

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MECANISMO PARA ELEVAÇÃO DE UMA PESSOA COM DEFICIÊNCIA APLICADO A
CADEIRA DE RODAS

por

Bruno Niche Velozo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Dezembro de 2012

MECANISMO PARA ELEVAÇÃO DE UMA PESSOA COM DEFICIÊNCIA APLICADO A
CADEIRA DE RODAS

por

Bruno Niche Velozo

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Rafael Antonio Comparsi Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Dr^a. Cíntia Mazzaferro

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Prof. Dr. Darci Barnech Campani

Porto Alegre, 07 de Dezembro de 2012.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Carlos e Jucélia, que me ensinaram os verdadeiros valores de um homem e sempre me apoiaram em todas minhas decisões.

Agradeço ao meu irmão, Felipe, que me comprovou que sonhos podem sim tornar-se realidade.

Aos meus amigos e colegas, que fizeram esta jornada mais alegre.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Rafael Antonio Comparsi Laranja, pelas horas dedicadas e conhecimentos compartilhados.

Agradeço a minha namorada, Luiza, pelo grande apoio e amor durante os momentos mais difíceis.

VELOZO, B. N. **Mecanismo para elevação de uma Pessoa com Deficiência aplicado a cadeira de rodas**. 2012. 25p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de um modelo de mecanismo de quatro barras capaz de erguer uma Pessoa com Deficiência (PD) próxima à posição vertical. Para isto foi necessário a análise cinemática e dinâmica de mecanismos de quatro barras. Nesta etapa foi definida a metodologia proposta para a determinação das reações dinâmicas nas juntas e o torque de entrada, seguida pela sua validação através da comparação de resultados obtidos com resultados fornecidos pela literatura. O método proposto foi considerado eficaz, pois fornece valores com diferença menores que 8,4% através de uma metodologia simples. Isto mostra que é possível o emprego de programas de fácil utilização e acessibilidade para realizar a análise de um mecanismo de quatro barras. Ao analisar o mecanismo de quatro barras proposto, foi encontrada que a potência necessária para a elevação é $P=67,5\text{ W}$.

PALAVRAS-CHAVE: Pessoa com Deficiência, mecanismo de quatro barras, Análise cinemática de mecanismo de quatro barras, Análise dinâmica de mecanismo de quatro barras.

VELOZO, B. N. **Mechanism for Elevation of a Disabled Person Applied on a Wheelchair.** 2012. 25p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This paper presents a proposal for a model of four-bar mechanism that can lift a Person with Disability (PD) near vertical position. For this it was necessary kinematic and dynamic analysis of four-bar mechanisms. In this step has been set to the methodology proposed reactions to determine the dynamic joints and the input torque, followed by its validation by comparing results with results given by the literature. The proposed method was highly effective because it provides with values smaller than 8.4% difference through a simple methodology. This shows that it is possible to use programs for ease of use and accessibility to perform the analysis of a four-bar mechanism. By analyzing the four-bar mechanism proposed was found that the power requirement for the elevation is $P = 67.5 \text{ W}$.

KEYWORDS: Disabled Person, four-bar mechanism, Kinematic analysis of four-bar mechanism, Dynamic analysis of four-bar mechanism.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1 Pessoas com Deficiência	1
3.2 Acessibilidade.....	2
3.3 Medidas de Antropometria	2
3.4 Cadeiras de Rodas para Pessoas com Deficiência	2
4. ANÁLISE CINEMÁTICA MECANISMO QUATRO BARRAS	3
5. ANÁLISE DINÂMICA MECANISMO QUATRO BARRAS.....	6
6. MECANISMO DE QUATRO BARRAS PROPOSTO	9
7. RESULTADOS.....	10
8. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS.....	15

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.2.1 – Dimensões referenciais para cadeira de rodas [Adaptado de ABNT, 2004].	2
Figura 4.1 – Mecanismo genérico [Adaptado de Pivetta et al., 2009]	4
Figura 5.1 – Mecanismo de quatro barras genérico [Adaptado de Rezende et al, 2010].	6
Figura 5.2 – Diagrama de corpo livre genérico [Adaptado de Rezende et al, 2010].	7
Figura 5.3 – Diagrama dos vetores posição dos elos [Adaptado de Rezende et al., 2010].	8
Figura 7.1 - Reações dinâmicas nas juntas O_2 e O_4 : (a) junta O_2 , (b) O_4 .	13
Figura 7.2 - Reações dinâmicas nas juntas A e B: (a) junta A, (b) B.	13
Figura AI.1 - Variáveis utilizadas em medidas de Antropometria estática do corpo na posição sentada [Adaptado de Lida, 2005 apud DIN, 1981].	16
Figura AII.1 – Mecanismo de quatro barras proposto: (a) primeiro design do mecanismo, (b) evolução do design proposto, imagens próprias.	17
Figura AII.2 – Mecanismo de quatro barras proposto: (a) adaptado ao assento e encosto da cadeira, (b) aplicado a cadeira de rodas, imagens próprias.	17

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 7.1 – Dados do exemplo 11-3. [Norton, 2012].	11
Tabela 7.2 – Valores fornecidos pelo exemplo 11-3. [Norton, 2012].	11
Tabela 7.3 – Valores obtidos pela metodologia proposta.	11
Tabela 7.4 – Comparação dos resultados obtidos.	12
Tabela 7.5 – Dados do mecanismo de quatro barras proposto.	12
Tabela 7.6 – Valores mínimos e máximos encontrados na análise do mecanismo proposto. ...	14
Tabela AI.1 – Medidas de Antropometria estática [Iida, 2005 apud DIN, 1981].	16

1. INTRODUÇÃO

Diariamente, Pessoas com Deficiência (PD), passam por diversos desafios, sendo estes psicológicos ou físicos. Segundo Censo 2010, 23,9% da população brasileira possui algum tipo de deficiência - visual, auditiva, motora, mental ou intelectual. Referente à deficiência motora, a parcela da população é de 7,0% - esta engloba todas as idades e ambos os sexos [IBGE, 2010]. Diante das dificuldades presentes no dia a dia de indivíduos com deficiência de locomoção, este trabalho traz uma proposta para amenizá-las. Esta proposta vem como ferramenta de auxílio para a busca de uma melhor qualidade de vida juntamente com maior independência, pois estar de pé proporciona maior bem estar físico e mental.

Através de um mecanismo de quatro barras, é proposto um modelo capaz de erguer uma PD próxima à posição vertical. Norton, 2012, define um mecanismo como um dispositivo que transforma o movimento de um padrão desejável e, tipicamente, desenvolve forças muito baixas e transmite pouca energia. A fim de propor uma cadeira de rodas confortável ao seu usuário, devem-se considerar a os problemas de ergonomia e medidas de antropometria presentes no projeto.

Neste trabalho, são propostas análises cinemáticas e dinâmicas de um mecanismo de quatro barras. A análise cinemática apresentada por Uicker *et alli*, 2003, utiliza uma abordagem geométrica através de equações que determinam a posição de qualquer ponto de interesse. A partir desta abordagem é possível aplicar métodos matemáticos simples para o equacionamento da velocidade e aceleração de pontos de interesse do mecanismo. Norton, 2004, apresenta, através do método de solução Newtoniano, estudos de casos aplicados ao mecanismo de quatro barras. Com esta análise, é possível obter-se as forças e momentos inerciais, componentes de força de carregamento e torque de carregamento. Utilizando-se as equações para cada um dos elos em movimentos que compõem o mecanismo, obtém-se um sistema de equações lineares simultâneas, que são resolvidos por um método matricial.

2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é o projeto e análise de uma proposta mecanismo aplicado em cadeiras de rodas, de tal modo que este modelo capaz de erguer uma Pessoa com Deficiência próxima à posição vertical.

Como Objetivos Específicos têm-se:

- 1- Análise cinemática do mecanismo de quatro barras.
- 2- Análise dinâmica do mecanismo de quatro barras.
- 3- Validação dos métodos aplicados por meio de análises de exemplos da literatura para a comparação de resultados.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Pessoas com Deficiência

É classificada como Pessoa com Deficiência, aquela que apresente, em caráter permanente, perdas ou reduções de sua estrutura, ou função anatômica, fisiológica, psicológica ou mental, que gerem incapacidade para certas atividades [IBC, 2012].

As deficiências podem ser congênitas ou adquiridas. As deficiências físicas (motoras) são classificadas de acordo com o grau da perda das funções motoras, e com relação aos membros afetados.

3.2 Acessibilidade

A norma de acessibilidade NBR9050 [ABNT, 2004], tem como objetivo estabelecer critérios e parâmetros técnicos a serem observados quando ao projeto, construção, instalação e adaptação de edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos às condições de acessibilidade.

A NBR9050 [ABNT, 2004] apresenta dimensões referências, em centímetros, para cadeira de rodas tanto manuais como motorizadas, estas estão presentes na Figura 3.1. É necessário expor que a norma ainda traz as massas de referência, 12 kg a 20 kg para cadeiras manuais e até 60 kg para cadeiras motorizadas. Para o projeto a seguir, as dimensões da Figura 3.1 devem ser consideradas.

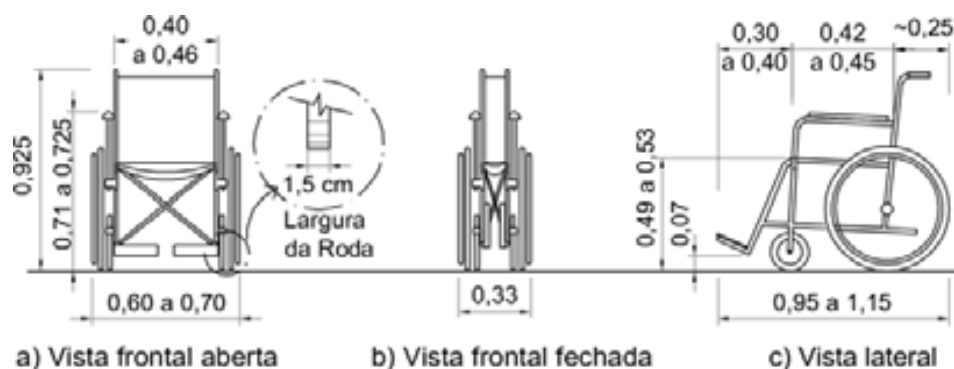


Figura 3.2.1 – Dimensões referenciais para cadeira de rodas [Adaptado de ABNT, 2004].

3.3 Medidas de Antropometria

Antropometria estática é o grupo de medidas físicas que se referem ao corpo parado ou com poucos movimentos e suas medidas são realizadas entre pontos anatômicos. O seu uso é recomendado para os projetos em que o homem executa poucos movimentos. A Tabela A1.1 apresenta medidas exatas de antropometria estática, na posição sentada, conforme medidas do corpo, sexo e abrangência de acordo com a norma alemã DIN 33402 de 1981 [Iida, 2005 apud DIN, 1981]. As cotas estão representadas na Figura A1.1 no Apêndice I. A fim de que o projeto seja adequado a grande parcela da população, devem ser considerados os aspectos ergonômicos através do uso da antropometria estática.

Para o estudo e projeto do mecanismo serão consideradas as medidas de antropometria para homens abrangendo 95% da população. Também será considerada a massa da pessoa com sendo o equivalente a 90 kg.

3.4 Cadeiras de Rodas para Pessoas com Deficiência

Serão descritos alguns modelos de cadeiras de rodas do tipo *Stand-up*, que é a classe das cadeiras de rodas capazes de erguer o usuário próximo à posição vertical.

1. Cadeira de Rodas *Stand-up* Manual, marca Freedom:

Permite ao usuário com estatura acima de 150 cm ficar na posição ortoestática, facilitando a acessibilidade cotidianas e também qualificando as funções circulatórias, digestivas, respiratórias e prevenção contra osteoporose. Apresenta projeto biomecânico que garante a estabilidade, ergonomia, conforto e segurança ao usuário. Possui um atuador elétrico linear de 150W e capacidade de carga de 130 kg. O deslocamento pode ser realizado pelo próprio usuário ou por seu cuidador [Freedom, 2013].

2. Cadeira de Rodas *Stand-up* Motorizada, marca Freedom:

Apresenta as mesmas características básicas da versão manual, porém neste modelo, o deslocamento com a cadeira é realizado pelo próprio usuário, independentemente do seu comprometimento motor, sem desgaste energético. Garante, de forma independente, o acesso ao convívio social, atividades profissionais e lazer. A motorização é composta de dois motores elétricos de corrente contínua e ímã permanente de 400W cada [Freedom, 2013].

3. Cadeira de Rodas *Stand-up* Motorizada, marca Baxmann:

Apresenta acionamento elétrico para elevação, através de sistema acionado por um atuador linear. Possibilita a posição ereta do usuário com total segurança e possui capacidade de carga de 90kg [Baxmann, 2013].

4. ANÁLISE CINEMÁTICA MECANISMO QUATRO BARRAS

A análise cinemática será realizada considerando que as barras são corpos rígidos ideais. Serão desprezados o atrito e os efeitos de folgas presentes nas juntas de revoluções – sem interferências e sem folgas.

Define-se como o Número de Graus de Liberdade (NGDL), o número de coordenadas independentes necessárias para se definir uma posição. Deve-se ressaltar que o NGDL é o mesmo número de atuadores necessários para movimentar o mecanismo. Para determinar o NGDL de qualquer mecanismo planar, utiliza-se a equação 4.1, conhecida como Equação de Gruebler.

$$M = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad (4.1)$$

onde, M é o número de Graus de Liberdade do mecanismo, n é o número de barras, j_p é o número de juntas primárias e j_h é o número de juntas de ordem superior. São classificadas como juntas primárias, as de revolução e deslizantes, e juntas de ordem superior, aquelas que permitem movimentos complexos [Myszka, 2012]

Analisando o NGDL de qualquer mecanismo de quatro barras através da equação 4.1 temos que,

$$n = 4, j_p = 4 \text{ e } j_h = 0 \quad (4.2)$$

assim,

$$M = 3(n - 1) - 2j_p - j_h = 3(4 - 1) - 2(4) - 0 = 1 \quad (4.3)$$

Sendo assim, apenas um atuador é capaz de realizar o movimento previsto para este tipo de mecanismo.

Utilizando o Critério de Grashof [Myszka, 2012], é possível prever o comportamento e possibilidade de rotação cadeia de quatro barras, baseando-se apenas no comprimento dos seus elos. Para que pelo menos uma das barras que compõem o mecanismo consiga realizar o movimento de revolução completo em relação ao plano, o mecanismo deve respeitar a Equação 4.4.

$$s + l \leq p + q \quad (4.4)$$

onde, s e l , são respectivamente, os comprimentos da barra menor e da maior, p e q , os comprimentos das demais barras.

Por outro lado, as três barras não fixas irão oscilar se a Equação 4.5 for verdade.

$$s + l > p + q \quad (4.5)$$

A análise cinemática de mecanismos articulados planos pode ser realizada através de abordagens gráficas, que se tornam imprecisas e inviáveis quando é necessário o estudo de diversos pontos de interesse, ou abordagens complexas que envolvem equações diferenciais, cálculos vetoriais e matriciais, necessitando de elevados esforços matemáticos e computacionais.

Através de uma abordagem geométrica, Uicker et al., 2003, apresentam equações para a determinação das posições de qualquer ponto de interesse P, conforme ilustra a Figura 4.1. A barra imaginária S é utilizada apenas como recurso geométrico. Possuindo os comprimentos L_1, L_2, L_3, L_4 e L_5 e os ângulos θ_2 e β_P , o valor de S e dos ângulos β, ϕ, λ e γ são obtidos por meio das Equações 4.6 a 4.10.

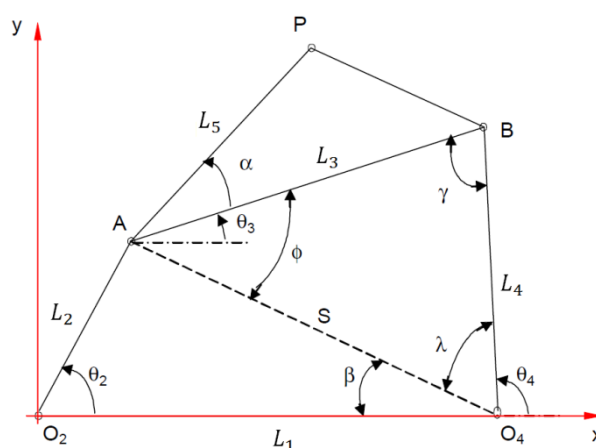


Figura 4.1 – Mecanismo genérico [Adaptado de Pivetta et al., 2009]

Onde L_1, L_2, L_3, L_4 e L_5 são os comprimentos das barras respectivamente, θ_2 o ângulo de posição da barra de entrada, β_P o ângulo formado entre as barras L_3 e L_5 , β o ângulo formado entre as barras S e L_1 , ϕ o ângulo formado entre as barras S e L_3 , λ o ângulo formado entre as barras S e L_4 , γ o ângulo formado entre as barras L_3 e L_4 .

$$S = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2(L_1)(L_2) \cos(\theta_2)} \quad (4.6)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[\frac{(L_1^2 + S^2 - L_2^2)}{2 \cdot L_1 \cdot S} \right] \quad (4.7)$$

$$\phi = \cos^{-1} \left[\frac{(L_3)^2 + (S)^2 - (L_4)^2}{2(L_3)(S)} \right] \quad (4.8)$$

$$\lambda = \cos^{-1} \left[\frac{(L_4)^2 + (S)^2 - (L_3)^2}{2(L_4)(S)} \right] \quad (4.9)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{(L_3)^2 + (L_4)^2 - (S)^2}{2(L_3)(L_4)} \right] \quad (4.10)$$

Para os ângulos θ_2 de entrada da barra L_2 de $0 \leq \theta_2 \leq \pi$, os valores de θ_3 e θ_4 , são determinados pelas Equações 4.11 e 4.12 [Pivetta et al., 2009].

$$\theta_3 = \phi - \beta \quad (4.11)$$

$$\theta_4 = \pi - \lambda - \beta \quad (4.12)$$

Para os ângulos θ_2 de entrada da barra L_2 de $\pi \leq \theta_2 \leq 2\pi$, os valores de θ_3 e θ_4 , são determinados pelas Equações 4.13 e 4.14 [Pivetta et al., 2009].

$$\theta_3 = \phi + \beta \quad (4.13)$$

$$\theta_4 = \pi - \lambda + \beta \quad (4.14)$$

onde, θ_3 , o ângulo formado entre o eixo x e a barra L_3 , θ_4 o ângulo formado entre o eixo x e a barra L_4 .

As posições dos pontos A, B e P em relação ao ponto de referência O_2 , podem ser determinadas pelas Equações 4.15 a 4.20 [Pivetta et al., 2009].

$$xA = L_2 \cdot \cos(\theta_2) \quad (4.15)$$

$$yA = L_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) \quad (4.16)$$

$$xB = L_2 \cdot \cos(\theta_2) + L_3 \cdot \cos(\theta_3) = L_1 + L_4 \cdot \cos(\theta_4) \quad (4.17)$$

$$yB = L_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) + L_3 \cdot \text{sen}(\theta_3) = L_4 \cdot \text{sen}(\theta_4) \quad (4.18)$$

$$xP = L_2 \cdot \cos(\theta_2) + L_5 \cdot \cos(\theta_3 + \alpha) \quad (4.19)$$

$$yP = L_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) + L_5 \cdot \text{sen}(\theta_3 + \alpha) \quad (4.20)$$

A velocidade e aceleração de um ponto de interesse do mecanismo podem ser determinadas utilizando-se as equações 4.21 e 4.22, respectivamente (Uicker et alli, 2003).

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (4.21)$$

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (4.22)$$

Aplicando uma mínima variação $\Delta\theta_2$ no ângulo de entrada θ_2 , a posição da barra de entrada A, assim como todos os pontos do mecanismo, irá variar. Este deslocamento angular, $\Delta\theta_2$, possui um período duração mínimo Δt . Conforme as Equações 4.21 e 4.22, quanto menor for o deslocamento angular, menor será o intervalo Δt . Quando Δt tende a zero, as velocidades e acelerações médias tenderão aos seus respectivos valores instantâneos. Atribuindo o valor Δt muito pequeno, as velocidades e acelerações instantâneas nas direções x e y e suas resultantes, tenderão a valores mais precisos.

As Equações 4.23 a 4.28 determinam as velocidades e acelerações médias no ponto de interesse P , nas direções x e y dado o intervalo de tempo Δt . Os índices i e $i - 1$, apontam os valores de posição, velocidade e aceleração do mecanismo na posição atual e na posição anterior, respectivamente (Pivetta et al, 2009). Para as posições A, B e dos centros de massa de cada barra, as Equações 4.23 a 4.28 podem ser adaptadas.

$$6 \quad (4.23)$$

$$v_{xP_i} = \frac{(x_{P_i} - x_{P_{i-1}})}{\Delta t}$$

$$v_{yP_i} = \frac{(y_{P_i} - y_{P_{i-1}})}{\Delta t} \quad (4.24)$$

$$v_{P_i} = (v_{xP_i}^2 + v_{yP_i}^2)^{1/2} \quad (4.25)$$

$$a_{xP_i} = \frac{(v_{xP_i} - v_{xP_{i-1}})}{\Delta t} \quad (4.26)$$

$$a_{yP_i} = \frac{(v_{yP_i} - v_{yP_{i-1}})}{\Delta t} \quad (4.27)$$

$$a_{P_i} = (a_{xP_i}^2 + a_{yP_i}^2)^{1/2} \quad (4.28)$$

5. ANÁLISE DINÂMICA MECANISMO QUATRO BARRAS

A análise dinâmica fornece informações sobre as forças do mecanismo. São escritas como somatórios de todas as forças e torques presentes no sistema, representadas pelas Equações 5.1, 5.2 e 5.3.

$$\sum F_x = m \cdot a_x \quad (5.1)$$

$$\sum F_y = m \cdot a_y \quad (5.2)$$

$$\sum T = I_{CM} \cdot \alpha \quad (5.3)$$

onde, F_x são as forças na direção x , F_y são as forças na direção y , T o torque em torno do eixo z , a_x a aceleração na direção x , a_y a aceleração na direção y , α a aceleração angular e I_{CM} o momento de inércia da barra analisada.

Nesta análise, são considerados os coeficientes inércias de translação nas direções x e y conforme as Equações 5.1 e 5.2, e o coeficiente de inércia de rotação em torno do centro de massa através da Equação 5.3 das barras 2, 3 e 4, visto que a barra 1 permanece fixa.

A Figura 5.1 ilustra um mecanismo genérico de quatro barras com convenções e variáveis utilizadas na análise dinâmica, as respectivas localizações dos centros de massa e os carregamentos.

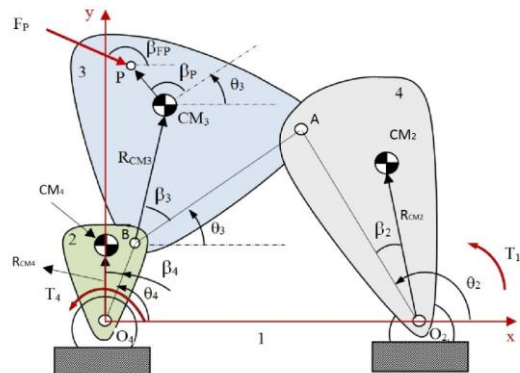


Figura 5.1 – Mecanismo de quatro barras genérico [Adaptado de Rezende et al, 2010].

As Equações da dinâmica do movimento devem ser utilizadas considerando os carregamentos externos aplicados ao mecanismo. São estes, a força F_p aplicada a barra 3, e o torque T_4 que atua na barra 4. A Figura 5.2 ilustra o diagrama do corpo livre de cada elo do mecanismo analisado, onde é possível visualizar as forças atuantes nos pontos A, B, P, O_2 e O_4 , assim como o torque T_{12} de acionamento sobre a barra 2.

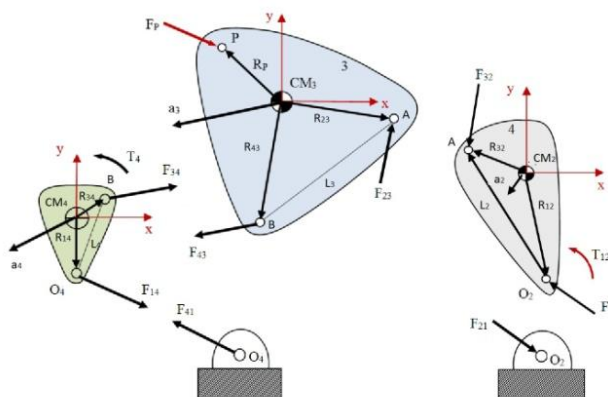


Figura 5.2 – Diagrama de corpo livre genérico [Adaptado de Rezende et al, 2010].

Os valores de R_{CM2} , R_{CM3} e R_{CM4} correspondem aos valores das distâncias do centro de massa em relação às suas respectivas juntas. A posição do ponto de atuação de cada uma das forças é referenciada com relação ao sistema de coordenadas não girante com origem definida no centro de massa de cada barra. A notação F_{ij} representa a ação da barra i sobre a barra j . Esta notação é também aplicável, à posição do ponto de atuação R_{ij} .

As acelerações absolutas dos centros de massa das barras 2, 3 e 4 são dadas, respectivamente, por a_2 , a_3 e a_4 . As componentes nas direções x e y da posição R_{ij} do ponto de atuação da força F_{ij} , assim como das acelerações absolutas a_i , são representadas com os subscritos x e y . Os valores de m_i e I_{CMi} representam, respectivamente, a massa e o momento de inércia com relação ao centro de massa de cada barra do mecanismo.

Utilizando as Equações 5.1, 5.2 e 5.3 para cada uma das barras em movimento, é possível obter-se um sistema de equações lineares simultâneas. Norton, 2012, propõe a resolução destas rearranjando-se os termos numa equação matricial $Ax = B$. A matriz A [9x9] é composta pelos coeficientes das incógnitas da matriz x [9x1]. A matriz B [9x1] é composta pelas componentes x e y das forças inércias, momentos inerciais, componentes da força de carregamento F_p , os componentes z dos momentos inerciais e o torque T_4 .

O torque T_4 resistivo a velocidade angular ω_4 , representa o atrito gerado pelas forças reativas normais à junta O_4 . Rocha et alli, 2009, calcula o torque T_4 através da Equação 5.4.

$$T_4 = F_f \cdot d \quad (5.4)$$

onde, F_f é a força de atrito, calculada a partir da Equação 5.5 e d é o raio do pino da junta O_4 .

$$F_f = f \cdot W \quad (5.5)$$

onde, f é o coeficiente de atrito e W é a carga normal à junta O_4 , resultante das forças F_{14x} e F_{14y} . A potência do atuador pode ser calculada a partir da Equação 5.6, Norton, 2012.

$$P = T \cdot \omega \quad (5.6)$$

onde, T e ω , são respectivamente o torque e velocidade angular da barra 2.

Para facilitar a determinação das componentes R_{ij} , nas direções x e y , é ilustrado na Figura 5.3, um diagrama dos vetores posição dos elos.

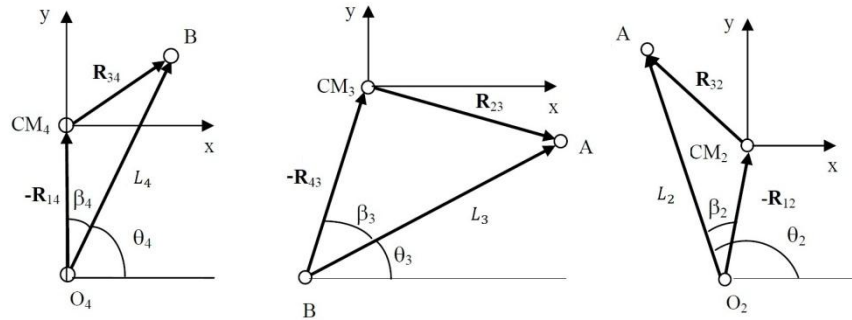


Figura 5.3 – Diagrama dos vetores posição dos elos [Adaptado de Rezende et al., 2010].

Através de análise geométrica, é possível obter-se da Figura 5.3 as Equações 5.7 a 5.18, utilizadas para determinar os valores correspondentes aos vetores de posição.

$$R_{12x} = -R_{CM2} \cdot \text{sen}(\theta_2 + \beta_2) \quad (5.7)$$

$$R_{12y} = -R_{CM2} \cdot \text{cos}(\theta_2 + \beta_2) \quad (5.8)$$

$$R_{32x} = L_2 \cdot \text{sen}(\theta_2) - R_{CM2} \cdot \text{sen}(\theta_2 + \beta_2) \quad (5.9)$$

$$R_{32y} = L_2 \cdot \text{cos}(\theta_2) - R_{CM2} \cdot \text{cos}(\theta_2 + \beta_2) \quad (5.10)$$

$$R_{23x} = -R_{CM3} \cdot \text{sen}(\theta_3 + \beta_3) \quad (5.11)$$

$$R_{23y} = -R_{CM3} \cdot \text{cos}(\theta_3 + \beta_3) \quad (5.12)$$

$$R_{43x} = L_3 \cdot \text{sen}(\theta_3) - R_{CM3} \cdot \text{sen}(\theta_3 + \beta_3) \quad (5.13)$$

$$R_{43y} = L_3 \cdot \text{cos}(\theta_3) - R_{CM3} \cdot \text{cos}(\theta_3 + \beta_3) \quad (5.14)$$

$$R_{14x} = R_{CM4} \cdot \text{sen}(\theta_4 + \beta_4) \quad (5.15)$$

$$R_{14y} = R_{CM4} \cdot \text{cos}(\theta_4 + \beta_4) \quad (5.16)$$

$$R_{34x} = L_4 \cdot \text{sen}(\theta_4) - R_{CM4} \cdot \text{sen}(\theta_4 + \beta_4) \quad (5.17)$$

$$R_{34y} = L_4 \cdot \text{cos}(\theta_4) - R_{CM4} \cdot \text{cos}(\theta_4 + \beta_4) \quad (5.18)$$

Onde, os valores de β_2 , β_3 e β_4 representam os ângulos entre os vetores posição dos centros de massa CM_2 , CM_3 e CM_4 e os segmentos O_2A , AB e O_4B , respectivamente. As componentes do vetor posição R_p , visualizada na Figura 5.2, são determinadas pelas Equações 5.19 e 5.20, onde β_p , visualizado na Figura 5.1, representa o ângulo formado entre o segmento AB e a direção do vetor R_p . As componentes da força F_p , visualizada na Figura 5.1, são determinadas pelas Equações 5.21 e 5.22, onde β_{FP} representa o ângulo formado entre a direção do eixo x e sua respectiva direção.

$$R_{px} = L_p \cdot \text{cos}(\theta_3 + \beta_p) \quad (5.19)$$

$$R_{Py} = L_P \cdot \text{sen}(\theta_3 + \beta_P) \quad (5.20)$$

$$F_{Px} = F_P \cdot \text{cos}(\beta_{FP}) \quad (5.21)$$

$$F_{Py} = F_P \cdot \text{sen}(\beta_{FP}) \quad (5.22)$$

A equação 5.23 ilustra o conjunto de equações matriciais $Ax=B$ do movimento para cada barra agrupado numa equação matricial linear [Norton, 2012].

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12,y} & R_{12,x} & -R_{32,y} & R_{32,x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23,y} & -R_{23,x} & -R_{43,y} & R_{43,x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34,y} & -R_{34,x} & -R_{14,y} & R_{14,x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{12,x} \\ F_{12,y} \\ F_{32,x} \\ F_{32,y} \\ F_{43,x} \\ F_{43,y} \\ F_{14,x} \\ F_{14,y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{2,x} \\ m_2 a_{2,y} \\ I_{CM2} \alpha_2 \\ m_3 a_{3,x} - F_{Px} \\ m_3 a_{3,y} - F_{Py} \\ I_{CM3} \alpha_3 - R_{Px} F_{Py} + R_{Py} F_{Px} \\ m_4 a_{4,x} \\ m_4 a_{4,y} \\ I_{CM4} \alpha_4 - T_4 \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

6. MECANISMO DE QUATRO BARRAS PROPOSTO

Com o objetivo de erguer uma PD a uma posição próxima da vertical, foi proposto um mecanismo de quatro barras.

Esse mecanismo foi dimensionado seguindo as limitações de projeto, abordadas previamente. O mecanismo foi concebido após observar diversos casos de deficiência e sob quais desafios os usuários estão submetidos. A ideia do mecanismo de quatro barras surgiu após o estudo de mecanismos que seriam capazes de realizar o movimento necessário, e foi escolhido o mecanismo de quatro barras devido à sua simplicidade. Paralelamente com as primeiras análises realizadas, protótipos em escalas reduzidas foram construídos a fim de consolidar a escolha. Nas Figuras All.1 e All.2, é possível visualizar os primeiros conceitos analisados. Após o estudo prévio, obteve-se o design final, visualizado na Figura All.3. Por último, a Figura All.4 apresenta o mecanismo de quatro barras proposto aplicado a uma cadeira de rodas.

Trata-se de um mecanismo de quatro barras do tipo paralelogramo, que tem por sua principal característica, copiar os movimentos da barra de entrada para a barra de saída. Para o acionamento do movimento, será calculada a potência requerida. É comprovável, através da Equação 4.4, que o mecanismo em análise possui o requisito necessário para efetuar o movimento de revolução completo, porém devido a questões de projeto, o movimento é limitado a $\Delta\theta_2 = 65^\circ$, variação do ângulo de entrada suficiente para a elevação da pessoa com deficiência próxima a posição vertical.

A Figura 6.1(a) ilustra o mecanismo de quatro barras proposto já adaptado ao assento e encosto da cadeira. A Figura 6.1(b), por sua vez, ilustra o mecanismo acionado. A Figura 6.2, apresenta o diagrama dos vetores de posição e os carregamentos envolvidos. Onde, F_P é a força peso gerada pela PPD, T_{12} o torque de entrada e T_4 o torque atuante na junta O_4 . A Figura 6.2 ilustra as posições dos centros de massa de cada barra e o centro de massa do sistema, identificado como CM .

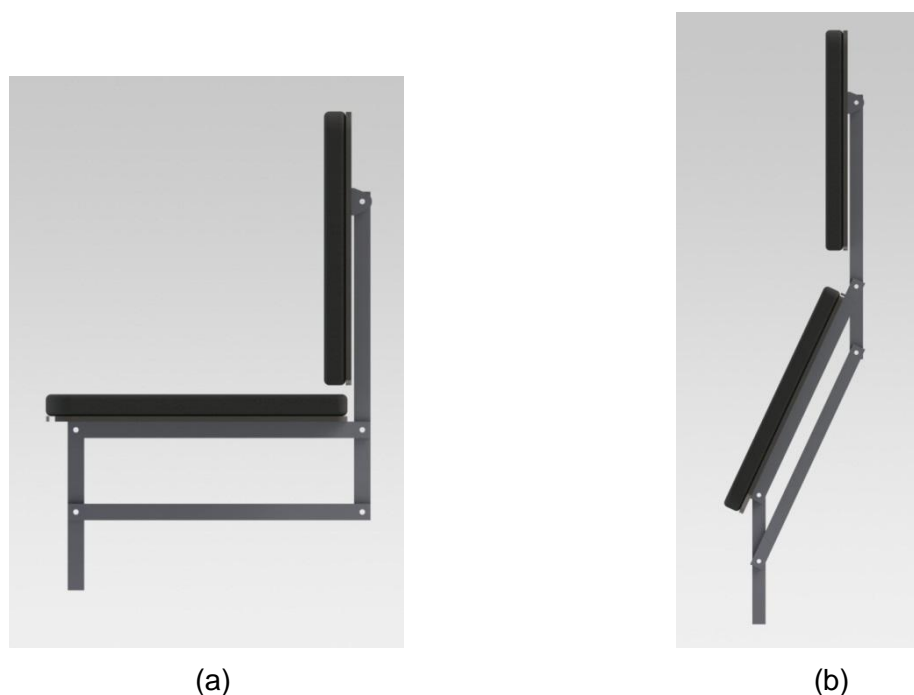


Figura 6.1 – Mecanismo de quatro barras proposto: (a) adaptado ao assento e encosto da cadeira, (b) mecanismo acionado, imagens próprias.

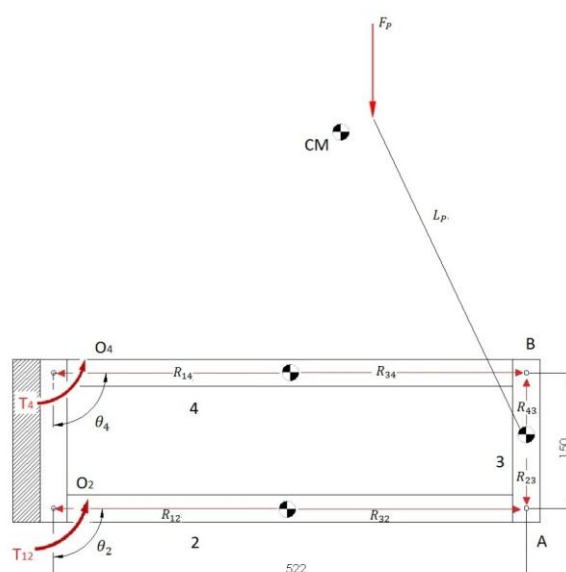


Figura 6.2 – Diagrama dos vetores de posição.

7. RESULTADOS

A validação da metodologia de cálculo foi realizada por meio de um mecanismo apresentado no exemplo 11-3 do livro de Norton, 2012. Este exemplo foi utilizado para a aplicação dos procedimentos e simulações, descritos neste trabalho, para a análise e comparação de resultados.

As dimensões, coeficientes inerciais e os carregamentos utilizados no mecanismo de exemplo, são fornecidos na Tabela 7.1. A velocidade angular da barra de entrada 2, é fornecida e é $\omega_2 = 25 \text{ rad/s}$. Para a realização da análise cinemática, foi considerado o valor de incremento $\Delta\theta_2$, no ângulo de entrada θ_2 , de $\Delta\theta_2 = 0,25^\circ$, e esta variação com duração de $\Delta t = 1,744 \cdot 10^{-4}$ segundos.

Tabela 7.1 – Dados do exemplo 11-3. [Norton, 2012].

Barras	1	2	3	4
Comprimento [mm]	$L_1 = 482,6$	$L_2 = 127,0$	$L_3 = 381,0$	$L_4 = 254,0$
Raio de posição [mm]	-	$R_{CM2} = 76,2$	$R_{CM3} = 228,6$	$R_{CM4} = 127,0$
Massa [kg]	-	$m_2 = 0,700$	$m_3 = 3,502$	$m_4 = 2,627$
Momento de inércia [kg.m ²]	-	$I_{CM2} = 0,406$	$I_{CM3} = 18,301$	$I_{CM4} = 4,237$
Ângulo de posição [grau]	-	$\beta_2 = 30^\circ$	$\beta_3 = 45^\circ$	$\beta_4 = 0^\circ$
Carregamentos				
Ponto P	$F_P = 355,9 \text{ N}$	$R_P = 76,2 \text{ mm}$	$\beta_P = 100^\circ$	$\beta_{FP} = 330^\circ$
Ponto 4	$T_4 = 13,54 \text{ Nm}$			

A Tabela 7.2 apresenta os valores de θ_2, θ_3 e θ_4 e os valores de velocidade e aceleração angular de cada barra, obtidos da análise cinemática realizada no exemplo de Norton, 2012.

Tabela 7.2 – Valores fornecidos pelo exemplo 11-3. [Norton, 2012].

Barras	1	2	3	4
Ângulo [grau]	-	$\theta_2 = 60^\circ$	$\theta_3 = 20,92^\circ$	$\theta_4 = 104,41^\circ$
Velocidade angular [rad/s]	-	$\omega_2 = 25$	$\omega_3 = -5,87$	$\omega_4 = 7,93$
Aceleração angular [rad/s ²]	-	$\alpha_2 = -40$	$\alpha_3 = 120,9$	$\alpha_4 = 276,29$
Aceleração CM [m/s ²]	-	$a_{CM2} = 1878,84$	$a_{CM3} = 3646,1$	$a_{CM4} = 1416,87$

A Tabela 7.3, por sua vez, apresenta os valores obtidos pelo método proposto pelo trabalho.

Tabela 7.3 – Valores obtidos pela metodologia proposta.

Barras	1	2	3	4
Ângulo [grau]	-	$\theta_2 = 60^\circ$	$\theta_3 = 20,92^\circ$	$\theta_4 = 104,41^\circ$
Velocidade angular [rad/s]	-	$\omega_2 = 25$	$\omega_3 = -5,88$	$\omega_4 = 7,91$
Aceleração angular [rad/s ²]	-	$\alpha_2 = -40$	$\alpha_3 = 111,9$	$\alpha_4 = 290,71$
Aceleração CM [m/s ²]	-	$a_{CM2} = 1876,9$	$a_{CM3} = 3677,3$	$a_{CM4} = 1486,41$

Ao comparar os resultados das Tabelas 7.2 e 7.3, pode-se observar que as diferenças obtidas entre os resultados são muito pequenas. Deve-se expor que os valores obtidos da literatura possuem unidades no sistema inglês, assim ao converter para o sistema métrico, erros de aproximação podem ter sido agregados. É notável que o método proposto, que utiliza o MS Excel, apresentou resultados satisfatórios, e ainda possibilita maior precisão nos resultados se adotar o valor de incremento menor do que o utilizado.

Para a obtenção dos valores das componentes x e y das reações dinâmicas nas juntas e o valor do torque de acionamento presentes no mecanismo, foi necessária a utilização do

programa *Matrix Calculator Pro*, visto que este programa é capaz de resolver equações matriciais.

Tabela 7.4 – Comparação dos resultados obtidos.

	Resultados Norton [N]	Resultados Obtidos [N]	Diferença [%]
F_{12x}	-523,33	-536,03	2,4%
F_{12y}	-479,69	-503,72	5,0%
F_{32x}	525,47	535,89	2,0%
F_{32y}	446,33	470,32	5,4%
F_{43x}	-5,96	-5,61	-5,9%
F_{43y}	388,91	418,93	7,7%
F_{14x}	-89,99	-94,44	5,0%
F_{14y}	345,67	374,82	8,4%
T_{12}	27,44	28,96	5,6%

Ao comparar os resultados obtidos pela literatura e pelo método de análise dinâmica proposto, visualizado na Tabela 7.4, é possível verificar pequenas diferenças. Estas podem estar associadas aos arredondamentos feitos nas dimensões, nos ângulos de referencia ou nos procedimentos computacionais utilizados.

Os resultados do método proposto, obtidos através de recursos computacionais relativamente simples, são satisfatórios. Deve-se expor que após realizada a análise dinâmica do mecanismo proposto, foi constatado que conforme ocorre uma redução do intervalo de tempo Δt , as diferenças encontradas reduzem. Assim, de acordo com as necessidades requeridas, é possível obter resultados mais precisos.

As dimensões, coeficientes inerciais e os carregamentos utilizados no mecanismo de projeto proposto, são fornecidos na Tabela 7.5. A aceleração angular da barra de entrada 2 foi calculada para que o movimento de elevação durasse um período total de 10 segundos, obtendo-se $\alpha_2 = 0,02618 \text{ rad/s}^2$. Para a realização da análise cinemática, foi considerado o período de variação com duração de $\Delta t = 0,1$ segundos. Para o cálculo do torque T_4 , foram considerados $d = 0,01m$ e $f = 0,1$.

Tabela 7.5 – Dados do mecanismo de quatro barras proposto.

Barras	1	2	3	4
Comprimento [mm]	$L_1 = 150$	$L_2 = 522$	$L_3 = 150$	$L_4 = 522$
Raio de posição [mm]	-	$R_{CM2} = 261$	$R_{CM3} = 75$	$R_{CM4} = 261$
Massa [kg]	-	$m_2 = 1,20$	$m_3 = 0,50$	$m_4 = 1,20$
Momento de inércia [kg.m ²]	-	$I_{CM2} = 0,3132$	$I_{CM3} = 0,2635$	$I_{CM4} = 0,3612$
Ângulo de posição [grau]	-	$\beta_2 = 0^\circ$	$\beta_3 = 0^\circ$	$\beta_4 = 0^\circ$
Carregamentos				
Ponto P	$F_P = -882,9 \text{ N}$	$L_P = 0,414 \text{ mm}$	$\beta_P = 116,6^\circ$	$\beta_{FP} = 90^\circ$
Ponto 4	$T_4 - \text{variável}$			

O torque T_4 representa o atrito gerado pelas forças reativas normais à junta O_4 , este varia de acordo com a carga normal aplicada à junta O_4 . Então, T_4 varia conforme o movimento do mecanismo ocorre.

As Figuras 7.1(a) e (b) representam as reações dinâmicas nas juntas O_2 e O_4 nas direções x e y .

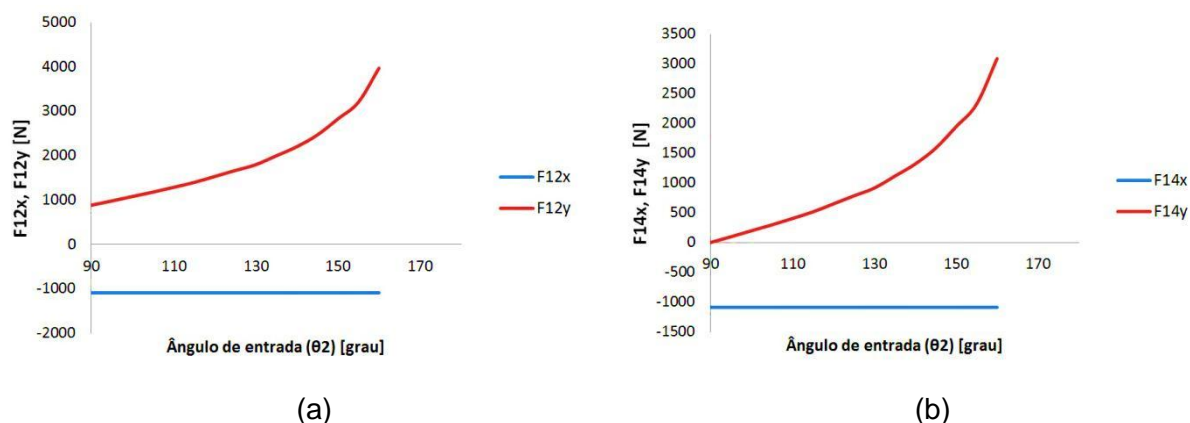


Figura 7.1 - Reações dinâmicas nas juntas O_2 e O_4 : (a) junta O_2 , (b) O_4 .

As Figuras 7.2(a) e (b) representam as reações dinâmicas nas juntas A e B nas direções x e y .

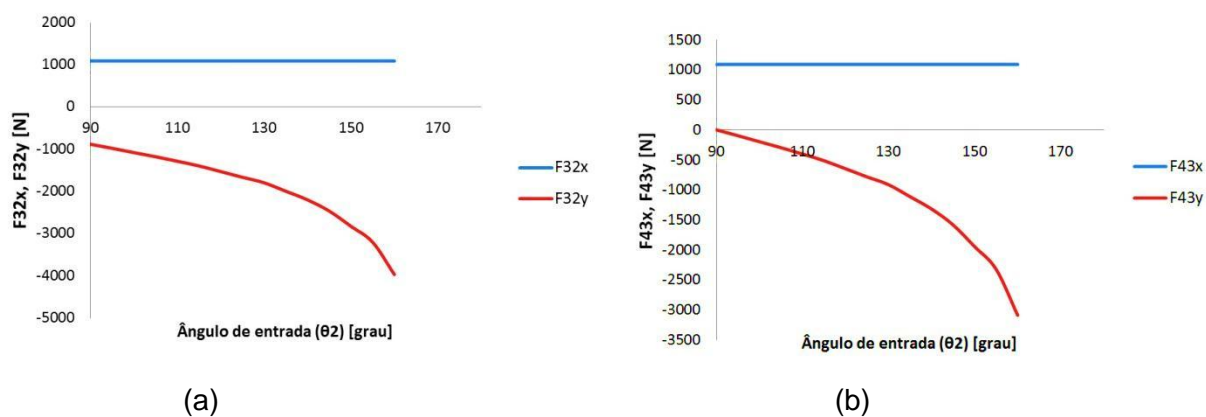


Figura 7.2 - Reações dinâmicas nas juntas A e B: (a) junta A, (b) B.

A Figura 7.3, por sua vez, representa o torque necessário T_{12} para permitir o funcionamento do mecanismo proposto.

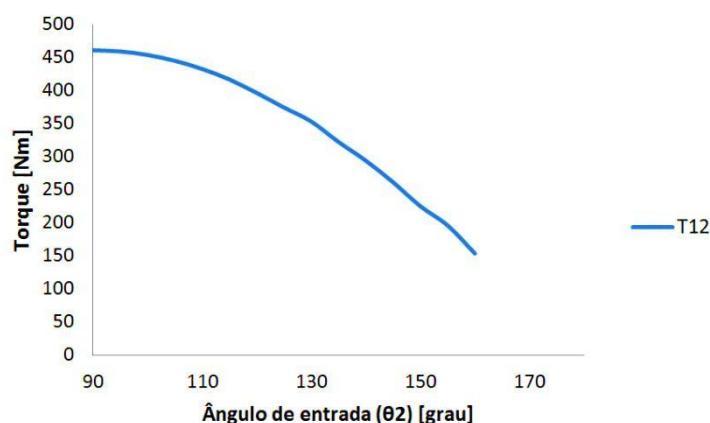


Figura 7.3 – Torque de entrada necessário.

Para ambas as reações dinâmicas nas juntas, é visto que as componentes da direção x , apresentam mínimas variações, e as componentes da direção y variam de acordo com o

movimento, o que pode ser visualizado nas Figuras 7.1 (a) e (b). Conforme previsto, o torque T_{12} diminui com a variação do ângulo de entrada. Sabe-se que torque é definido pelo produto da força e seu braço de alavanca, e como o braço de alavanca diminui com o movimento do mecanismo, o torque reduz proporcionalmente, que pode ser visto na Figura 7.2.

A Tabela 7.6 apresenta os valores mínimos e máximos, e seus respectivos ângulos de entrada associados.

Tabela 7.6 – Valores mínimos e máximos encontrados na análise do mecanismo proposto.

	Valor mínimo [N]	θ_2 [graus]	Valor máximo [N]	θ_2 [graus]
F_{12x}	-1088,98	165	-1088,96	90
F_{12y}	882,925	90	3969,509	165
F_{32x}	1088,961	90	1088,968	165
F_{32y}	-3969,53	165	-882,917	90
F_{43x}	1088,955	165	1088,961	90
F_{43y}	-3086,61	165	-0,024	90
F_{14x}	-1088,97	90	-1088,95	165
F_{14y}	0,012	90	3086,627	165
T_{12}	153,636	175	460,893	90

Através da Equação 5.6, encontra-se a potência necessária de $P = 67,5 W$. Esta potência, relativamente baixa, está associada à baixa aceleração de projeto.

8. CONCLUSÕES

Com esse trabalho concluiu-se que:

- 1- Análise cinemática do mecanismo de quatro barras foi realizada, e foram encontradas as equações que regem o sistema;
- 2- Análise dinâmica do mecanismo de quatro barras, também foi realizada e foram obtidas as equações que informam as forças as quais o mecanismo está submetido;
- 3- A validação dos métodos aplicados foi feita por meio de análises de exemplo da literatura para a comparação de resultados, e a diferença máxima encontrada foi de 8,4%. Isto mostra que é possível o emprego de programas de fácil utilização e acessibilidade para realizar a análise de um mecanismo de quatro barras.

Após encontradas as forças presentes no mecanismo, deve-se realizar a análise estrutural das barras a fim de dimensioná-las corretamente considerando que o mecanismo sofre esforços variáveis.

Como continuidade do trabalho realizado, é sugerido dimensionar estruturalmente os componentes que compõem o mecanismo. Podem-se mencionar como exemplos destes componentes, os pinos e rolamentos das juntas que conectam as barras.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 9050 “**Acessibilidade a edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos**” 2ª Ed. Rio de Janeiro, 2004.

Freedom, Esteves e Salvador Ltda., <http://www.freedom.ind.br/content/produtos/index.php?bolInterna=true&linhaid=31&produtoid=2#> acessado em 02/01/13.

Freedom, Esteves e Salvador Ltda., <http://www.freedom.ind.br/content/produtos/index.php?stIdioma=por&linhaid=31&produtoid=13&bolInterna=true> acessado em 02/01/13.

Baxmann, Ortopedia Jaguaribe Ind. e Com. Ltda., <http://www.baxmannjaguaribe.com.br/Produtos.aspx> acessado em 02/01/13.

IBGE. “**Censo Demográfico 2010**”, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2012.

Iida, Itiro. “**Ergonomia: Projeto e produção**”. 2ª Ed. Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 2005 apud DIN, 1981.

Instituto Benjamin Constant, <http://www.ibc.gov.br/?itemid=396> acessado em 25/10/12.

Myszka, David H. “**Machines and mechanisms: applied kinematic analysis**”. 4th ed. New Jersey, 2012.

Norton, R. L.. “**Design of Machinery: an Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines**”. 5th Ed. New York: Ed. McGraw-Hill, 2012.

Norton, R. L. “**Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**”. 2ª Ed. Porto Alegre: Ed. Bookman, 2004.

Pivetta, C. S., Rezende, O. P., R., Campos, M. L., Brandão, J. G. T. “**Análise Cinemática de Mecanismos de 4 barras com Abordagem Geométrica e Computacional**”. IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial. Vitória, Brasil, 2009.

Uicker Jr, J. J., Pennock, G. R., Shigley, J. E. “**Theory of Machines and Mechanisms**”. 3ª Ed. New York. Oxford University Press, 2003.

Rezende, O.P., Pivetta, C. S., Grechi, R., Campos, M. L., Brandão, J. G. T. “**Análise Dinâmica Computacional de Mecanismos de 4 Barras**”. X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial. Vitória, Brasil, 2010.

Rocha, M. S., Rezende, O. P., R., Pivetta, C. S., Rezende. “**Estudo das Reações Dinâmicas de um Mecanismo Planar de Quatro Barras Usando o MS Excel**”. XI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial. Vitória, Brasil, 2011.

APÊNDICE I

A Tabela Al.1 apresenta medidas exatas de antropometria estática, na posição sentada, conforme medidas do corpo, sexo e abrangência de acordo com a norma alemã DIN 33402 de 1981 [Iida, 2005 apud DIN, 1981]. As cotas estão representadas no Apêndice I.

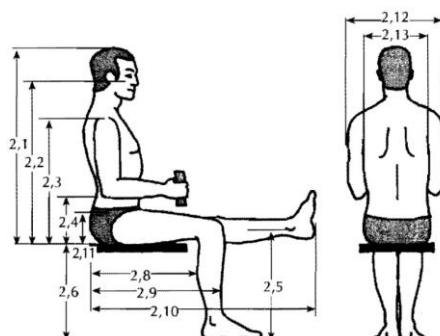
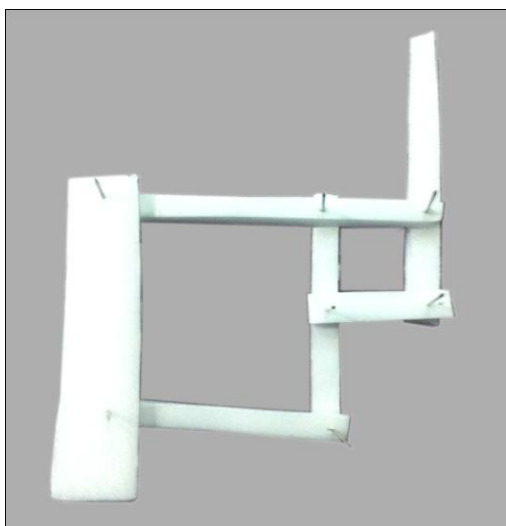


Figura Al.0.1 - Variáveis utilizadas em medidas de Antropometria estática do corpo na posição sentada [Adaptado de Iida, 2005 apud DIN, 1981].

Tabela Al.1 – Medidas de Antropometria estática [Iida, 2005 apud DIN, 1981]

Medidas de Antropometria Estática (cm)		Mulheres			Homens		
		5%	50%	95%	5%	50%	95%
2.1	Altura da cabeça, a partir do assento, tronco ereto	80,5	85,7	91,4	84,9	90,7	96,2
2.2	Altura dos olhos, a partir do assento, tronco ereto	68,0	73,5	78,5	73,9	79	84,4
2.3	Altura dos ombros, a partir do assento, tronco ereto	53,8	58,5	63,1	56,1	61	65,5
2.4	Altura do cotovelo, a partir do assento, tronco ereto	19,1	23,3	27,8	19,3	23	28
2.5	Altura do joelho, sentado	46,2	50,2	54,2	49,3	53,5	57,4
2.6	Altura poplíteia (parte inferior da coxa)	35,1	39,5	43,4	39,9	44,2	48
2.7	Comprimento do antebraço, na horizontal, até o centro da mão	29,2	32,2	36,4	32,7	36,2	38,9
2.8	Comprimento nádega-poplíteia	42,6	48,4	53,2	45,2	50	55,2
2.9	Comprimento nádega-joelho	53,0	58,7	63,1	55,4	59,9	64,5
2.10	Comprimento nádega-pé, perna estendida na horizontal	95,5	104,4	112,6	96,4	103,5	112,5
2.11	Altura da parte superior das coxas	11,8	14,4	17,3	11,7	13,6	15,7
2.12	Largura entre os cotovelos	37,0	45,6	54,4	39,9	45,1	51,2
2.13	Largura dos quadris, sentado	34,0	38,7	45,1	32,5	36,2	39,1

As Figuras All.1a, All.1b e All.2a, apresentam as etapas do desenvolvimento do design do mecanismo proposto. Na Figura All.2b é possível visualizar o mecanismo aplicado a cadeira de rodas.



a)



b)

Figura All.1– Mecanismo de quatro barras proposto: (a) primeiro design do mecanismo, (b) evolução do design proposto, imagens próprias.



a)



b)

Figura All.2 – Mecanismo de quatro barras proposto: (a) adaptado ao assento e encosto da cadeira, (b) aplicado a cadeira de rodas, imagens próprias.