

DESENVOLVIMENTO DE UMA CADEIRA DE RODAS ACOPLADA DE UM MECANISMO QUE PERMITA POSICIONAR E SUSTENTAR O CADEIRANTE EM PÉ

João Vitor Tomotani

t.jvitor@gmail.com

Rodrigo Pedro Cury

rodrigopedrocury@gmail.com

Resumo. O presente trabalho é referente ao desenvolvimento de um produto “Cadeira de rodas acoplada de um mecanismo que permita posicionar e sustentar o cadeirante em pé”. Tal cadeira visa melhorar a qualidade de vida, tanto física quanto psicológica, do seu ocupante. Neste relatório, consta o levantamento bibliográfico feito dentro da área de cadeiras de rodas, principalmente no campo da ergonomia, além de levantar os estudos de mecanismos já existentes. Posteriormente, faz-se a proposta de um mecanismo de acionamento e uma avaliação prévia de sua compatibilidade ergonômica. Através dessa proposta, desenvolveu-se uma cadeira e avaliou-se a solução por meio de modelos matemáticos no programa de computador MSC ADAMS® e modelos numéricos. Através dos resultados da simulação, aprimorou-se a solução proposta, planejou-se sua fabricação e montagem e estimou-se o seu custo e propriedades mecânicas.

Palavras chave: Projeto mecânico, cadeira de rodas, locomoção

1. Introdução

Segundo um estudo conduzido em 2000 pelo “National Institute on Disability and Rehabilitation Research”, aproximadamente 1,7 milhões de norte americanos não associados a nenhum tipo de instituição dependem de cadeiras de rodas para sua locomoção (KAYE, 2000), estando estes entre os membros mais visíveis da comunidade de deficientes físicos, que vivenciam as maiores dificuldades de locomoção, as maiores limitações de atividades e com as menores taxas de empregabilidade (KAYE, 2002).

No Brasil, cerca de 24,5 milhões de pessoas – aproximadamente 14,5% da população do país – apresentam algum tipo de deficiência física (IBGE, 2000). Desta faixa, 0,44% apresentam tetraplegia, paraplegia ou hemiplegia e, quando somada à parcela de 2,3% das pessoas declaradas incapazes de andar, perfazem 650 mil pessoas com necessidades especiais para seu deslocamento (NERI, 2003). Esse número é ainda maior caso sejam consideradas as pessoas que não possuem um membro ou parte dele (5,32%), que apresentem alguma dificuldade de caminhar (22,7%) ou que apresentem algum tipo de deficiência mental (11,5%), fazendo com que a quantidade de pessoas que necessitam de algum tipo de cuidado em sua locomoção ultrapasse o milhão (SANTOS, 2005).

Por passarem grande parte do dia na posição sentada, pessoas que dependem de cadeiras de rodas para sua locomoção podem desenvolver uma série de complicações de origem fisiológica ou psicológica, além de já enfrentarem os desafios de acessibilidade do dia-a-dia.

Cadeiras de rodas capazes de posicionar o cadeirante na posição “em pé” podem funcionar como órteses (dispositivos de aplicação ortopédica capazes de dar suporte a juntas ou músculos enfraquecidos) que, além de auxiliar no processo de reabilitação, fornecem uma série de benefícios funcionais e psicológicos (KREUTZ, 2000).

Uma pesquisa realizada com usuários de cadeiras de rodas no Canadá em 2001 comparou resultados sugeridos por cadeirantes que se posicionam em pé frequentemente com aquele que não o fazem. Como resultado, constatou-se que aqueles que se colocam em pé alegam benefícios fisiológicos e sensação de bem-estar (ENG, et al., 2001).

Dispositivos que posicionem o cadeirante “em pé” podem suprir diversas necessidades médicas e funcionais. Dentre os benefícios adquiridos pelo uso de tais cadeiras, podem-se destacar (ARVA, et al. 2007; KREUTZ, 2000; COOPER, 1998): aumento do alcance funcional e capacidade de realizar Atividades de Vida Diária (AVDs); aumento da capacidade vital dos órgãos, por conta da redução da pressão sobre os órgãos internos; redução de infecção no trato urinário; manutenção da densidade mineral dos ossos; melhoria na circulação; redução de deformações no esqueleto, dentre outros.

Atualmente, existem diversas cadeiras no mercado capazes de exercer essa função, porém, estas costumam ter um preço pouco acessível, além de muitas vezes serem pesadas e não se enquadrarem dentro das normas dimensionais estabelecidas.

Assim, o trabalho visou desenvolver uma cadeira de rodas leve, de peças intercambiáveis com cadeiras de rodas convencionais, que respeitasse as dimensões padronizadas, mecanismo de acionamento puramente mecânico e preço acessível.

2. Materiais e métodos

Para o desenvolvimento da cadeira de rodas que cumprisse os requisitos desejados: capaz de assumir duas formas facilmente intercambiáveis, compatível com as dimensões de cadeiras de rodas convencionais e dentro das limitações físicas e ergométricas de seu ocupante, foram adotados alguns critérios preliminares. Levantou-se ainda um estudo do estado da arte dessas cadeiras, por meio de patentes e modelos existentes no mercado.

2.1. Critérios de Churchward

Um estudo de 1985 sobre o desenvolvimento de uma cadeira de rodas capaz de posicionar o cadeirante “em pé” contemplou, em seu projeto, os seguintes critérios na formulação de sua solução (CHURCHWARD 1985):

1. Providenciar uma posição vertical segura e estável;
2. Prover o cadeirante de diversas posições possíveis e confortáveis;
3. Ter um movimento de mudança posição “sentado – em pé” confortável e sem trancos;
4. Ser acionada manualmente, com mecanismos ao alcance do usuário e com força de acionamento compatível com a capacidade do cadeirante;
5. Permitir que o cadeirante entre e saia da cadeira por conta própria, com a mesma facilidade que em uma cadeira de rodas convencional;
6. Ser móvel e estável em superfícies em qualquer posição, ser amortecida para proteger a espinha do cadeirante quando na posição “em pé” e possuir uma distribuição de pesos adequada para seu manuseio e movimento quando na posição “em pé”;
7. Ser robusta o suficiente para ser confiável ao cadeirante;
8. Possuir descansos de braço adequadamente posicionadas em qualquer configuração da cadeira e que possam ser removidos quando desejado;
9. Ter um encosto que forneça suporte satisfatório para as costas e os ombros do cadeirante;
10. Ter um mecanismo que restrinja movimentação dos joelhos e do tronco do usuário para segurança, e que possa ser aplicado e removido rapidamente;
11. Possuir freios que possam ser usados para parar a cadeira ou reduzir sua velocidade em descidas;
12. Ser estreita o suficiente para passar por passagens e portas de dimensões em conformidade com a norma de acessibilidade.

Os doze critérios foram levados em conta ao longo do desenvolvimento do mecanismo. Foram considerados como fatores adicionais a padronização das peças adotadas na solução e o preço desta, que deveria ser o menor possível.

Para o dimensionamento da cadeira, referente ao décimo segundo item contemplado nos critérios de Churchward, utilizou-se a Norma Brasileira ABNT NBR 9050 (2004) de acessibilidade.

2.2. Especificações da cadeira

O dimensionamento de corredores, portas, curvas, áreas de manobra, dentre outros, levam em consideração normas padrão de dimensões para cadeiras de rodas. Assim, um dos critérios escolhidos como limitadores para a concepção do mecanismo da cadeira foi a adequação desta às dimensões padronizadas quando na posição “sentada”.

As dimensões referenciais foram obtidas da norma brasileira NBR 9050 – Acessibilidade a edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos de 31 de julho de 2004.

O peso de uma cadeira de rodas de propulsão manual varia de 12 a 20 kg.

As dimensões de uma cadeira, seja ela de propulsão manual ou motorizada, seguem as apresentadas na figura 01.

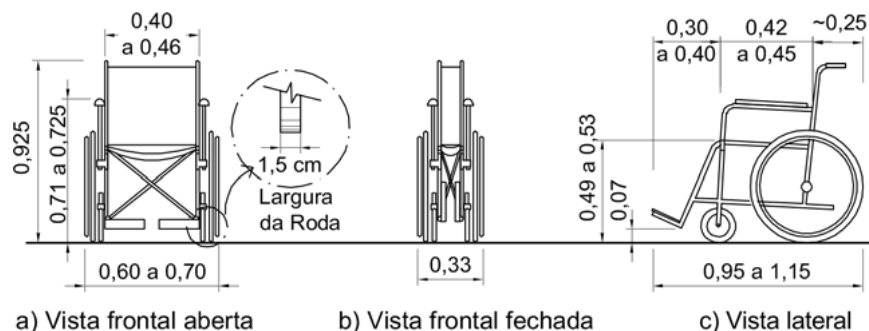


Figura 01. Dimensões referenciais para uma cadeira de rodas. (Norma NBR 9050).

Considera-se ainda o módulo de referência de uma cadeira ocupada por um cadeirante como um retângulo de 0,80 metros por 1,20 metros de projeção no piso.

Tanto no caso do acionamento do mecanismo de propulsão da cadeira quanto no caso do acionamento do mecanismo de “mudança de posição” desta, foram consideradas as dimensões referenciais para o alcance manual e para a aplicação de forças, conforme estipulado na norma NBR 9050.

2.3. Estado da arte e análise de patentes

Cadeiras capazes de posicionar e sustentar seus ocupantes na posição “em pé” existem desde 1950, mas só atualmente que estas passaram a se popularizar (COOPER, 1998).

Para o mecanismo de elevação manual, uma grande força é exigida no seu acionamento. Por conta disso, muitas cadeiras contam com “acumuladores de energia” como molas ou mecanismos hidráulicos (Figura 02) para auxiliar na elevação.



Figura 02: Exemplo de cadeira existente no mercado, com mecanismo de levantamento hidráulico e operado manualmente (Independent Living Centre, 2010).

3. Proposta de solução

O levantamento da solução a ser trabalhada foi feita através do procedimento sugerido por Kaminski (2000) no qual uma sessão de brainstorms propôs soluções que foram testados em uma matriz de decisão para definir a escolha mais condizente com os parâmetros desejados.

Uma matriz de decisão, foi desenvolvida com base no levantamento bibliográfico. Seus termos, em ordem decrescente de peso, foram:

- Segurança (peso 4);
- Funcionalidade (Peso 4);
- Preço (Peso 3);
- Manobrabilidade e portabilidade (Peso 3);
- Praticidade do mecanismo (Peso 3);
- Conforto (Peso 3);
- Resistência (Peso 2);
- Manutenção (Peso 2);
- Intercambialidade (Peso 2);
- Rapidez (Peso 1);
- Estética (Peso 0, critério de desempate);

Após a aplicação da matriz de decisão, optou-se por utilizar um mecanismo de elevação por barras articuladas. Apesar da maior força necessária para acionar o mecanismo, este é o mais simples e de acionamento mais rápido, sendo ainda funcional, bastando ser dimensionado adequadamente.

Como forma de auxiliar o acionamento do mecanismo, uma segunda matriz de decisão para mecanismos auxiliares foi proposta. A partir dela, optou-se por utilizar um par de molas a gás para gerar um torque adicional durante a elevação do cadeirante.

Um desenho da cadeira de rodas nas posições “sentada” e “erguida” foi realizado por meio do programa de computador “Autodesk Inventor® (Versão de Estudante)” para representar as posições desejadas da cadeira (Figura 03 a, b). A partir dessas posições, propôs-se ainda um mecanismo de mudança de posição da cadeira (Figura 04 a, b, c e d).

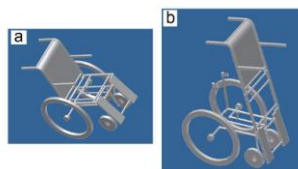


Figura 03: a) cadeira na posição “sentada”, b) cadeira na posição “em pé”.

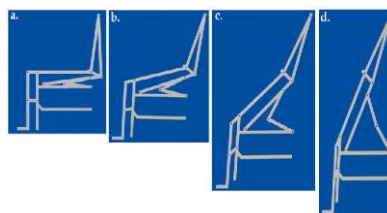


Figura 04: Mecanismo proposto em diferentes estágios, desde a posição “sentada” (a) até a posição “erguida” (d).

A partir da proposta do mecanismo, calibrou-se a dimensão das barras até se chegar em uma solução ergonomicamente desejável, com um ângulo entre o assento e o encosto de 95 graus quando na posição “sentado” e um inclinação de corpo de 13 graus quando na posição “em pé”. Após um dimensionamento preliminar das barras e componentes adicionais, chegou-se na cadeira apresentada na figura 05.



Figura 05: Cadeira desenvolvida na primeira iteração.

Uma vez com a primeira solução proposta, estipulou-se quais deveriam ser as dimensões e forças da mola a gás auxiliar. Como condições de contorno, definiu-se que o torque aplicado pela mola a gás não deveria acionar acidentalmente o mecanismo com uma inclinação do assento de até 7 graus. Assim, a partir do catálogo da Ace Controls (2008) com as dimensões para a mola a gás quando na posição distendida e comprimida, e das restrições geométricas das duas posições da cadeira, chegou-se em uma mola que atendesse as especificações.

Para a análise da força máxima admissível para acionamento do mecanismo, adotou-se o estudo conduzido por ADAMS et al. (2000) no qual mulheres de idade avançada e sedentárias segundo a “Stanford Activity Scale” se submeteram a atividades repetitivas de levantamento de peso

No estudo, as mulheres participantes realizaram o supino do peso máximo que eram capazes para, na sequência, fazer o maior número de repetições que conseguissem com 50% desse peso.

No estudo, para um peso máximo de $29,5 \pm 7,7$ kgf, foi possível um número de repetições de $20,6 \pm 6,3$ sem a presença de efeitos posteriores.

4. Modelo do quadrilátero articulado e cálculo das forças

4.1. Modelo em MSC ADAMS®

Uma vez com a dimensão das barras estipuladas, modelou-se a cadeira no programa de computador “MSC ADAMS® (Versão de Estudante)”, chegando-se no modelo que pode ser visto na Figura 06.

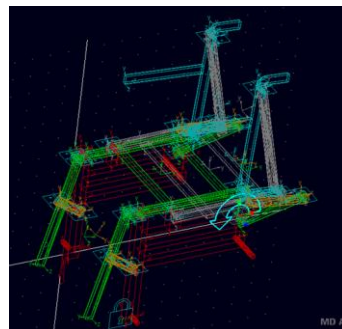


Figura 06: Modelo desenvolvido no programa MSC ADAMS®

A partir do modelo, verificou-se que, com a mola a gás na posição desejada e uma alavanca de acionamento de 40 centímetros, seria possível um ocupante de 100 kg elevar a cadeira com uma força total de 20 kgf. Do modelo, tirou-se também as solicitações em cada uma das barras do mecanismo.

O modelo em MSC ADAMS® foi, então, validado a partir de um modelo matemático.

4.2. Lista de símbolos

- θ_1 – ângulo da barra 1 (graus)
- θ_2 – ângulo da barra 2 (graus)
- θ_3 – ângulo da barra 3 (graus)
- θ_4 – ângulo da barra 4 (graus)
- θ_5 – ângulo da barra 5 (graus)
- L_1 – lado da barra 1 (metros)
- L_2 – lado da barra 2 (metros)
- L_3 – lado da barra 3 (quadrilátero menor) (metros)

L_{32} – lado da barra 3 (metros)

L_4 – lado da barra 4 (metros)

L_5 – lado da barra 5 (metros)

P_u – Peso do usuário

L_p – braço do CG em relação à articulação da barra 5 (metros)

L_{pist} – braço do pistão em relação à articulação da barra 5 (metros)

$L_{x,y}$ – distância entre as articulações fixas das barras 1 e 3 nos eixos x e y (metros)

$L_{6x,y}$ – distância entre as articulações fixas das barras 3 e 5 nos eixos x e y (metros)

θ_p – ângulo do pistão (graus)

M_{ext} – Momento aplicado pela alavanca manuseada pelo usuário e Momento aplicado pelo pistão ($N \cdot m$)

4.3. Análise da posição dos quadriláteros

Como já descrito anteriormente o mecanismo responsável pelo movimento Sit To Stand da cadeira é um mecanismo fechado formado por dois quadriláteros articulados, como mostra a figura 07:

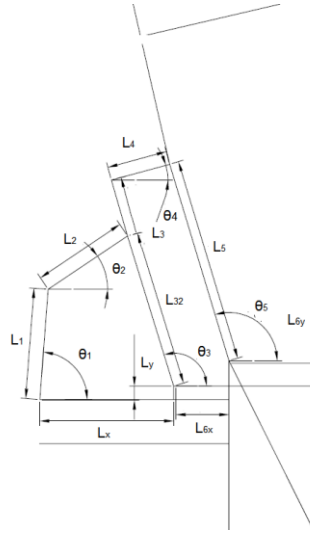


Figura 07: Representação bidimensional do mecanismo estudado.

Para o primeiro quadrilátero tem-se que:

$$-L_1 \cdot \cos\theta_1 - L_2 \cdot \cos\theta_2 + L_x + L_3 \cdot \cos\theta_3 = 0 \quad (1)$$

$$-L_1 \cdot \sin\theta_1 - L_2 \cdot \sin\theta_2 + L_y + L_3 \cdot \sin\theta_3 = 0 \quad (2)$$

Onde a relação dos ângulos pode ser calculada por:

$$\theta_3 = 2 \cdot \text{atg}(u_1) \quad (3)$$

Onde u_1 é dado por:

$$u_1 = \frac{-F_1 \pm \sqrt{F_1^2 + E_1^2 - G_1^2}}{G_1 - E_1} \quad (4)$$

E

$$E_1 = 2 \cdot L_3 \cdot (L_x - L_1 \cdot \cos(\theta_1)) \quad (5)$$

$$F_1 = 2 \cdot L_3 \cdot (L_y - L_1 \cdot \sin(\theta_1)) \quad (6)$$

$$G_1 = L_x^2 + L_y^2 + L_3^2 + L_1^2 - L_2^2 - 2 \cdot L_x \cdot L_1 \cdot \cos(\theta_1) - 2 \cdot L_y \cdot L_1 \cdot \sin(\theta_1) \quad (7)$$

E por fim, com as equações 4 a 7 e a posição dos pontos para uma posição genérica, vem:

$$\theta_2 = \text{atg}\left(\frac{(L_y + L_3 \cdot \sin(\theta_3)) - L_1 \cdot \sin(\theta_1)}{L_x - L_1 \cdot \cos(\theta_1) + L_3 \cdot \cos(\theta_3)}\right) \quad (8)$$

A relação entre θ_3 e θ_1 , foi obtida isolando os termos das equações 1 e 2.

Analogamente pode-se seguir o mesmo raciocínio para o segundo quadrilátero articulado, resultando em:

$$\theta_5 = 2. \operatorname{atg}(u_2) \quad (9)$$

Onde u_2 é dado por:

$$u_2 = \frac{-F_2 \pm \sqrt{F_2^2 + E_2^2 - G_2^2}}{G_2 - E_2} \quad (10)$$

E

$$E_2 = 2. L_5. (L_6x - L_{32}. \cos(\theta_3)) \quad (11)$$

$$F_2 = 2. L_5. (L_6y - L_{32}. \sin(\theta_3)) \quad (12)$$

$$G_2 = L_6x^2 + L_6y^2 + L_5^2 + L_{32}^2 - L_4^2 - 2. L_6x. L_{32}. \cos(\theta_3) - 2. L_6y. L_{32}. \sin(\theta_3) \quad (13)$$

E por fim com as equações 9 a 13 e analisando a posição dos pontos para uma posição genérica chega-se:

$$\theta_4 = \operatorname{atg} \left(\frac{(L_6y + L_5. \sin(\theta_5)) - L_{32}. \sin(\theta_3)}{L_6x - L_{32}. \cos(\theta_3) + L_5. \cos(\theta_5)} \right) \quad (14)$$

4.4. Análise Cinemática

Para o primeiro quadrilátero, pode-se derivar as primeiras equações resultando na seguinte matriz:

$$\begin{bmatrix} L_2. \sin \theta_2 & -L_3. \sin \theta_3 \\ -L_2. \cos \theta_2 & L_3. \cos \theta_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_1. \sin \theta_1 \\ L_1. \cos \theta_1 \end{bmatrix} \dot{\theta}_1 \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} \dot{\theta}_1 \quad (16)$$

Portanto:

$$S_1 = \frac{\delta \theta_2}{\delta \theta_1} = \frac{L_1. \sin(\theta_3 - \theta_1)}{L_2. \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (17)$$

$$S_2 = \frac{\delta \theta_3}{\delta \theta_1} = \frac{L_1. \sin(\theta_2 - \theta_1)}{L_3. \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (18)$$

Analogamente pode-se chegar ao resultado para o segundo quadrilátero:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_4 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} \dot{\theta}_3 \quad (19)$$

$$S_3 = \frac{\delta \theta_4}{\delta \theta_1} = \frac{L_{32}. \sin(\theta_5 - \theta_3)}{L_4. \sin(\theta_4 - \theta_5)} \cdot S_2 \quad (20)$$

$$S_4 = \frac{\delta \theta_5}{\delta \theta_1} = \frac{L_{32}. \sin(\theta_4 - \theta_3)}{L_5. \sin(\theta_4 - \theta_5)} \cdot S_2 \quad (21)$$

4.5. Equações dinâmicas

Pelas equações de Lagrange, podem-se formular as equações dinâmicas para o mecanismo, que resultam em:

$$L = T - V \quad (22)$$

$$L = \frac{1}{8} \left((A. \dot{\theta}_1^2 + B. \dot{\theta}_2^2 + C. \dot{\theta}_3^2 + D. \dot{\theta}_4^2 + E. \dot{\theta}_5^2 + F. C_1. \dot{\theta}_1. \dot{\theta}_2 + G. C_2. \dot{\theta}_3. \dot{\theta}_4) - 4. (H. \sin \theta_1 + I. \sin \theta_2 + J. \sin \theta_3 + K. \sin \theta_4 + L. \sin \theta_5) \right) \quad (23)$$

Definindo-se:

$$A = (m_1. L_1^2 + 4. m_2. L_1^2 + 4. J_1)$$

$$I = (m_2. g). L_2$$

$$B = (m_2. L_2^2 + 4. J_2)$$

$$J = (m_3. g + 2. m_4. g). L_3$$

$$C = (m_3. L_3^2 + 4. m_4. L_3^2 + 4. J_3)$$

$$K = (m_4. g). L_4$$

$$D = (m_4. L_4^2 + 4. J_4)$$

$$L = (m_5. g). L_5$$

$$E = (m5.L5^2 + 4.J5)$$

$$C1 = \cos(\theta2 - \theta1)$$

$$F = 4.m2.L1.L2$$

$$C2 = \cos(\theta4 - \theta3)$$

$$G = 4.m4.L3.L4$$

$$M = H.\text{sen}\theta1 + I.\text{sen}\theta2 + J.\text{sen}\theta3 + K.\text{sen}\theta4 + L.\text{sen}\theta5$$

$$H = (m1.g + 2.m2.g).L1$$

Como se trata de um mecanismo fechado, tem-se na verdade apenas um grau de liberdade, portanto, substituindo as equações da análise cinemática na equação 23 resulta em:

$$L = \frac{1}{8} \left((A.\dot{\theta}1^2 + B.S1^2.\dot{\theta}1^2 + C.S2^2.\dot{\theta}1^2 + D.S3^2.\dot{\theta}1^2 + E.S4^2.\dot{\theta}1^2 + F.C1.S1.\dot{\theta}1^2 + G.C2.S2.S3.\dot{\theta}1^2) - 4.(M) \right) \quad (24)$$

Aplicando as equações em:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}1} \right) - \frac{\delta L}{\delta \theta1} = \zeta \quad (25)$$

Resulta em:

$$\frac{1}{4} (A + B.S1^2 + C.S2^2 + D.S3^2 + E.S4^2 + F.C1.S1 + G.C2.S2.S3).\ddot{\theta}1 + \frac{1}{8} \left(2.B.S1.\frac{dS1}{d\theta1} + 2.C.S2.\frac{dS2}{d\theta1} + 2.D.S3.\frac{dS3}{d\theta1} + 2.E.S4.\frac{dS4}{d\theta1} + F.\left(C1.\frac{dS1}{d\theta1} + S1.\frac{dC1}{d\theta1}\right) + G.\left(C2.\left(S2.\frac{dS3}{d\theta1} + S3.\frac{dS2}{d\theta1}\right) + S2.S3.\frac{dC2}{d\theta1}\right) \right).\dot{\theta}1^2 + \frac{1}{2}.\frac{dM}{d\theta1} = \zeta_{ext} \quad (26)$$

Notando que o sinal de d é a derivada composta das variáveis e não a derivada parcial. O torque externo é formado pelo peso do usuário, momento aplicado pela alavanca de acionamento do mecanismo e força da mola a gás.

$$\zeta_{ext} = Pu.Lp.\cos(\pi - \theta5) - Fp.Lpist.\text{sen}(\theta p).\cos(\pi - \theta5) - Fp.Lpist.\cos(\theta p).\text{sen}(\pi - \theta5) + Mext \quad (27)$$

4.6. Cálculo dos esforços

Para o cálculo dos esforços, deve-se fazer o diagrama de corpo livre para cada barra do mecanismo e fazer as equações dinâmicas de cada barra separadamente (Teorema do Movimento do Baricentro e Teorema do Momento Angular).

Resulta-se assim nas seguintes equações:

$$F_{21x} + F_{h1} = m1.a1x \quad (28)$$

$$F_{21x} + F_{h1} = m1.a1x \quad (29)$$

$$F_{21y}.L1.\cos\theta1 - F_{21x}.L1.\text{sen}\theta1 - m1.g.\frac{L1}{2}.\cos\theta1 = J1.\ddot{\theta}1 \quad (30)$$

$$F_{32x} - F_{21x} = m2.a2x \quad (31)$$

$$F_{32y} - F_{21y} - m2.g = m2.a2y \quad (32)$$

$$F_{32y}.L2.\cos\theta2 - F_{32x}.L2.\text{sen}\theta2 - m2.g.\frac{L2}{2}.\cos\theta2 - m2.\frac{L2}{2}.(a1y'.\cos\theta2 + a1x'.\text{sen}\theta2) = J2.\ddot{\theta}2 \quad (33)$$

$$F_{43x} + F_{h2} - F_{32x} + Fp.\cos(\theta p) = m3.a3x \quad (34)$$

$$F_{43y} + F_{v2} - F_{32y} - m3.g + Fp.\text{sen}(\theta p) = m3.a3y \quad (35)$$

$$F_{43y}.L32.\cos\theta3 - F_{43x}.L32.\text{sen}\theta3 - F_{32y}.L3.\cos\theta3 + F_{32x}.L3.\text{sen}\theta3 - m3.g.\frac{L3}{2}.\cos\theta3 + Mext = J3.\ddot{\theta}3 \quad (36)$$

$$F_{54x} - F_{43x} = m4.a4x \quad (37)$$

$$F_{54y} - F_{43y} - m4.g = m4.a4y \quad (38)$$

$$F_{54y}.L4.\cos\theta4 - F_{54x}.L4.\text{sen}\theta4 - m4.g.\frac{L4}{2}.\cos\theta4 - m4.\frac{L4}{2}.(a3y'.\cos\theta4 + a3x'.\text{sen}\theta4) = J4.\ddot{\theta}4 \quad (39)$$

$$F_{h3} - F_{54x} = m5.a5x \quad (40)$$

$$F_{v3} - F_{54y} - m5.g - Pu = m5.a5x \quad (41)$$

Sendo F_{ij} a força da barra i aplicada na barra j , a_{ix} e a_{iy} as acelerações em x e em y do CG da barra i , a_{ix}' e a_{iy}' as acelerações da ponta da barra i . Portanto tem-se 14 incógnitas e 14 equações. A décima quinta equação seria para calcular o torque externo para um ponto específico de operação do mecanismo, como o torque externo é considerado uma entrada nas equações de movimento não é considerado uma incógnita.

5. Resultados

Integrando as equações diferenciais do mecanismo e utilizando as equações dos esforços, é possível construir os gráficos da figura 08 para determinar os esforços na barra acionadora do mecanismo durante o movimento de subida da cadeira, com dois pistões de 200 N e força acionadora de 10 kgf em cada braço do usuário.

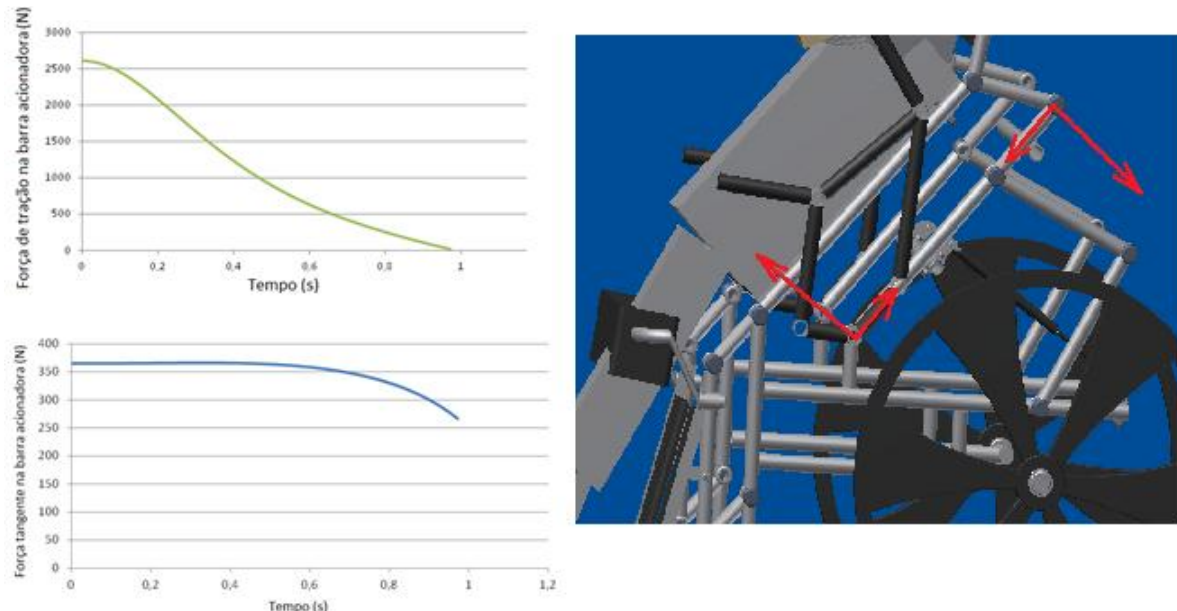


Figura 08: Força de tração e compressão na barra acionadora durante o movimento.

Portanto, nota-se que os esforços nas barras são mais críticos no momento do início do acionamento do mecanismo, sendo assim para este momento que as barras devem ser dimensionadas.

As respostas fornecidas pelo modelo matemático foram coerentes com as respostas obtidas do modelo do programa MSC ADAMS®.

A partir das solicitações para as barras obtidas por meio do modelo matemático, aplicou-se os conceitos de mecânica dos sólidos e definiu-se o diâmetro mínimo dos tubos componentes do mecanismo e da estrutura da cadeira para resistir os esforços.

A partir das dimensões calculadas, desenvolveu-se uma nova cadeira, tendo ainda como critérios a facilidade de fabricação e montagem. Com a nova cadeira, calculou-se o fio de solda mínimo para que a estrutura resistisse aos esforços, bem como outros parâmetros de montagem (Figura 10 a,b).

Verificou-se que a cadeira se encaixou dentro do peso desejado (aproximadamente 16 kg), bem como dentro da largura e comprimento. Através da adição de um apoio à frente da cadeira que se move durante o acionamento, verificou-se também estabilidade quando na posição “em pé”.



Figura 10: Cadeira de rodas desenvolvida.

As principais dimensões do mecanismo da cadeira são destacadas na figura 11.

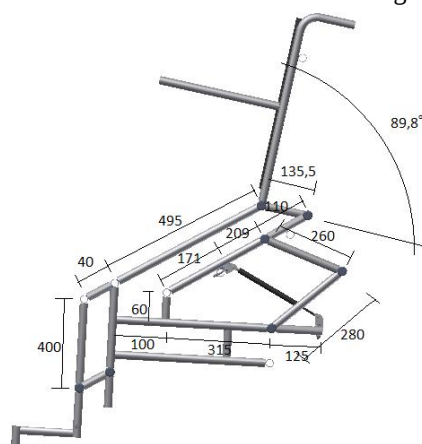


Figura 11: Dimensões do mecanismo, os valores estão em milímetros.

A dimensão do acionador levou em conta critérios ergonômicos. A partir do estudo de Morrow (2003), levantou-se os ângulos do braço e antebraço do cadeirante durante o movimento de propulsão, considerado confortável pelos cadeirantes. A partir da curva realizada pela mão do cadeirante definiu-se o formato adequado para que o mecanismo acionador estivesse sempre ao alcance confortável do ocupante (Figura 12 a - d).

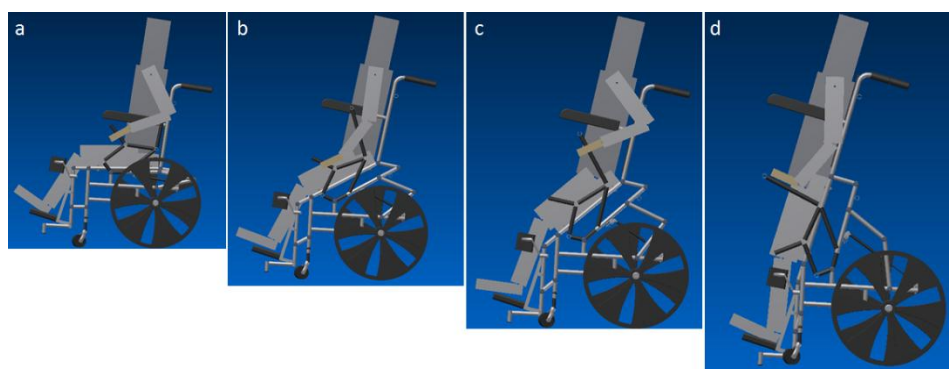


Figura 12 (a – d): Posição da cadeira e do acionador durante toda a elevação do mecanismo.

Definidas as dimensões da cadeira, os componentes adicionais necessários e os métodos de fabricação, estimou-se os custos da cadeira, chegando-se na tabela 01. Assumindo um lucro de 30% sobre o valor de custo, chega-se a um valor de venda de R\$ 2.600,00. Destaca-se que a análise não considera impostos ou descontos decorrentes da montagem em série.

Tabela 01: Custo estimado para a cadeira desenvolvida.

Peça	Quantidade	Unidade	Custo/unidade (R\$)	Total (R\$)
Assento	1	PC	66,6	66,6
Encosto	1	PC	74	74
Rodas Traseiras	2	PC	138,75	277,5
Casters	2	PC	111	222
Casa Caster	2	PC	88,8	177,6
Apoiadores de Joelho	2	Pç	74	148
Freios	2	PC	68,0245	136,049
Encosto Braços	2	PC	22,2	44,4
Encosto Pés	2	PC	74	148
Tubos 1"	15	Kg	1,85	27,75
Tubos 0,5"	1	kg	1,85	1,85
Mola a gás	2	pç	92,5	185
Cinto	1	pç	35,15	35,15
Freios	2	pç	90,65	181,3
Solda	84	pç	1,65	138,6
Corte	80	pç	0,9	72
Montagem	1,5	h	9	13,5
Total				1949,299

6. Conclusões

A solução desenvolvida encaixou-se dentro da maioria dos critérios desejados, sendo puramente mecânica, com menos de 20kg necessário em seu acionamento, com dimensões dentro das especificações quando na posição “sentado” e com uma redução significativa no custo (50%) quando comparada com as existentes no mercado.

Por outro lado, a cadeira não atingiu o preço de venda estipulado inicialmente, de R\$ 2.200,00, além de não ter se mostrado capaz de andar quando na posição vertical, objetivo descartado no decorrer do projeto.

Como próximos passos para o trabalho, recomenda-se a construção de um protótipo para validar as simulações numéricas computacionais, identificar possíveis dificuldades não previstas na fabricação e montagem, além de permitir um levantamento mais preciso do preço por meio do contato de fornecedores.

7. Referências

- ACE Controls Inc., Gas Springs & Hidraulic Dampers, Farmington Hills, Michigan, Dec. 2008.
- Adams, K. J.; Swank, A. M.; Barnard, K. L.; Berning, J. M.; Evane-Adams, P. G., 2000, "Safety of Maximal Power, Strength, and Endurance Testing in Older African American Women". *Journal of Strength and Conditioning Research*, 14(3), 254-260.
- Arva, J., Paleg, G., Lange, M., Lieberman, J. Schmeler, M. Diciano, B. Babinec, M., "RESNA Position on the Application of Wheelchair Standing Devices", *Rehabilitation Engineering and Assistive Technology Society of North America*, Mar. 2007.
- Churchward, R., 1985, "The development of a standing wheelchair", *Mechanical and Production Engineering Department, Royal Melbourne Institute of Technology; Applied Ergonomics*.
- Cooper, R. A., 1998 "Wheelchair selection and configuration", *Demos Medical Publishing*, Pittsburg, Estados Unidos.
- Eng, J. J., Levins, S. M., Townson, A. F., Mah-Jones, D., Bremmer, J., Huston, G., "Use of Prolonged Standing for Individuals with Spinal Cord Injuries", *Physical Therapy*, Volume 81, Number 8, 1392-1399, Ago.2001.
- IBGE, 2000, "Censo Demográfico 2000: características da população e dos domicílios - resultados do universo". Rio de Janeiro.
- Independent Living Centre; centro de apoio virtual de tecnologia assistiva; < <http://www.ilcnsw.asn.au/>>, acesso em 17 de Nov. 2010.
- Kaminski, Paulo C., 2000, "Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade", Ltc editora. São Paulo, 2000.
- Kaye, H.S.; Kang, T.; Laplante, M.P., 2000, "Mobility Device Use in the United States", *Disability Statistics Report 14*. Washington, DC: U.S. Department of Education, National Institute on Disability and Rehabilitation Research.
- Kaye, H.S., Kang, T., Laplante, M.P., 2002, "Wheelchair Use in United States", *Disability Statistics Center, Abstract 23*. San Francisco. University of California.
- Kreutz, D., 2000 "Standing Frames and Standing Wheelchairs: Implications for Standing", *Top Spinal Cord InjRehabil*2000; 5(4):24-28, Spring.
- Morrow, D. A.; Guo, L. Y., Zhao, K. D.; Su, F. C.; An, K. N., 2003, "A 2-D Model of wheelchair propulsion", *Orthopedic Biomechanics Laboratory, Mayo Clinic / Mayo Foundation, Rochester, USA. Disability and Rehabilitation*. 2003; Vol 25, NOS. 4-5, 192-196.
- Neri, M., 2003, "Retratos da deficiência no Brasil". Rio de Janeiro: FGV/IBRE, CPS.
- Norma Brasileira ABNT NBR 9050, 2004, "Acessibilidade a edificações, mobiliários, espaços e equipamentos urbanos", ICS 91.010.49. Associação Brasileira de Normas Técnicas.
- Santos, A., Santos, L.K.S., Ribas, V.G., 2005, "Acessibilidade de habitações de interesse social ao cadeirante: Um estudo de caso". Porto Alegre.

8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

PROJECT AND OTIMIZATION OF A WHEELCHAIR CAPABLE OF ELEVATING AND SUSTAINING THE OCCUPANT ON A STANDING POSITION

João Vitor Tomotani

t.jvitor@gmail.com

Rodrigo Pedro Cury

rodrigopedrocury@gmail.com

Abstract. The present work covers the development of a "wheelchair, capable of elevating and sustaining it's user on a standing position". Such a wheelchair aims to improve its occupant life quality, both physically and psychologically. This report contains the bibliographic study, both about wheelchairs and ergonomics, as well as the existent mechanisms. Finally, an elevation mechanism is proposed and a previous analysis of its ergonomic compatibility is conducted. Through this proposal, a wheelchair was developed and the solution was evaluated by means of mathematical models of the computer program MSC ADAMS® and numerical models. Through the simulation results, the proposed solution was improved, it's manufacturing and assembly were planned and the cost and mechanical properties were estimated.

Keywords. *Mechanical project, Wheelchair, Locomotion.*