemos $J = 1.469 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$

Os valores dos parâmetros obtidos são apresentados na tabela 14

Parâmetros	Valores	Unidades
R	1.101	Ω
L	0.667	mH
b	$1.226 \cdot 10^{-4}$	Ns
k_t	$5.598 \cdot 10^{-2}$	Nm/A
μ	$4.357 \cdot 10^{-2}$	Nm
k_e	$5.138 \cdot 10^{-2}$	Vs/rad
J	$1.469 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$

Analogamente, foram determinados os parâmetros do motor 2, os quais estão apresentados na tabela 16, sendo que foi considerado um tempo de assentamento de $0.198s$. A tabela de medições correspondente a esse motor pode ser observada na tabela 15.

Tabela 15: Medições para obtenção de k_e do motor 2

$u(V)$	$i(A)$	$\omega(rad/s)$
1.49	0.92	13.696
2.48	0.99	31.747
3.47	1.06	49.909
4.47	1.14	67.889
5.46	1.20	86.067
6.47	1.27	104.681
7.47	1.32	122.742
8.48	1.37	140.553

Parâmetros	Valores	Unidades
R	0.829	Ω
L	0.667	mH
b	$2.039 \cdot 10^{-4}$	Ns
k_t	$5.666 \cdot 10^{-2}$	Nm/A
μ	$4.992 \cdot 10^{-2}$	Nm
k_e	$5.200 \cdot 10^{-2}$	Vs/rad
J	$1.887 \cdot 10^{-4}$	$kg.m^2$