

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de uma cadeira de rodas acoplada de um mecanismo que permita posicionar e sustentar o cadeirante em pé

João Vitor Tomotani
Rodrigo Pedro Cury

São Paulo
2011

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de uma cadeira de rodas acoplada de um mecanismo que permita posicionar e sustentar o cadeirante em pé

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

João Vitor Tomotani
Rodrigo Pedro Cury

Orientador: Prof. Dr. Edilson H. Tamai

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Cury, Rodrigo Pedro; Tomotani, João Vitor

Desenvolvimento de uma cadeira de rodas acoplada de um mecanismo que permita posicionar e sustentar o cadeirante em pé / J.V. Tomotani; R. P. Cury – São Paulo, 2011.

125 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Projeto mecânico (otimização) 2. Deficiente físico 3. Locomoção 4. Cadeira de rodas I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

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.

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.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVO.....	2
3. MOTIVAÇÃO.....	3
3.1. Benefícios à saúde	3
3.2. Contra-indicações	6
4. CRITÉRIOS DE SELEÇÃO DA CADEIRA.....	7
4.1. Critérios de Churchward	7
5. ERGONOMIA DA CADEIRA DE RODAS	9
5.1. Ergonomia.....	9
5.2. Critérios ergonômicos	9
6. ESPECIFICAÇÕES DA CADEIRA.....	12
6.1. Dimensões da cadeira	12
6.2. Componentes de uma cadeira de rodas padrão.....	15
6.3. Movimento <i>sit to standing</i>	16
6.4. Estado da arte.....	17
6.4.1. Cadeiras e tecnologias já existentes	17
6.4.2. Análise de patentes	20
6.5. Estudo do potencial preço de venda da cadeira.....	23
6.5.1. Hipóteses.....	23
6.5.2. Levantamento de dados	24
7. ESCOLHA DO MECANISMO	28
7.1. Matriz de decisão	28
7.2. Proposta de mecanismo	29
7.3. Força de acionamento do mecanismo.....	32
7.3.1. Mecanismos de auxílio	34
8. CONCEPÇÃO DA CADEIRA DE RODAS	37
8.1. Desenho da cadeira.....	37
8.2. Modelo em MSC ADAMS®	43
8.3. Cálculo da mola à gás	49
8.4. Cálculo do acionador	53
9. MODELAGEM MATEMÁTICA DA CADEIRA.....	59
9.1. Modelagem do movimento STS.....	59
9.2. Movimento da cadeira de rodas.....	60
9.3. Estabilidade de Cadeiras de Rodas.....	63
9.4. Modelo do movimento da cadeira.....	64

9.5.	Avaliação do centro de massa.....	68
9.6.	Modelo do quadrilátero articulado e cálculo das forças.....	71
9.6.1.	Análise da posição dos quadriláteros.....	71
9.6.2.	Análise Cinemática.....	74
9.6.3.	Equações dinâmicas	75
9.6.4.	Cálculo dos esforços	76
9.7.	Planilha de análise da cadeira em Excel	78
9.7.1.	Estabilidade da cadeira de rodas	80
9.7.2.	Simulação	81
10.	CÁLCULO ESTRUTURAL	86
10.1.	Barras do mecanismo.....	86
10.2.	Cálculo da estrutura	89
11.	FABRICAÇÃO E MONTAGEM	97
12.	LEVANTAMENTO DO CUSTO	111
12.1.	Fabricação e Montagem.....	112
12.1.1.	Solda	112
12.1.2.	Corte dos tubos e furação	115
12.1.3.	Montagem	115
12.2.	Resumo dos custos	116
13.	DISCUSSÃO E CONCLUSÕES.....	118
14.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	121

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).

2. OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver uma cadeira de rodas independente de componentes eletro-mecânicos e eletrônicos que seja capaz de posicionar e sustentar o seu ocupante “em pé”.

Atualmente, existem diversas cadeiras que são capazes de cumprir essa função, porém, estas costumam ser usadas como cadeiras secundárias para funções específicas por conta de seu peso e grandes dimensões.

Assim, o trabalho visará desenvolver uma cadeira leve, que respeite as dimensões padronizadas, de peças intercambiáveis com cadeiras de rodas convencionais, com mecanismos de atuação puramente mecânicos e preço acessível (igual ou pouco maior do que o preço de uma cadeira de rodas convencional).

Durante o desenvolvimento do trabalho, serão estudados os diferentes mecanismos, as normas de dimensão de cadeiras de rodas, ferramentas de modelagem e a ergonomia de seres humanos para garantir o conforto físico do ocupante da cadeira. Uma vez com tal conhecimento, será possível identificar uma solução com potencial para ser trabalhada e desenvolvida.

Após o primeiro estudo, serão realizados estudos detalhados da solução através de sua modelagem cinemática e dinâmica, buscando determinar sua estabilidade e o esforço necessário para acionar o mecanismo de elevação do ocupante e para manusear a cadeira.

Por fim, a solução escolhida será analisada para garantir que se mantenha dentro das normas estipuladas para cadeiras de rodas, seja estável e segura, além de garantir que seja possível de ser construída.

3. MOTIVAÇÃO

3.1. Benefícios à saúde

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 os cadeirantes que se posicionam em pé alegam benefícios fisiológicos e sensação de bem-estar (ENG, et al., 2001).

Dispositivos capazes de posicionar 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)

Dependendo da capacidade dos membros superiores do ocupante de uma cadeira de rodas, a possibilidade de se posicionar “em pé” aumenta o seu alcance funcional e a sua capacidade de realizar Atividades de Vida Diária, tanto dentro quanto fora de sua casa. Isso inclui o uso de eletrodomésticos, o acesso a cabides, o alcance a prateleiras, pias, botões e interruptores, dentre outros. A capacidade de se posicionar “em pé” por meio de sua própria cadeira ainda supre a necessidade do cadeirante de ser removido desta para determinadas atividades, preservando sua integridade física.

- Aumento da capacidade vital dos órgãos

Quando na posição “em pé”, a pélvis do cadeirante assume uma posição mais neutra, permitindo um melhor alinhamento da coluna e da parte superior do

tronco. Esse alinhamento reduz a pressão sobre os órgãos internos, melhorando a capacidade respiratória e gastro-intestinal e podendo prevenir complicações futuras.

- Redução de infecções do trato urinário

Infecções no trato urinário é a terceira maior complicação nas pessoas com lesões na coluna e uma complicação secundária frequente em usuários de cadeiras de rodas (MCKINLEY et al. 1999). Estudos apontam que a possibilidade de ficar na posição “em pé” reduz a incidência de infecções no trato urinário (DUNN et al. 1998), que podem levar a infecções nos rins.

- Manutenção da densidade mineral nos ossos e redução da espasticidade involuntária

Por conta da ausência prolongada de carregamentos gravitacionais ou mecânicos sobre a estrutura óssea dos cadeirantes, estes comumente apresentam uma rápida redução da densidade mineral nos ossos dos membros inferiores, o que pode resultar em problemas como a osteoporose. As cadeiras de rodas capazes de posicionar os cadeirantes na posição “em pé” promovem o ortostatismo dos ossos dos membros inferiores, podendo prevenir essa perda de densidade.

O ortostatismo sobre os membros inferiores pode ainda reduzir os efeitos da espasticidade - resistência ao alongamento muscular passivo devido à ativação exacerbada dos reflexos de estiramentos tônicos, que podem resultar em hiperreflexia, espasmos musculares involuntários e contratura muscular - uma complicação comum em pacientes que sofrem de lesão do neurônio motor superior (LEITE, et al. 2008).

- Melhoria na circulação

Posicionar o cadeirante “em pé” pode melhorar a circulação nas extremidades inferiores, reduzindo problemas como o inchaço de pernas e pés.

- Redução do tônus muscular

A possibilidade de se posicionar em pé fornece ao cadeirante uma combinação de carga sobre os membros inferiores que, em conjunto com o estiramento dos músculos, pode reduzir o tônus muscular (estado de tensão permanente do músculo estriado, mesmo quando em repouso, gerando uma resistência ao movimento passivo dos membros) que, em excesso, gera uma resistência excessiva ao movimento (hipertonía).

- Redução de feridas por pressão

Quando na posição “em pé”, toda a pressão é aliviada da tuberosidade isquial enquanto que, quando inclinado ou sentado, a redistribuição de pressão é apenas parcial. Úlceras decorrentes de pressão são umas das principais complicações em pessoas que sofreram de lesão na coluna, havendo estudos que apontam uma redução na incidência deste problema quando os cadeirantes são posicionados “em pé” (MCKINLEY et al. 1999).

- Redução de deformações no esqueleto

Estudos clínicos sugerem que a extensão do tronco e o correto alinhamento com o quadril, providenciados pelo ato de ficar na posição em pé, reduzem deformidades no esqueleto comuns em pessoas que ficam longos períodos de tempo sentados em cadeiras de rodas.

- Benefícios psicológicos

Pelas respostas aos questionários passados no Canadá, uma série de usuários de cadeiras de rodas reportou uma melhoria na sensação de bem-estar, o que é positivo tendo-se em conta que muitas pessoas com lesão na medula espinhal sofrem de depressão e apresentam uma qualidade de vida mais baixa (ENG et al. 2001). Tal alegação se dá pois, ao se posicionar em pé, o cadeirante é capaz de exercer diversas atividades antes impossíveis, pode conversar com pessoas à altura do olho e pode participar de diversos eventos sociais onde ficar em pé se faz necessário, como casamentos.

Por meio de um estudo realizado por Bolstelman e Albus a respeito da tecnologia atual no campo de tecnologia aplicada à acessibilidade, verificou-se a limitação ou ausência de desenvolvimento de cadeiras de rodas que permitam que seus ocupantes alcancem locais altos como prateleiras (BOLSTELMAN, ALBUS, 2006). Verifica-se ainda que muitas das soluções nesse campo são demasiadamente caras ou são dimensionalmente incompatíveis com a realidade de seus ocupantes.

Cadeira de rodas capazes de posicionar os cadeirantes “em pé” são usualmente utilizadas como cadeiras secundárias, apenas para uma utilidade específica, por conta de seu peso elevado que dificulta em sua propulsão – geralmente motorizada – e em seu transporte, sendo que o mesmo pode ser dito de suas dimensões (KREUTZ, 2000).

3.2. Contra-indicações

Ainda que diversos benefícios sejam sugeridos para o uso de cadeiras de rodas que posicionem o cadeirante em pé, também existe uma série de contra-indicações (ARVA, et al. 2007). Usualmente, os problemas possíveis são decorrentes de problemas previamente existentes, como osteoporose (que pode resultar em fratura no caso de aplicação de cargas nos membros inferiores), hipotensão arterial de natureza postural (que pode resultar em quedas) ou deformidades no esqueleto (que exigem uma cadeira adequada para a acomodação do usuário).

No caso de se optar por usar uma cadeira de rodas que possa posicionar o ocupante em pé, é importante consultar um médico que possa analisar a densidade mineral dos ossos e outros fatores físicos. Através desses exames, pode-se determinar a viabilidade da cadeira e quanto tempo o cadeirante poderá usá-la (COOPER, 1998; ARVA et al., 2007).

4. CRITÉRIOS DE SELEÇÃO DA CADEIRA

4.1. Critérios de Churchward

Um estudo conduzido em 1985 sobre o desenvolvimento de uma cadeira de rodas capaz de posicionar o cadeirante “em pé” contemplou, em seu projeto, os seguintes critérios sobre o que a cadeira deveria ser capaz de fazer (CHURCHWARD, 1985, p.1):

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 facilmente por conta própria;
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 fornece 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 estreitas.

A princípio, serão adotados critérios semelhantes, que serão verificados na matriz de decisão.

Serão ainda considerados os pontos problemáticos em cadeiras de rodas de propulsão manual apontados por usuários de cadeiras de rodas em uma pesquisa realizada em 2004 na cidade de Tayside, Escócia (PERKS et al. 1994), que destacaram o desconforto do assento e encosto, as dimensões inadequadas para as rodas dianteiras e traseiras, *pushrims* e encostos para as pernas, além do posicionamento das rodas de propulsão e dos apoios para os braços. Também serão fatores adicionais a serem considerados a padronização das peças adotadas na solução e o preço desta, que tentará ser o menor possível.

Para o dimensionamento da cadeira, referente ao décimo segundo item contemplado nos critérios de CHURCHWARD, utilizou-se a norma Norma Brasileira ABNT NBR 9050; Acessibilidade a edificações, mobiliários, espaços e equipamentos urbanos (2004).

5. ERGONOMIA DA CADEIRA DE RODAS

5.1. Ergonomia

Atualmente, a definição de ergonomia adotada pela *International Ergonomics Association* (IEA) fala que “a ergonomia (ou *human factors*) é a disciplina científica que visa a compreensão fundamental da interação entre os seres humanos e os outros componentes de um sistema, é a profissão que aplica princípios teóricos, dados e métodos com o objetivo de otimizar o bem-estar das pessoas e o desempenho global dos sistemas” (FALZON, 2004).

Tendo em vista tal definição, em conjunto com o conceito do produto “cadeira de rodas capaz de posicionar e sustentar o cadeirante na posição em pé”, é possível se definir alguns critérios ergonômicos a serem seguidos.

Segundo o estudo conduzido em 2000 pelo “*National Institute of Disability and Rehabilitation Research*” (KAYE, 2000), a grande maioria dos cadeirantes norte-americanos (1,5 milhão) depende de cadeiras de rodas movidas a tração humana, precisando utilizar seus membros superiores para todo tipo de atividade física - como a propulsão de sua cadeira - ainda que tais membros não sejam adequados para atividades que exijam constante solicitação de cargas pesadas (FINLEY, 2007). Por conta de tais esforços inapropriados, comumente cadeirantes apresentam históricos de dores nas mãos, cotovelos e, principalmente (até 75%) nos ombros (KURTIS, 1999).

Muito embora dores no ombro possam afetar pouco a autonomia do cadeirante no início, esta pode resultar futuramente em outros tipos de problemas como a rápida fadiga, a perda de resistência, velocidade ou agilidade na movimentação, podendo resultar na eliminação de determinadas atividades da rotina do deficiente físico caso estas estejam associadas a algum tipo de dor física (KURTIS, 1995 e 1999).

5.2. Critérios ergonômicos

No desenvolvimento de um produto, estabelecem-se determinados critérios ergonômicos para se garantir que este esteja em consonância com a definição de ergonomia. Tais critérios são (DEJEAN e NAËL, 2004):

- Segurança: Critério de prioridade sobre os outros. Diz respeito tanto ao usuário quanto aos atores ativos e passivos na utilização do produto (o que inclui fabricantes, distribuidores, profissionais encarregados da assistência técnica e descarte do produto, além de atores situados no ambiente de uso do produto);
- Eficácia: Critério que diz respeito à adaptação da função do produto ao objetivo desejado;
- Utilidade: Capacidade do produto de responder às necessidades do cliente, para garantir que será utilizado;
- Tolerância aos erros: Capacidade do produto de se adaptar aos diferentes usuários, que o utilizarão nas mais variadas formas. Deve ser tomado com extremo cuidado, principalmente em casos que envolvem a segurança;
- Primeiro contato: Diz respeito ao primeiro contato que os potenciais clientes têm com o produto. No caso de novos produtos, apenas um ou dois fracassos podem ser suficientes para dissuadir um cliente de utilizar uma determinada função ou produto, resultando em descarte ou subutilização;
- Conforto: Critério difícil de ser mensurado, e não necessariamente ligado à segurança e eficácia. Deve ainda se tomar cuidado para distinguir conforto aparente de conforto real (no caso de uma cama, por exemplo, o conforto aparente seria o bem-estar físico que se sente imediatamente ao se deitar nela. Porém, caso essa cama gere problemas na coluna, o conforto real é muito diferente);
- Prazer: Critério de aceitabilidade recentemente introduzido, abrange diversas dimensões como: fisiológica, sociológica, psicológica e ideológica. Subjetivo e de difícil definição uma vez que, ao mesmo tempo em que a facilidade pode representar um prazer, superar um desafio complicado também o pode;
- No caso de um produto que atua como um meio de transporte, como uma cadeira de rodas, critérios específicos podem ser contemplados. Esses critérios podem ser destacados como três (VALOT, 2004):
- Rapidez: Deslocar-se mais rapidamente permite uma antecipação de eventos, facilitando o planejamento de atividades;
- Duração: A dificuldade em se manusear um produto e a necessidade de uma fonte externa de energia afetam diretamente o período com o qual se pode

utilizar esse meio de transporte. Esse fator permite definir os produtos em “mais” ou “menos” econômicos;

- Efetivos: Trata do conforto no deslocamento, no que diz respeito ao conforto do assento, ruído, vibrações, iluminação, dentre outros.

Todos os critérios ergonômicos e o peso de suas importâncias devem ser levados em conta na concepção de uma matriz de decisão para o produto.

6. ESPECIFICAÇÕES DA CADEIRA

6.1. Dimensões da cadeira

O dimensionamento de corredores, portas, curvas, mesas, áreas de manobra, dentre outros, levam em consideração normas padrão de dimensões para cadeiras de rodas a fim de garantir sua acessibilidade. Por conta de tais fatores, um dos critérios escolhidos como limitadores na concepção de uma cadeira de rodas dotada de um mecanismo que possibilite posicionar o seu ocupante na posição “em pé” foi a adequação desta às dimensões padronizadas quando na posição “sentada”.

As dimensões referenciais para cadeiras de rodas 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. O peso deve ser mantido, na medida do possível, dentro dessa faixa, a fim de garantir o conforto de seu ocupante durante a propulsão da cadeira.

As dimensões de uma cadeira, seja ela de propulsão manual ou motorizada, seguem as apresentadas na Figura 1.

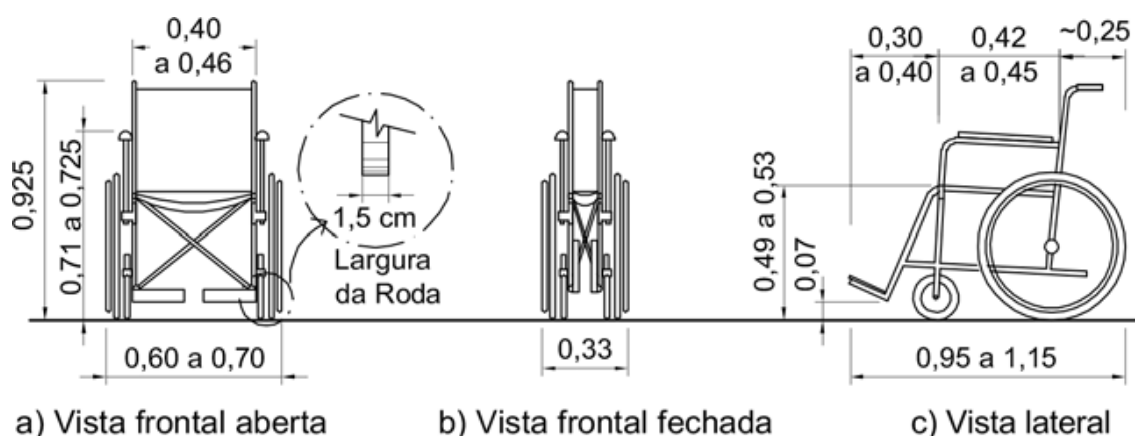
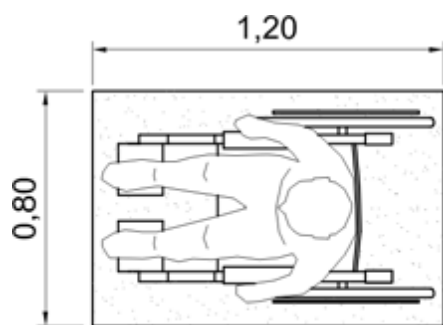


Figura 1: Dimensões referenciais para uma cadeira de rodas. (Norma NBR 9050, 2004).

Considera-se 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, conforme a Figura 2.



Módulo de referência (M.R.)

Figura 2: Módulo de referência para uma cadeira de rodas ocupada por uma pessoa. (Norma NBR 9050, 2004).

Quando a cadeira de rodas se encontrar em sua posição “em pé”, considerar-se-á somente condições de conforto para o cadeirante, uma vez que não existem dimensões referenciais.

Tanto no caso do acionamento do mecanismo de propulsão da cadeira quanto no caso do acionamento do mecanismo de “mudança de posição” desta, serão consideradas as dimensões referenciais para o alcance manual e para a aplicação de forças mostrada nas Figura 3 a Figura 7. Assim, o acionamento de ambos os mecanismos deve ser confortável tanto para o cadeirante quanto para uma pessoa que o acompanhe e auxilie.

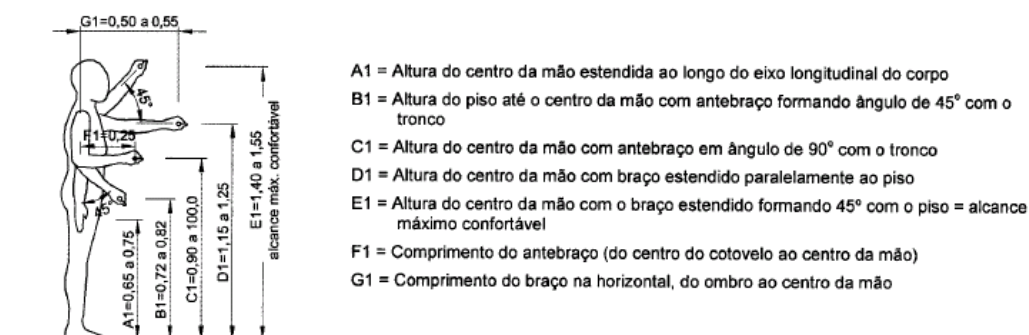


Figura 3: Alcance manual frontal para uma pessoa em pé. (Norma NBR 9050, 2004).

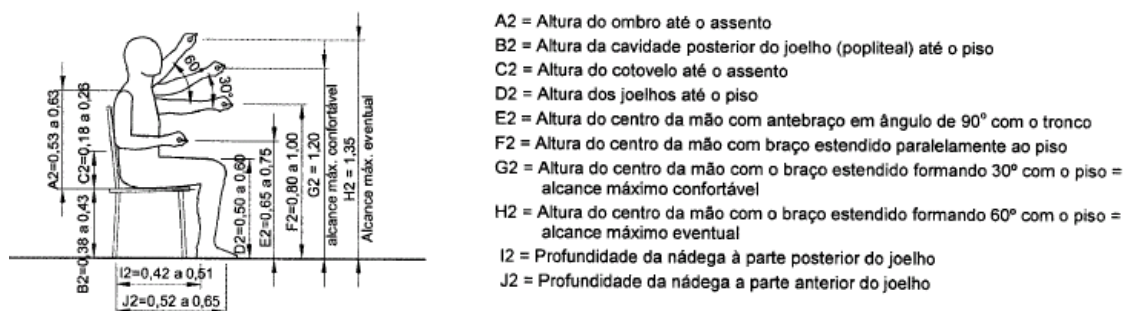


Figura 4: Alcance manual frontal para uma pessoa sentada. (Norma NBR 9050, 2004).

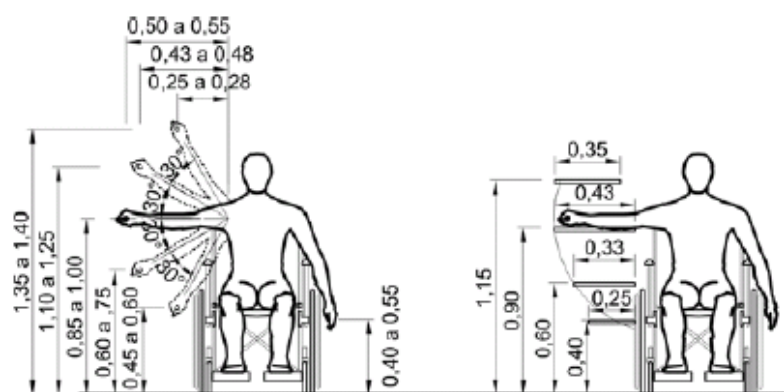


Figura 5: Alcance manual lateral para uma pessoa sentada. (Norma NBR 9050, 2004).

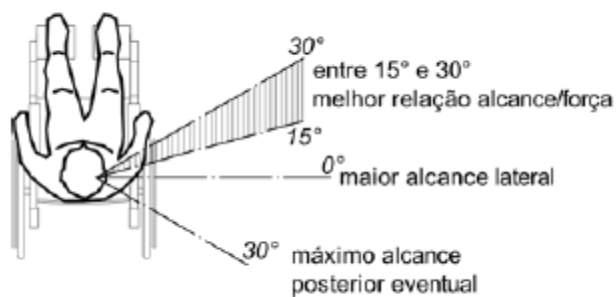


Figura 6: Ângulos para aplicação de força de tração e compressão, plano horizontal. (Norma NBR 9050, 2004).

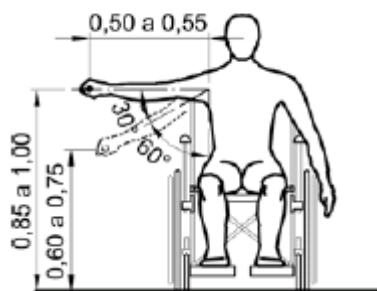


Figura 7: Ângulos para aplicação de força de tração e compressão, vista lateral. (Norma NBR 9050, 2004).

6.2. Componentes de uma cadeira de rodas padrão

Com o intuito de observar as principais características de utilização de uma cadeira de rodas, é necessário identificar suas principais peças e suas funções, para que o projeto final da cadeira siga o mais próximo possível dentro das funções de uma cadeira de rodas padrão.

Os principais componentes de uma cadeira de rodas padrão são:

- **Alça:** Localizada atrás do encosto da cadeira, com a função de permitir que a cadeira seja movida por terceiros.
- **Apoio das pernas:** Suportam o peso das pernas dos cadeirantes. Devem ser móveis para liberar o espaço durante transferências.
- **Apoio dos braços:** Suportam o peso dos braços do cadeirante, aliviando os ombros. Devem ser móveis para facilitar a entrada e saída do usuário da cadeira.
- **Capa do caster:** Capa removível que permite que o rolamento do caster seja lubrificado.
- **Casa do caster:** Parte da estrutura principal da cadeira, onde o garfo do caster é encaixado. Dentro da casa, há rolamentos para permitir a rotação livre do caster.
- **Caster:** Rodas dianteiras da cadeira, que podem girar 360° em torno de si.
- **Eixo traseiro:** Encaixado no cubo das rodas, ele se mantém fixo permitindo que as rodas tenham rotações diferentes. Deve permitir fácil encaixe e desencaixe das rodas.
- **Encosto:** Parta da cadeira que suporta as costas do usuário.
- **Freios:** Permitem travar as rodas da cadeira. No presente projeto, serão importantes para impedir o movimento da cadeira durante o acionamento do mecanismo.
- **Placa do eixo:** Peça responsável por ligar a roda à estrutura. Deve permitir o ajuste da posição do eixo em relação a estrutura, de modo a aumentar ou diminuir a distância ente eixos.
- **Pneus:** Geralmente são de três tipos, pneumáticos, semi-pneumáticos ou de borracha, sendo os últimos mais duráveis e livres de manutenção.
- **Push rim:** É o anel preso à roda, por onde o usuário pode aplicar a força para a propulsão da cadeira. Geralmente feito de alumínio.

- Quadro: Forma a principal parte da estrutura. Geralmente consiste em uma estrutura tubular rígida de um material como alumínio.
- Tesouras: Fazem parte da estrutura principal da cadeira, onde se encaixam os quadros da cadeira, permitindo que esta se dobre.

6.3. Movimento *sit to standing*

Churchward (1985) apresentou o desenvolvimento de uma cadeira de rodas com posições intercambiáveis e móveis. Segundo seu estudo, os movimentos adequados a serem realizados pelo cadeirante para a transição STS (sigla em inglês para *Sit to Standing*) são:

1. Posicionar os pés na frente do assento, inclinar as costas para frente e alongar os joelhos e quadris;
2. Posicionar os pés na frente do assento e depois esticar os joelhos e quadris ao inclinar a parte traseira do assento para cima, tentando deixar as costas próximas da posição vertical;
3. Posicionar os pés abaixo do assento e levantar as costas próximas da posição vertical. Nesse caso, o assento se moveria para trás ao alongar as pernas.

No projeto de Churchward, o movimento 3 permitiu que a cadeira tivesse a distribuição de peso e estabilidade desejada, além de definir também que o mecanismo do movimento fosse formado por dois mecanismos em conjunto, um para movimentar os pés e outro para movimentar o quadro superior.

Os três movimentos foram analisados posteriormente no estudo de JANSSEN (2002), onde foram estudados vários aspectos do movimento STS, incluindo a posição dos pés, velocidade, posição e movimento do tronco e posição dos joelhos.

Quanto à posição dos pés no início do movimento para se levantar de uma cadeira, verificou-se que com os pés na posição posterior da cadeira, a flexão do quadril e velocidade de flexão do quadril diminuem, além do posicionamento dos pés na parte posterior da cadeira permitir um menor momento máximo no quadril (148 Nm contra 32 Nm),

Quanto à posição e movimento do tronco, verificou-se que mudar a posição inicial do tronco não altera o momento máximo exigido para se levantar, além de aumentar a duração do momento máximo utilizado para se movimentar e inclinar o corpo para frente. Também destacou-se que ao inclinar o corpo para frente, o centro de gravidade do corpo vai para a parte posterior da cadeira, comprometendo a estabilidade.

A partir dessas observações, concluiu-se que o melhor movimento para a cadeira é o segundo, no qual as costas permanecem eretas durante o movimento, com os pés fixos na parte posterior da cadeira.

6.4. Estado da arte

6.4.1. Cadeiras e tecnologias já existentes

Cadeiras capazes de posicionar e sustentar seus ocupantes na posição “em pé” existem desde 1950, mas é só atualmente, com o crescente desejo de cadeirantes de se integrar mais à sociedade, realizando atividades antes impossíveis, que estas passaram a se popularizar (COOPER, 1998).

Bastante pesadas no começo, tais cadeiras tiveram seu peso reduzido a valores entre 13,6 a 27,3 quilos (no caso de cadeiras de acionamento manual) ao longo dos anos. Tal peso é próximo do limite máximo recomendado para o conforto na propulsão, mas ainda é muito acima do de cadeiras convencionais.

Atualmente, a maioria das cadeiras busca evitar que seu ocupante se movimente quando na posição “em pé”, por conta da instabilidade decorrente dessa configuração (KUBERACKI et al., 2010). O modelo “*Tetrapodium PW*” (Figura 8), desenvolvido por Kuberacki et al., através de um deslocamento de seu ocupante com acurácia de 30mm, acerta o centro de gravidade para aumentar o equilíbrio.

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 9) para auxiliar na elevação. Outros tipos de mecanismos incluem cames, que permitem a aplicação mais eficiente de força do cadeirante, “aumentando a alavanca” quando

necessário, e mecanismos de fuso que, apesar de mais pesados, necessitam de menor força para operar e permitem adotar qualquer posição entre a elevada e a sentada (não apenas as extremas) (COOPER, 1998).



Figura 8: “Tetrapodium PW” (KUBERACKI et al., 2010).

Quando na posição “em pé”, é necessário que se mantenha os joelhos do cadeirante fixos na cadeira, de modo a permitir uma distribuição adequada do peso ao longo dos ossos e dos apoios. Os “seguradores de joelho” (Figura 10) devem ser alinhados de forma precisa para evitar sobrecargas que podem levar a fraturas ou outras complicações. Um método alternativo deve ser considerado no caso de cadeirantes com os membros inferiores de má-formação ou amputados. Suportes adicionais como cintas também são encontrados em alguns modelos.

Por se tratar de um posicionamento pouco usual, o cadeirante está sujeito a diversos problemas no tronco e nos membros inferiores no caso de uma seleção incorreta de assentos, apoios ou descanso de pernas. Uma seleção ruim pode acarretar em uma postura instável ou em forças de cisalhamento entre as costas do usuário e do apoio para as costas (que pode resultar em úlceras).

Atualmente, a maior parte das “cadeiras de elevação” aparenta possuir parâmetros semelhantes aos de cadeiras convencionais no que diz respeito à seleção de tais peças.



Figura 9: Exemplo de cadeira existente no mercado, com mecanismo de levantamento hidráulico e operado manualmente (Independent Living Centre, 2010).



Figura 10: “Segurador de joelhos” oferecido pela “BioDynamics” (BioDynamics, 2010).

Segundo Cooper (1998), o preço de cadeiras manuais equipadas com os mecanismos de elevação varia de U\$ 4.000 a U\$ 6.000, enquanto as cadeiras motorizadas custam de U\$ 7.000 a U\$ 14.000. Cooper ainda destaca que, apesar dos preços elevados, um maior acesso à educação e ao mercado de trabalho foi responsável pelo aumento da capacidade aquisitiva dos membros da sociedade dependentes de cadeiras de rodas, de modo que a compra destas soluções se tornou mais acessível.

Ainda que tal afirmação possa ser verdade no caso de países como os EUA, essa não é uma realidade que se reflete no Brasil, havendo a necessidade de soluções mais acessíveis.

6.4.2. Análise de patentes

Para se fazer um estudo preliminar de mecanismos possíveis de serem adotados para o posicionamento do cadeirante em pé, um levantamento e estudo de patentes foi realizado.

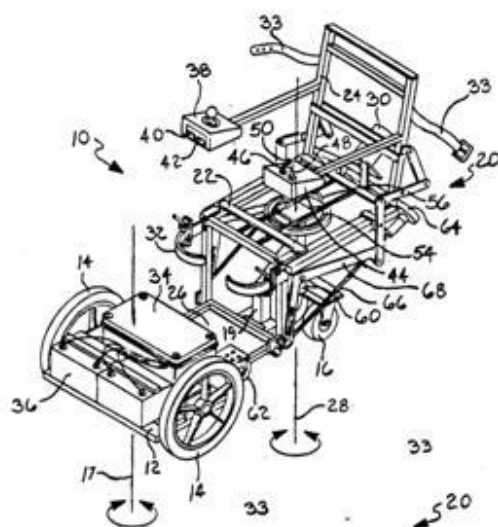


Figura 11: “Stand-up wheelchair” (MANKOWSKI 1992).

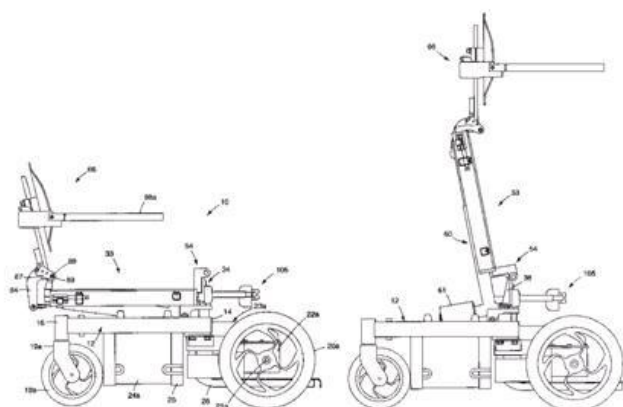


Figura 12: “Motorized Standing Wheelchair” (JOHNSON et al., 2001).

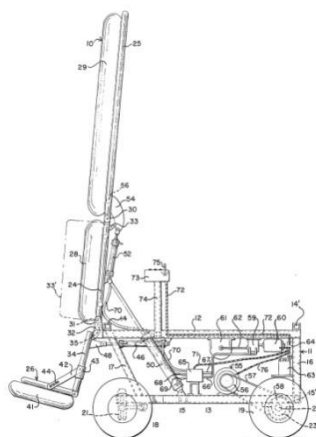


Figura 13: “Mechanized Wheelchair” (MASHUDA, 1976).

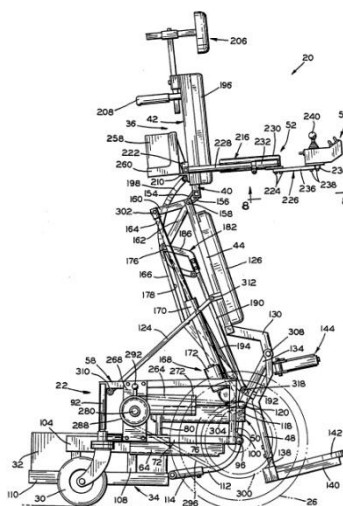


Figura 14: “Power Stand-Up and Reclining Wheelchair” (PERRY, 1994).

As cadeiras representadas nas Figura 11 a Figura 14 apresentam princípios de funcionamento semelhante, mecanismos articulados, sendo todas motorizadas e não respeitando as dimensões adotadas na Norma NBR 9050 (2004), também não adotando rodas padronizadas.

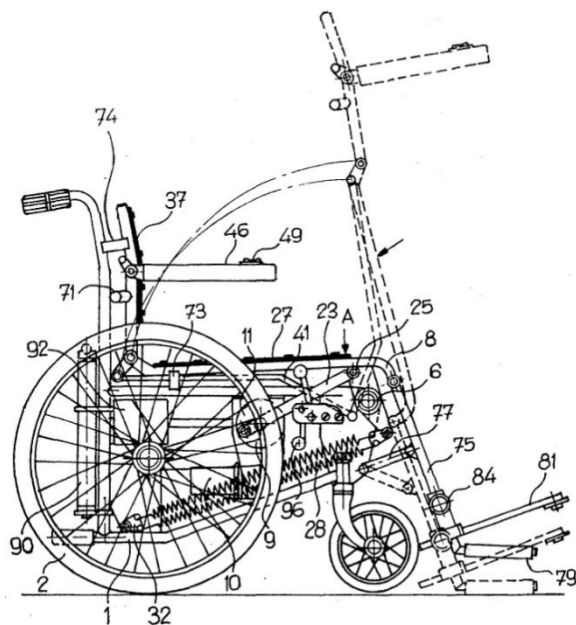


Figura 15: "Erecting Seat Structure" (DEUCHER, 1978).

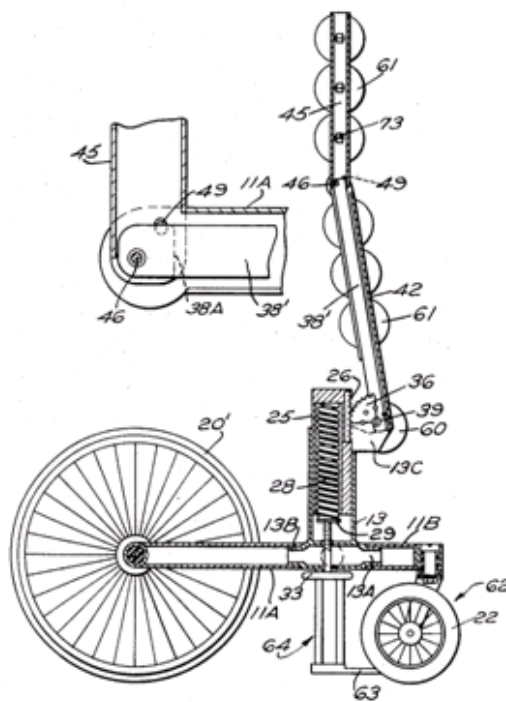


Figura 16: "Standing Wheelchair" (BRASSLER 1971).

As cadeiras da Figura 15 e Figura 16 apresentam um mecanismo de mudança de posição acionado por mola. Tal mecanismo deve ser muito bem dimensionado para impedir um movimento irregular e com trancos, devendo ainda ser considerada a dificuldade em recolocá-la na posição "sentado". Nenhuma das

duas sugestões sugere um mecanismo para manter o usuário em segurança na posição “em pé”.

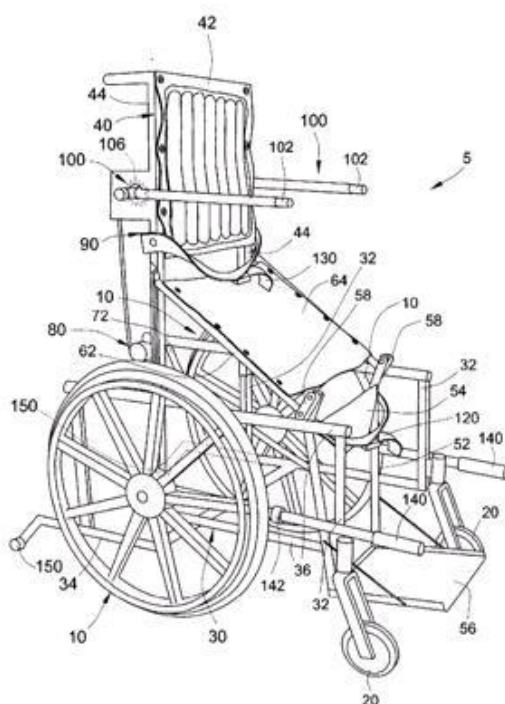


Figura 17: “Manually Operable Standing Wheelchair” (KUIKEN, 2004).

A solução apresentada na Figura 17 apresenta um acionamento por alavanca e se aproxima de uma cadeira de rodas convencional, de modo que as peças podem ser dimensionadas de forma tal a serem intercambiáveis. A solução aparenta possuir as dimensões adequadas e é totalmente mecânica. A cadeira não pode ser movimentada quando na posição vertical, não aparenta ter um mecanismo de segurança para o cadeirante e a força necessária para acionar o mecanismo de mudança de posição deve ser considerada.

6.5. Estudo do potencial preço de venda da cadeira.

6.5.1. Hipóteses

Com o intuito de se estabelecer um objetivo de preço de venda da cadeira, foi feito um breve estudo sobre a distribuição de deficientes no Brasil sob os aspectos de tipo de deficiência, idade e renda mensal.

A primeira hipótese que se deve assumir é que o produto final será destinado a pessoas que tenham força suficiente nos braços para levantar a cadeira apenas com o auxílio de uma mola a gás.

Para tanto será então considerado que o público alvo do produto são pessoas entre 20 e 50 anos de idade, que tenham como doença a paraplegia, eliminando, portanto a hemiplegia, tetraplegia e falta de membros.

6.5.2. Levantamento de dados

Segundo o estudo realizado pela FEBRABAN (2006), de acordo com levantamentos do IBGE (2000), há um total de 24,6 milhões de pessoas portadoras de deficiência física no Brasil, com a distribuição demonstrada na Figura 18.

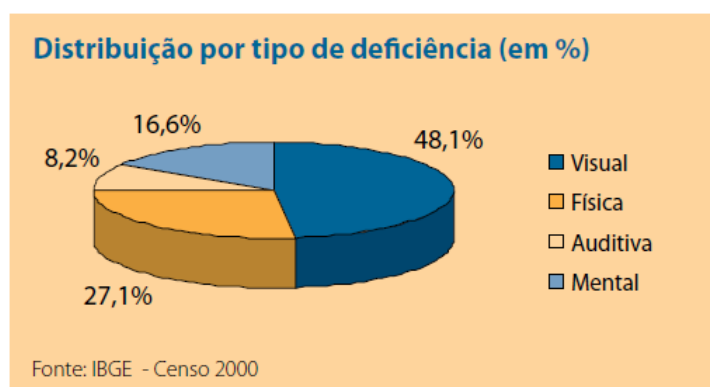


Figura 18 -Distribuição de deficientes no Brasil (FEBRABAN, 2006)

Portanto existe um total de 6,7 milhões de pessoas portadoras de deficiências físicas no Brasil. Agora segundo a Figura 19, há uma porcentagem de 40% de pessoas deficientes entre 20– 50 anos, faixa etária considerada, meramente como estimativa, de pessoas que possuem força suficiente nos braços para acionar a cadeira. Segundo dados do Censo de 1991, esta relação era aproximadamente a mesma (41%), ainda segundo o Censo de 1991 (Figura 20), a relação de pessoas com deficiência física entre 20 e 50 anos também era de 40%. Portanto admite-se que das pessoas com deficiência física 40% tenham entre 20 e 50 anos, com um total de 2,7 milhões de pessoas no Brasil.

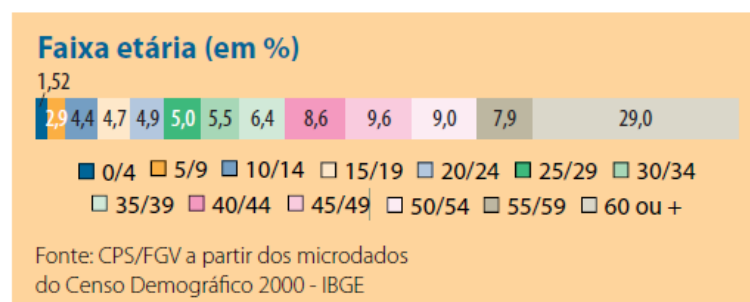


Figura 19 - Distribuição de deficientes por faixa etária (FEBRABAN, 2006)

**Distribuição dos Tipos de Deficiência por Sexo,
Segundo as Faixas Etárias
Brasil, 1991**

Faixas Etárias	Tipos de Deficiência									
	Cegueira		Surdez		Hemiplegia		Paraplegia		Tetraplegia	
	H	M	H	M	H	M	H	M	H	M
0 < 1	568	432	132	95	87	40	165	133	64	57
1 - 4	2 066	1 865	2 769	2 395	1 342	921	2 632	2 147	1 166	999
5 - 9	2 606	2 263	7 231	6 440	2 738	1 833	4 103	3 515	2 437	2 266
10 - 19	6 171	4 344	16 192	13 793	12 093	7 500	18 058	11 916	5 737	3 628
20 - 29	7 313	4 969	11 523	9 485	14 231	8 419	19 888	12 765	3 534	2 618
30 - 39	7 418	4 941	8 499	7 669	15 138	8 374	16 705	10 060	2 300	2 091
40 - 49	8 256	5 444	8 599	7 468	17 068	9 810	13 538	7 292	1 660	1 605
50 - 64	14 739	12 786	12 719	12 554	34 629	18 944	18 240	12 340	2 914	2 492
65 e +	26 943	32 731	23 000	23 018	30 732	24 666	20 510	27 615	4 891	6 529
Total	76 079	69 775	90 663	82 918	128 059	80 507	113 838	87 783	24 703	22 286

Faixas Etárias	Tipos de Deficiência								Total Geral
	Falta de Membros		Deficiência Mental		Mais de Uma Deficiência		Total		
	H	M	H	M	H	M	H	M	
0 < 1	199	196	588	488	130	166	1 933	1 607	3 540
1 - 4	1 379	899	7 606	6 212	2 044	1 325	21 003	16 763	37 766
5 - 9	1 968	1 266	26 707	18 275	3 872	3 198	51 662	39 056	90 718
10 - 19	7 254	2 940	90 172	60 760	10 158	7 433	165 834	112 314	278 148
20 - 29	14 475	3 743	87 501	58 499	7 824	5 649	166 288	106 148	272 436
30 - 39	18 697	4 097	66 056	45 555	5 808	4 274	140 620	87 061	227 681
40 - 49	19 765	4 183	43 376	33 564	4 132	3 385	116 393	72 752	189 145
50 - 64	27 578	7 772	37 555	34 920	6 411	4 444	154 784	106 252	261 036
65 e +	19 630	9 137	17 744	23 333	7 634	9 198	151 085	156 228	307 313
Total	110 944	34 234	377 305	281 607	48 011	39 071	969 603	698 180	1 667 783

Fonte: IBGE, Censo Demográfico de 1991, consolidado.

Elaboração: IPEA (DISOC - DIRAF/CGMGI/NUSAS).

Figura 20 - Distribuição de deficiências por idade e sexo (IBGE, 1991)

Da Figura 20, pode-se observar também que a relação de pessoas que sofrem de paraplegia em relação ao total de deficientes físicos é em torno de

33%, assumindo então que existam 0,88 milhões de pessoas entre 20 e 50 anos que sofram de paraplegia no Brasil. Quanto à renda, a distribuição é dada pela Figura 21.

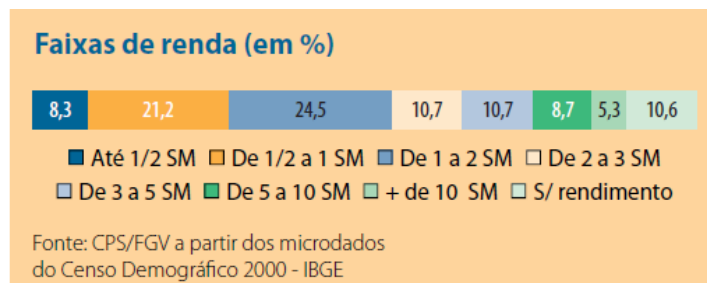


Figura 21 - Distribuição da faixa de renda de deficientes no Brasil (FEBRABAN, 2006)

Assumindo esta distribuição isoladamente para o total calculado anteriormente, de pessoas entre 20 e 50 anos que sofrem de paraplegia, resulta na Tabela 1:

Tabela 1- Estimativa da renda absoluta de deficientes paraplégicos

Renda	%	Milhões de pessoas	Milhões de R\$
até 1/2 salário	8,3	0,073	19,90
de 1/2 a 1 salário	21,2	0,187	101,67
de 1 a 2 salário	24,5	0,216	235,00
de 2 a 3 salários	10,7	0,094	153,95
de 3 a 5 salários	10,7	0,094	256,58
de 5 a 10 salários	8,7	0,077	417,25
>10	5,3	0,047	381,28

Da Tabela 1, pode-se estimar que o salário médio para um membro deste grupo é de R\$ 1779,00 e o salário médio para o grupo de pessoas que ganham acima de 3 salários mínimos é de R\$ 4854,00.

Considerando que as cadeiras de rodas deste tipo custem em torno de R\$ 6000,00 e que a essa faixa de preço o público alvo atual deste produto são pessoas que ganham mais de três salários mínimos, pode-se notar que a cadeira poderia ser vendida com parcelas de 6x, fazendo com que eles gastassem 20% de seu salário por parcela. Assumindo a mesma relação para o todo o grupo, a cadeira poderia ser vendida a um preço de R\$ 2160,00 para que seja acessível

para todo o grupo de pessoas com paraplegia. Sendo este um valor de referência para futuras decisões do projeto.

7. ESCOLHA DO MECANISMO

7.1. Matriz de decisão

O levantamento da solução a ser tratada pelo trabalho de conclusão de curso será feito através do procedimento sugerido por Kaminski (2000) no qual uma sessão de brainstorms irá propor diversos produtos, que serão futuramente testados em uma matriz de decisão para a escolha do mais interessante.

Uma matriz de decisão, para uma noção básica das necessidades da solução final, foi desenvolvida com base no levantamento bibliográfico. Seus termos podem ser vistos na Tabela 2.

Tabela 2: Matriz de decisão.

Critério	Descrição	Peso na matriz
Segurança	Segurança oferecida pelo mecanismo, tanto de mudança de forma quanto de locomoção quando na posição "em pé".	4
Funcionalidade	Eficiência, confiabilidade e funcionalidade do mecanismo de mudança de posição. Considera funcionalidade para todos os tipos de deficientes (pernas amputadas, má-formação, etc).	4
Preço	Preço estimado da cadeira, quando completa. Considera facilidade e viabilidade de fabricação e montagem.	3
Manobrabilidade e portabilidade	Facilidade em se conduzir o mecanismo, em qualquer terreno e inclinação. Considera dimensões.	3
Praticidade do mecanismo	Facilidade em se acionar o mecanismo de mudança de forma.	3
Conforto	Conforto do usuário, quando em ambas as posições e ao longo do movimento de elevação.	3
Resistência	Resistência da cadeira e todas as suas partes.	2
Manutenção	Necessidade e facilidade de manutenção da cadeira e de seus mecanismos.	2
Intercambialidade	Possibilidade de se ter peças padronizadas, iguais as utilizadas em cadeiras "convencionais".	2
Rapidez	Velocidade, tanto de deslocamento quanto de mudança de posição.	1
Estética	Beleza estética da solução final.	0*

* o critério "Estética" é apenas um critério de desempate, considerando que todas as soluções de mecanismo propostas se mostraram esteticamente aceitáveis a ponto de não haver rejeição dos usuários.

7.2. Proposta de mecanismo

Para realizar a mudança de posição “sentado para erguido” da cadeira, foram propostos três diferentes conceitos de mecanismos capazes de gerar o movimento de elevação desejado, a partir do acionamento manual.

- Mecanismo de elevação por tesoura (Figura 22 a);
- Mecanismo de elevação barras articuladas (Figura 22 b);
- Mecanismo de elevação por parafuso sem-fim acoplado ao assento da cadeira (Figura 22 c e d).

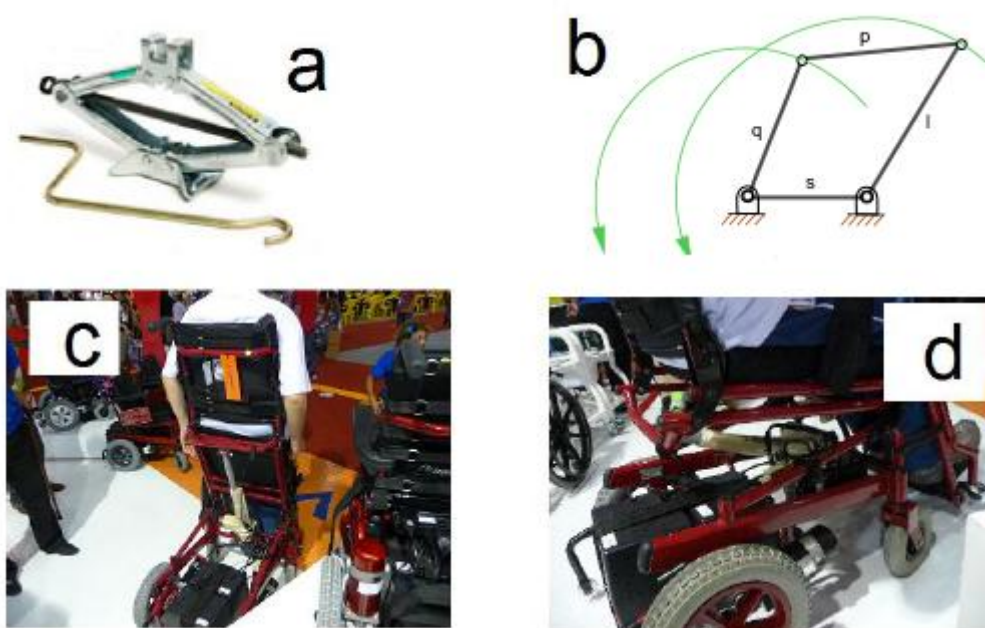


Figura 22: a) Mecanismo manual de elevação por tesoura (DIAZ et al. 2007), b) Mecanismo simples de quatro barras articuladas (adaptado de ENCYDIA, 2011), c) Standing Wheelchair da marca Cavenaghi exposta durante a REATECH 2011, d) mesma cadeira, na posição “sentada”.

A solução de barras articuladas é utilizada em alguns modelos existentes no mercado e figura em algumas patentes, porém, um correto dimensionamento é necessário para garantir seu funcionamento, estipular suas dimensões e verificar se a máxima força de acionamento é aceitável. Para a análise dinâmica e cinemática do mecanismo, optou-se por utilizar a bibliografia de COELHO (2008).

Após uma primeira iteração pela matriz de decisão (Tabela 3), optou-se pela solução “2”, de mecanismo de elevação por barras.

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.

Tabela 3: Resultado das soluções na matriz.

Critério	Peso na matriz	Nota das soluções		
		Solução 1	Solução 2	Solução 3
Segurança	4	3	4	4
Funcionalidade	4	3	4	3
Preço	3	4	5	3
Manobrabilidade e portabilidade	3	2	4	4
Praticidade do mecanismo	3	4	4	2
Conforto	3	4	1	4
Resistência	2	4	3	3
Manutenção	2	3	4	3
Intercambialidade	2	5	5	5
Rapidez	1	2	5	2
Estética	0	3	5	4
		3,41	3,81	3,37

Um desenho da cadeira de rodas nas posições “sentada” e “erguida” foi realizado por meio do programa de computador “Autodesk Inventor” na tentativa de verificar a viabilidade do mecanismo.

As dimensões da cadeira foram obtidas tanto da Norma Brasileira NBR9050 (2004) quanto do estudo conduzido por Jän Petzall (1996).

No projeto do mecanismo, considerou-se que o assento e as costas seriam erguidos por meio do mecanismo de barras, enquanto que o apoio para as pés ficaria fixo ou se moveria sutilmente. Uma estrutura fixa onde estariam fixas as rodas seria o pivô das barras articuladas (Figura 23 a e b).

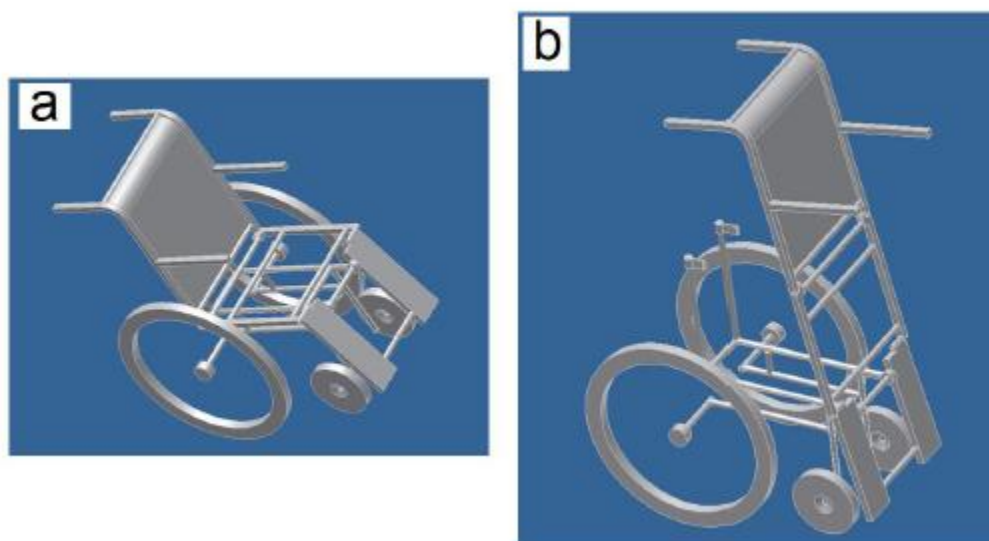
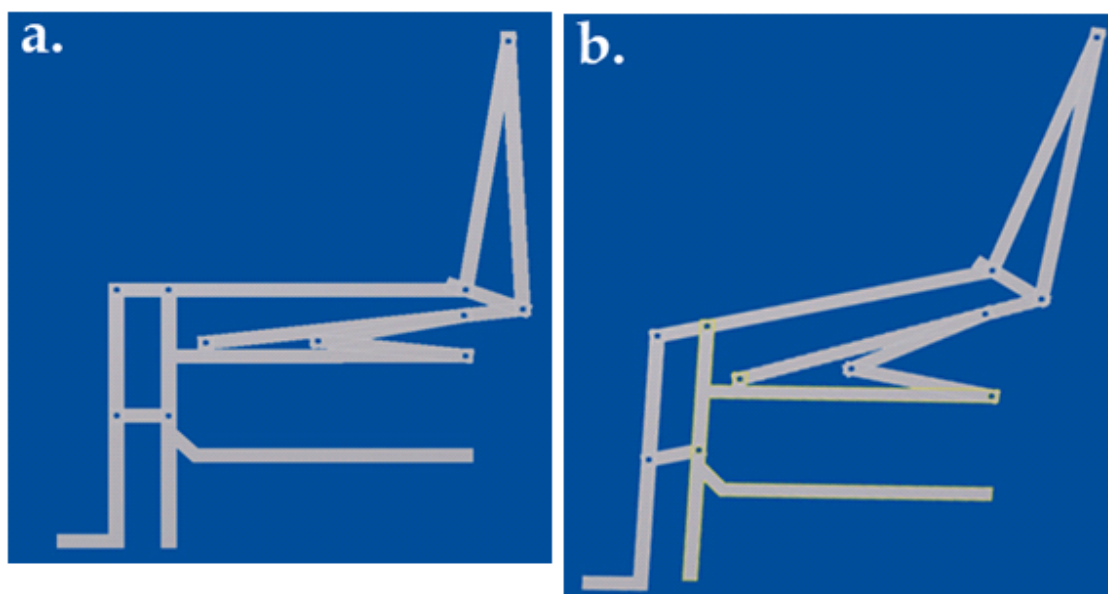


Figura 23: a) cadeira na posição “sentada”, b) cadeira na posição “em pé”.

Nessa conformação, a estrutura da base da cadeira, onde estão as rodas, se manteria fixa e se acoplaria a algumas barras do mecanismo, havendo movimento relativo das outras partes.

Dessa forma, desenvolveu-se o mecanismo visto na Figura 24 a – d.



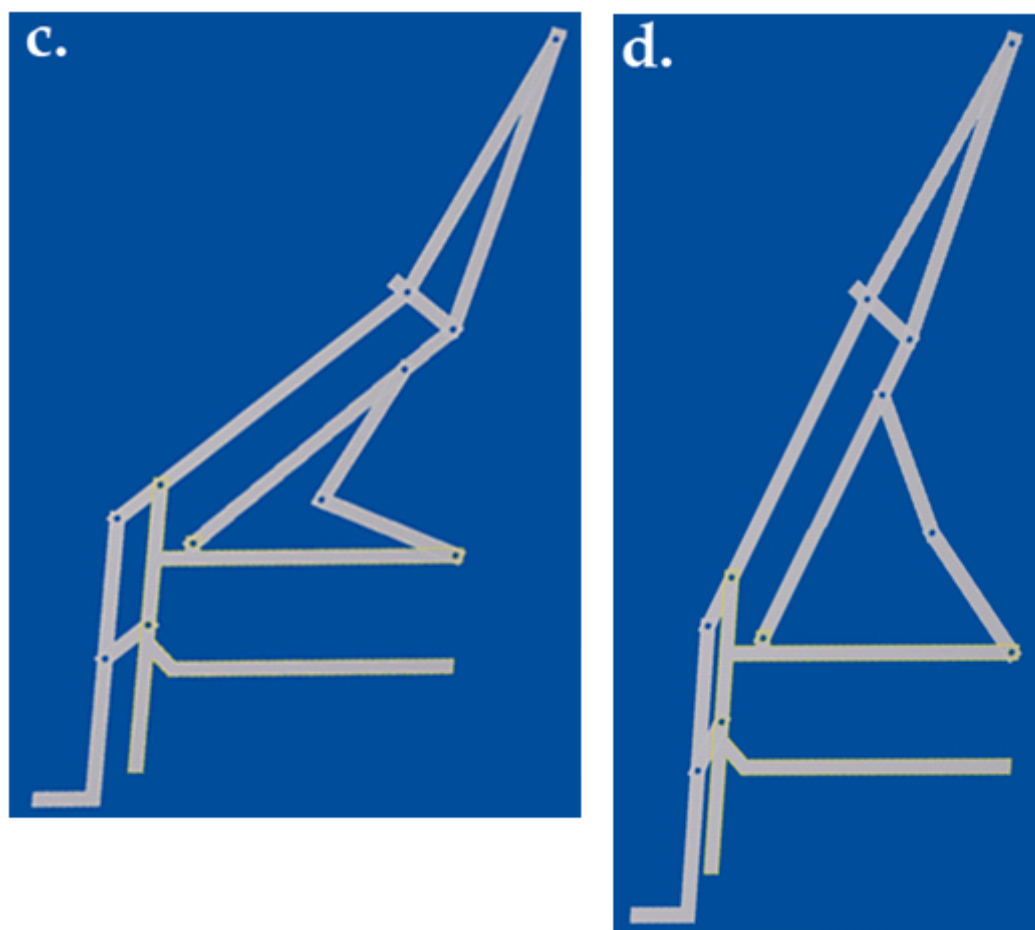


Figura 24: Mecanismo proposto em diferentes estágios, desde a posição “sentada” (a) até a posição “erguida” (d).

7.3. Força de acionamento do mecanismo

Como proposto, a força de acionamento do mecanismo de elevação deve partir apenas do próprio cadeirante e de um sistema auxiliar interno, não havendo sistemas complementares com fontes externas de energia.

A força a ser aplicada pelo cadeirante deve impor uma aceleração adequada para a mudança de posições do mecanismo, ao mesmo tempo em que deve compensar o peso que a implementação deste adicionará à cadeira. Ainda que versões de cadeiras extremamente leves estejam disponíveis no mercado, como no caso da cadeira “Pantera” de fibra de carbono (Figura 25), o material costuma torná-la uma escolha muito custosa.



Figura 25: Cadeira “Pantera” exposta na REATECH 2011. Feita de fibra de carbono, pesa 2,1 kg sem as rodas, custando em torno de R\$ 16.000,00.

O esforço realizado para todo o tipo de movimento pelo corpo humano parte da condição de contração da sua musculatura. Os músculos se contraem e “puxam” os ligamentos que, estando ligados aos ossos, sustentam tais esforços.

A proposta do mecanismo é que este não danifique os músculos, ligamentos ou ossos do cadeirante, não causando nenhum tipo de lesão ou dor.

Ainda que existam na literatura tensões de resistência para músculos, ligamentos e ossos, como no caso de livro de MOW e HAYES (1997), essas se referem às tensões nas quais essas partes sofrem danos permanentes, não havendo uma maior especificação para a faixa de “dor”. Essas tensões ainda variam muito a depender do tipo de movimento executado.

Por conta da ausência de tais parâmetros, 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, não apresentando nenhum tipo de dores ou efeitos posteriores à atividade.

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.

A conclusão é que, 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.

7.3.1. Mecanismos de auxílio

Para facilitar o acionamento do mecanismo de barras articuladas, tornando-o acessível mesmo para pessoas com menos força nos membros superiores, levantou-se a possibilidade de utilizar auxiliares de propulsão para o acionamento.

No caso da escolha desses mecanismos, tem-se uma nova tabela de critérios para uma matriz de decisão (Tabela 4).

Tabela 4: Matriz de decisão para o mecanismo auxiliar de acionamento da cadeira.

Critério	Peso na matriz	Descrição
Segurança	4	Segurança em se implementar o auxiliador de acionamento.
Funcionalidade	4	Eficiência e confiabilidade do mecanismo auxiliar.
Preço	3	Preço da implementação.
Conforto	3	Conforto proporcionado pela implementação em seu movimento.
Resistência	2	Resistência da implementação em todas as suas partes.
Manutenção	2	Facilidade de implementação.
Intercambialidade	2	Facilidade de troca de peças da implementação.
Peso	2	Peso adicionado à cadeira.

Após um novo *brainstorm*, as alternativas levantadas para auxiliar o acionamento do mecanismo foram:

- a) Sistema de redução de engrenagens;
- b) Acionamento por cilindros pneumáticos (mola a gás);
- c) Mola de compressão.

A partir dos critérios e das soluções, chegou-se na matriz apresentada na Tabela 5.

Tabela 5: Resultado da matriz para mecanismo auxiliar de acionamento da cadeira.

Critério	Peso na matriz	Nota das soluções		
		Engrenagens	Mola a gás	Mola de compressão
Segurança	4	3	4	3
Funcionalidade	4	4	4	4
Preço	3	2	3	4
Conforto	3	3	4	3
Resistência	2	3	3	4
Manutenção	2	2	3	2
Intercambialidade	2	5	5	3
Peso	2	2	5	3
		3,05	3,86	3,32

A solução escolhida foi, assim, a de cilindros pneumáticos (Figura 26). Posteriormente, será feito o dimensionamento do cilindro com base em suas especificações (Tabela 6). Mais especificamente, escolheu-se a mola a gás como mecanismo auxiliar, por conta de suas dimensões e independência de um reservatório externo.

Tabela 6: Especificações de cilindros pneumáticos (DIAZ et al. 2007).

Especificação	Valores da especificação	Unidade
Meio de trabalho	Ar	N/A
Faixa de pressão de operação	1 - 9,0	kgf/cm ² C
Resistência à pressão assegurada	9,0 - 13,5	kgf/cm ² C
Temperatura de operação	0 a 70	°C
Faixa de velocidade de operação	50 a 800	mm/s
Tipo de amortecedor	Ajustável	N/A
Curso	100 a 300	Mm
Comprimento	100 a 700	Mm
Diâmetro	13 a 50	Mm



Figura 26: Cilindros pneumáticos de aço inoxidável (DIAZ et al. 2007).

Sistemas mecânicos compostos de mecanismos de barras articuladas acoplados a um atuador pneumático são bastante utilizados na indústria para fornecer a potência ou velocidade necessária. DIAZ (2007) utilizou com sucesso um atuador pneumático em sua cadeira que sustentava o cadeirante, sem ter grandes problemas de portabilidade. A Figura 27, um esquema desenhado por LÓPEZ (2010) mostra o funcionamento do sistema desejado.

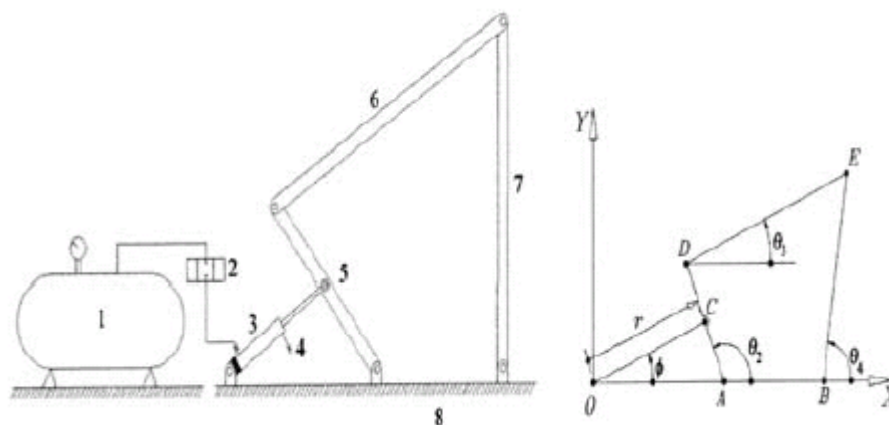


Figura 27: Mecanismo de quatro barras articuladas, acoplado a um atuador pneumático (LÓPEZ et al. 2010).

8. CONCEPÇÃO DA CADEIRA DE RODAS

8.1. Desenho da cadeira

Uma vez tendo sido definido o conceito do mecanismo da cadeira de rodas, iniciou-se um processo iterativo para definir as melhores dimensões para cada uma de suas barras.

Como condições de contorno para esse processo, estipulou-se as dimensões para a barra 2 (que deveria corresponder com a dimensão do assento da cadeira), barra 1 (encosto da cadeira) e barra 3 (apoio para as pernas do cadeirante). Outras condições que foram levadas em conta foram a inclinação entre o assento e o banco, que deveria estar entre a faixa de 95 e 105 graus de inclinação segundo normas de conforto (OPENSHAW e TAYLOR, 2006).

A partir dessas condições, chegou-se nas dimensões apresentadas na Figura 28.

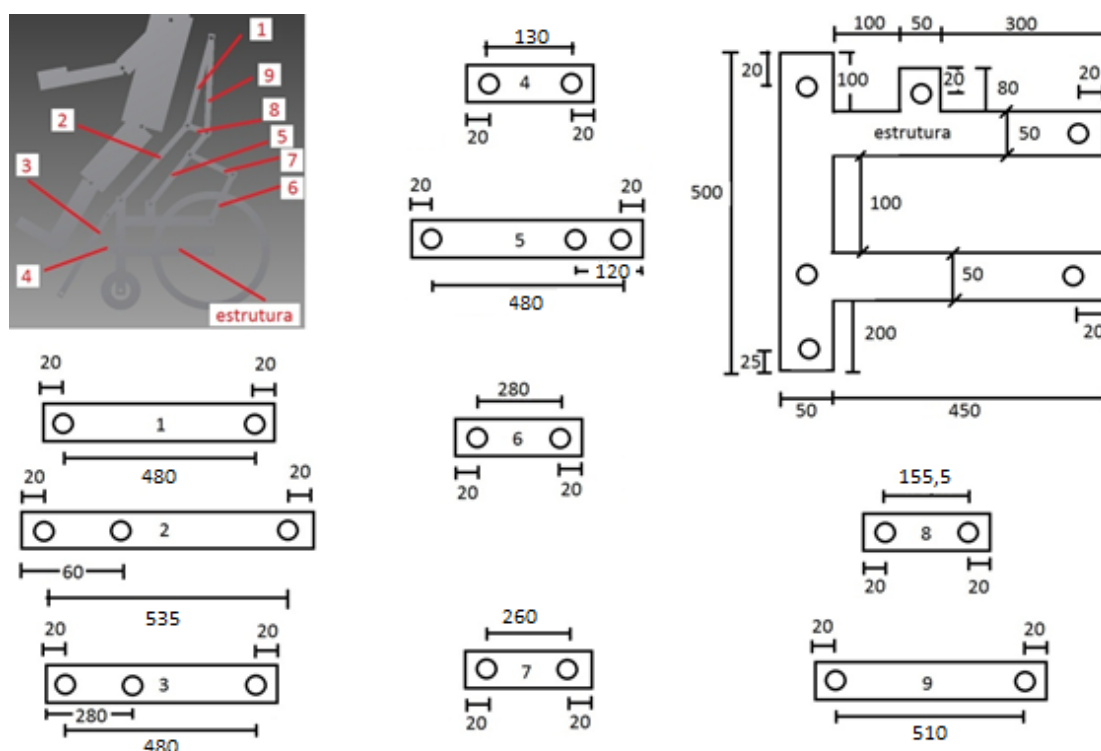


Figura 28: Dimensões em milímetros para as barras do mecanismo.

A Figura 28, consiste em uma representação esquemática, na qual cada círculo representa o ponto de pivotamento entre as barras.

A partir dessas dimensões e de perfis padronizados de barras de aço e de alumínio obtidos da internet (AÇOS CAPORAL, 2011) (PORTAL METALICA, 2011), desenhou-se os componentes da cadeira no programa de computador AUTODESK INVENTOR (versão de estudante) (Figura 29 a Figura 38).

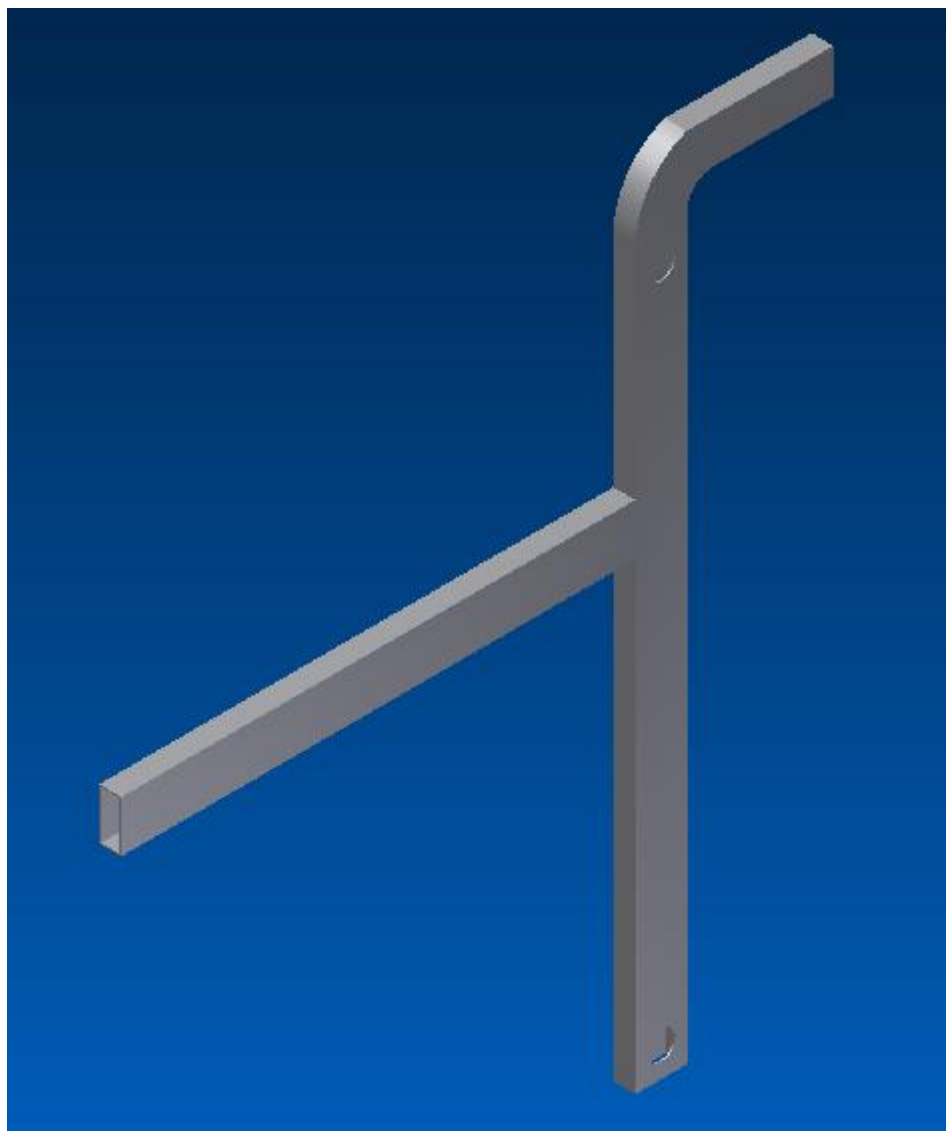


Figura 29: Barra 01.

- Barra 1, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,745 kg.

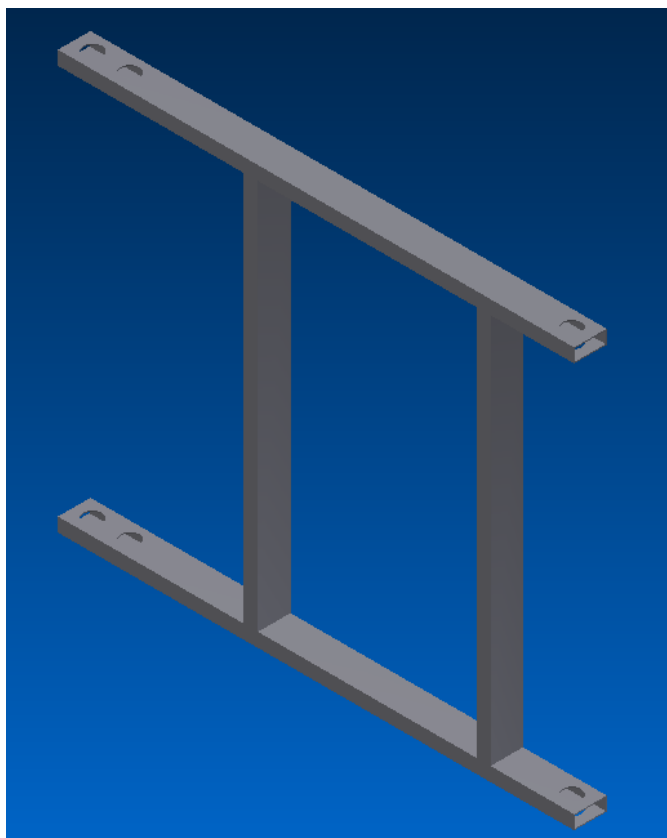


Figura 30: Barra 02.

- Barra 2, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 1,747 kg.

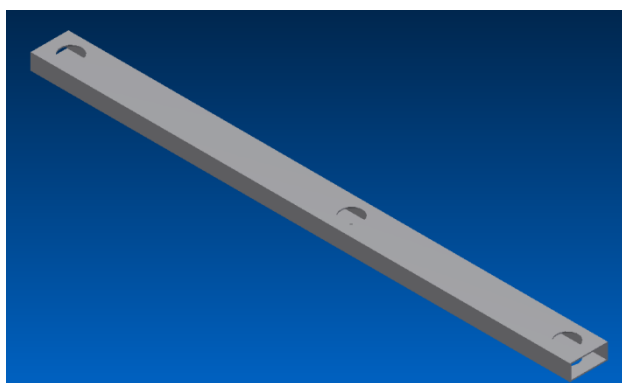


Figura 31: Barra 03.

- Barra 3, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,443 kg.

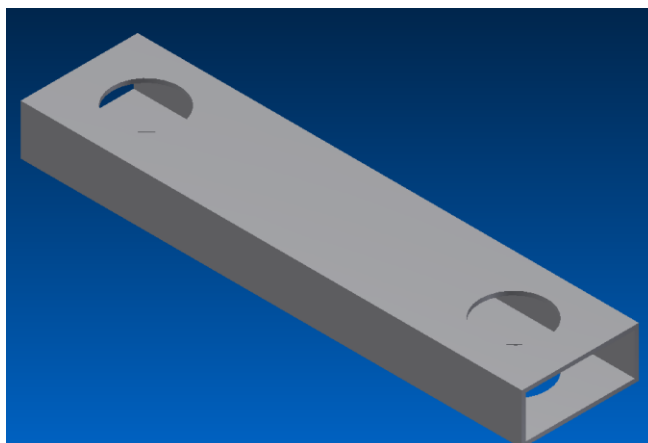


Figura 32: Barra 04.

- Barra 4, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,126 kg.



Figura 33: Barra 05.

- Barra 5, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 1,900 kg.

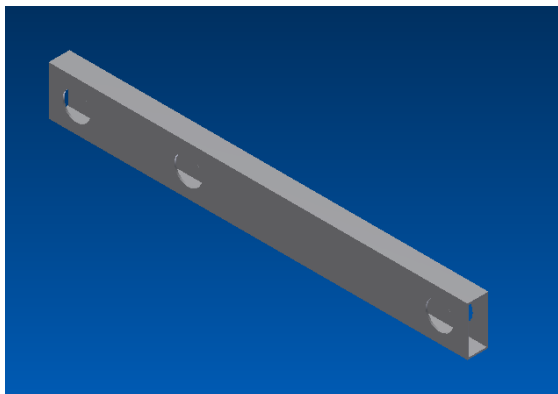


Figura 34: Barra 06.

- Barra 6, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,259 kg.

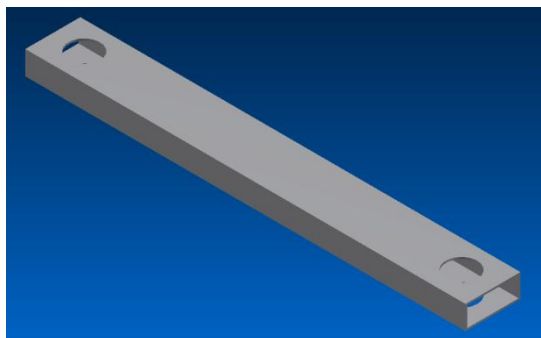


Figura 35: Barra 07.

- Barra 7, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,259 kg.

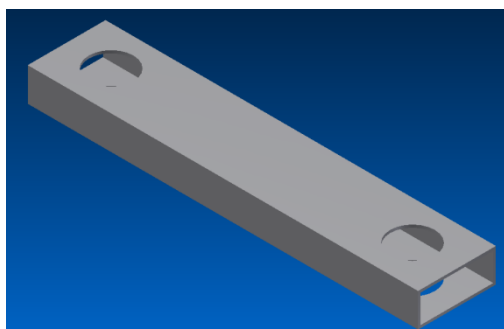


Figura 36: Barra 08.

- Barra 8, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,150 kg.

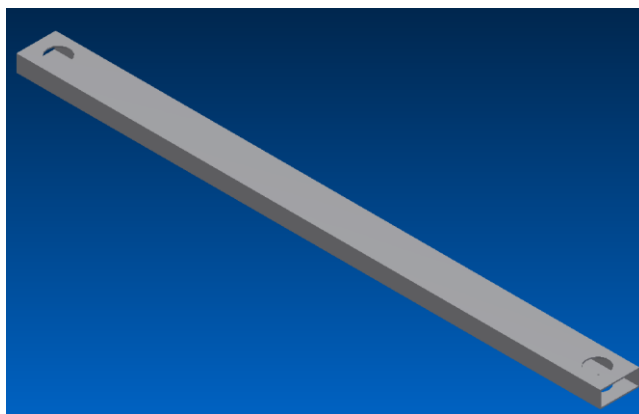


Figura 37: Barra 09.

- Barra 9, aço INOX;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 0,468 kg.

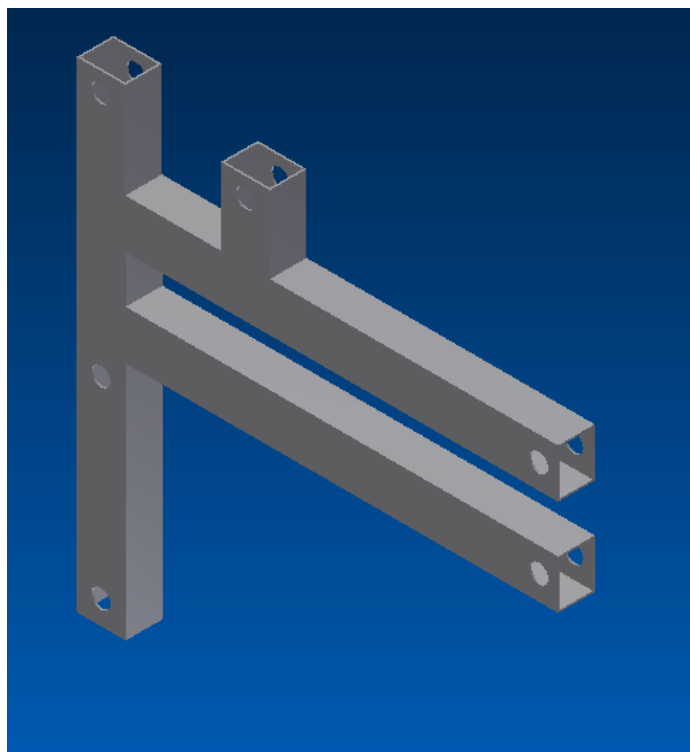


Figura 38: Estrutura lateral.

- Estrutura lateral, Alumínio 6061;
- Perfil retangular 30 x 15, 1,2 mm de espessura;
- Massa total: 1,315 kg.

Assim, a cadeira montada e o movimento de seu mecanismo podem ser vistos na Figura 39. A massa total da cadeira, com barras, encosto, assento,

apoio para mãos, pernas e pés foi estimado como de 20 kg, dentro da faixa desejada.



Figura 39: Cadeira montada.

8.2. Modelo em MSC ADAMS®

Após a concepção da cadeira de rodas, foi construído um modelo dinâmico de seu mecanismo na ferramenta de simulação dinâmica multi-corpos MSC ADAMS®.

Uma vez que foi utilizada a versão de estudante, uma das restrições foi a limitação a 20 corpos do modelo, o que exigiu que as barras simétricas fossem construídas como um único corpo. Ainda que tal restrição tenha impossibilitado uma análise de rigidez mediante uma aplicação de forças assimétrica, o programa mostrou-se suficiente para a análise dinâmica do mecanismo.

Para desenhar as barras, foi necessário estipular uma posição específica inicial da cadeira, uma vez que as barras deveriam ser desenhadas individualmente e sua posição definida a partir de um sistema de coordenadas cartesianas.

Assim, adotou-se como posição inicial o assento da cadeira estando perpendicular à aceleração da gravidade; e a posição (0,0,0) do sistema de coordenadas como o vértice inferior direito da parte “da frente” da estrutura lateral direita da cadeira.

Na notação utilizada no presente relatório para definir as coordenadas de cada elemento, teve-se que cada barra foi posta inicialmente na posição “horizontal”, com sua maior dimensão estando paralela ao eixo x. As exceções são as barras 1, 3 e 9, cuja maior dimensão foi determinada como paralela ao eixo y (Figura 40 a Figura 49). As coordenadas se encontram em mm e os ângulos em graus.

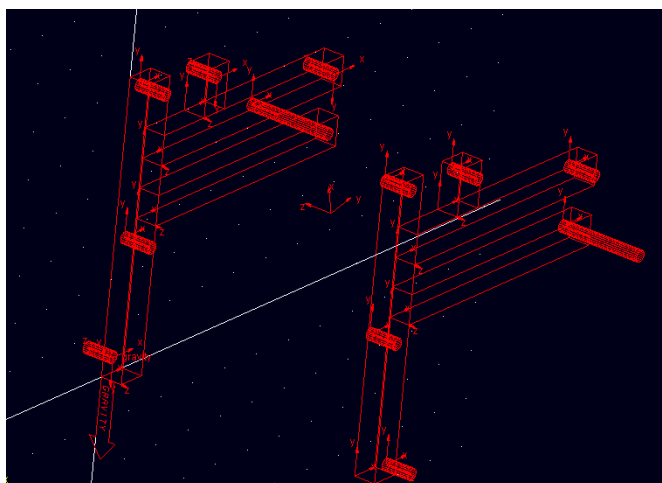


Figura 40: Estruturas laterais no programa de computador MSC ADAMS®.

- Estrutura da cadeira;
- Coordenadas: 0; 0; 0;
- Ângulos: 0; 0; 0.

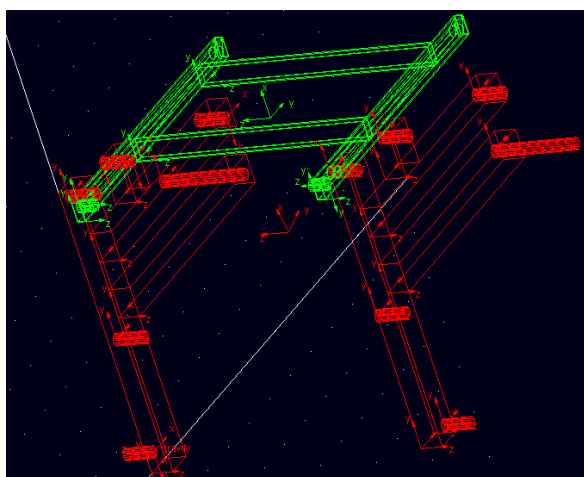


Figura 41: Barra 02 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 02;
- Coordenadas: -35,062; 462,48; 38,1;
- Ângulos: 0; 0; 0.

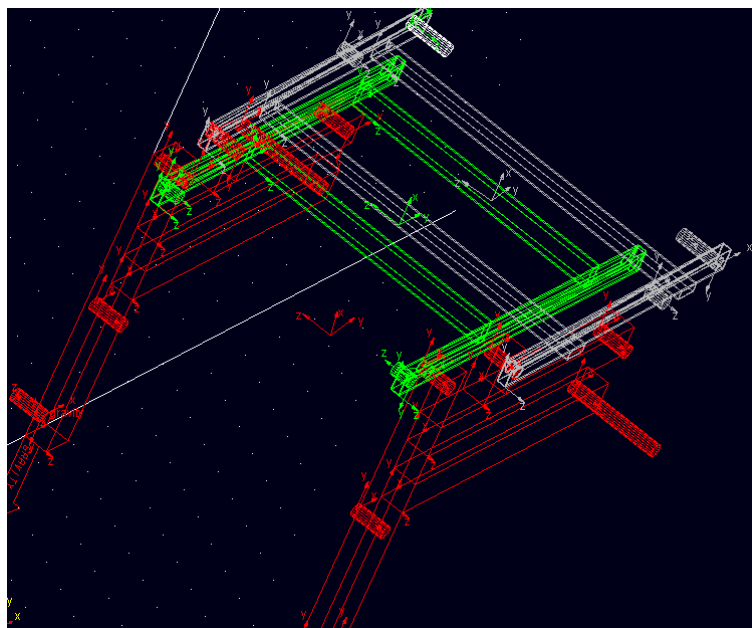


Figura 42: Barra 05 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 05;
- Coordenadas: 155,518; 442,575; -15,0;
- Ângulos: 0; 0; 1,2.

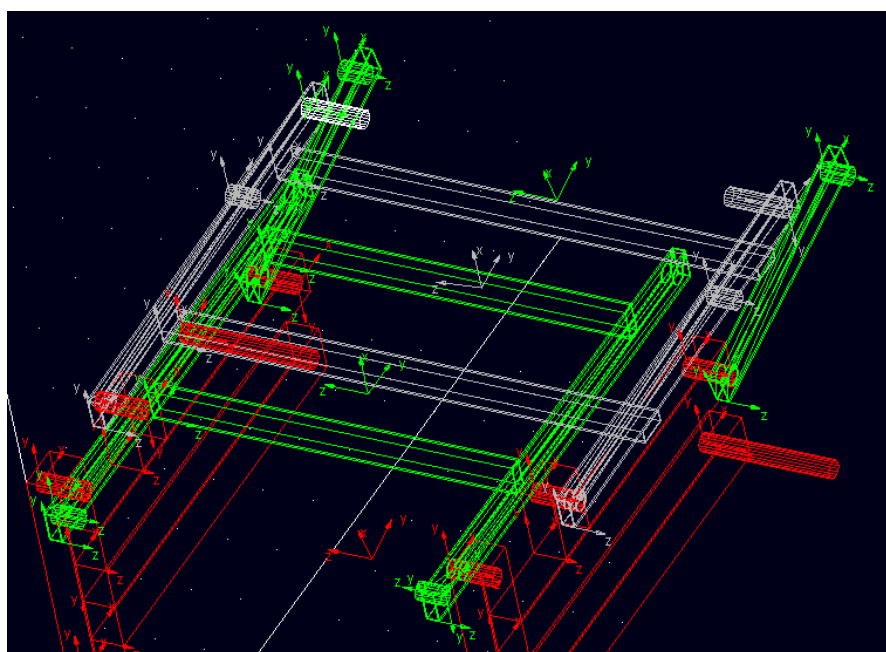


Figura 43: Barra 06 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 06;
- Coordenadas: 464,825; 353,587; -15,0;
- Ângulos: 0; 0; 13,47.

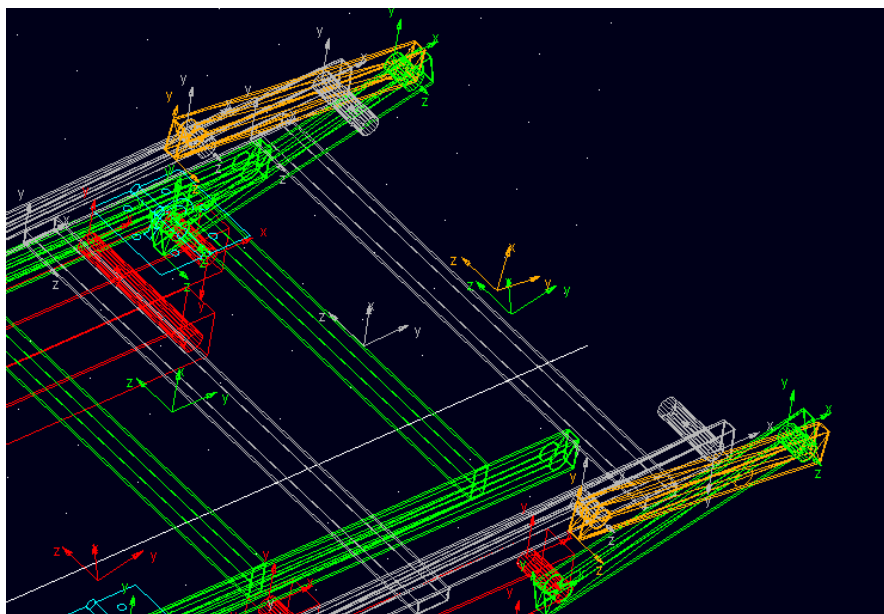


Figura 44: Barra 07 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 07;
- Coordenadas: 472,948; 452,621; 30,0;
- Ângulos: 0; 0; -7,55.

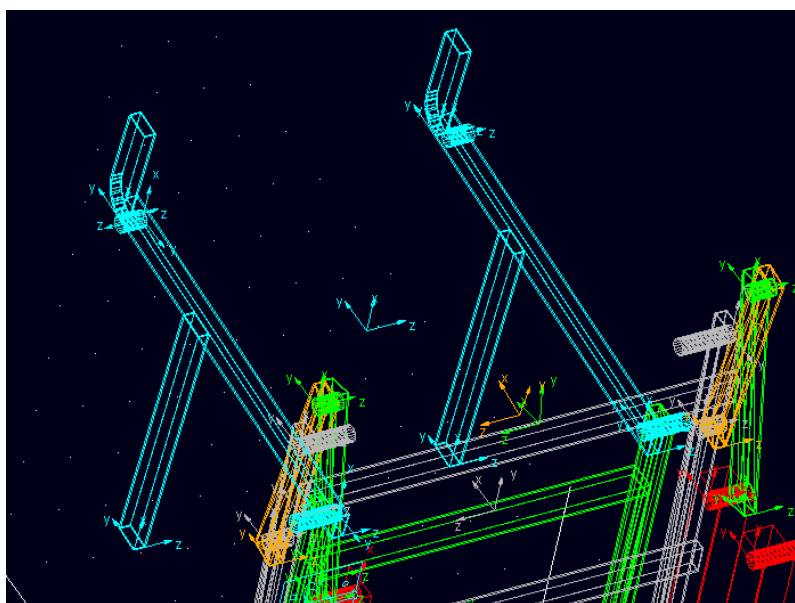


Figura 45: Barra 01 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 01:
- Coordenadas: 479,076; 461,551; 53,0;
- Ângulos: 0; 0; -4,03.

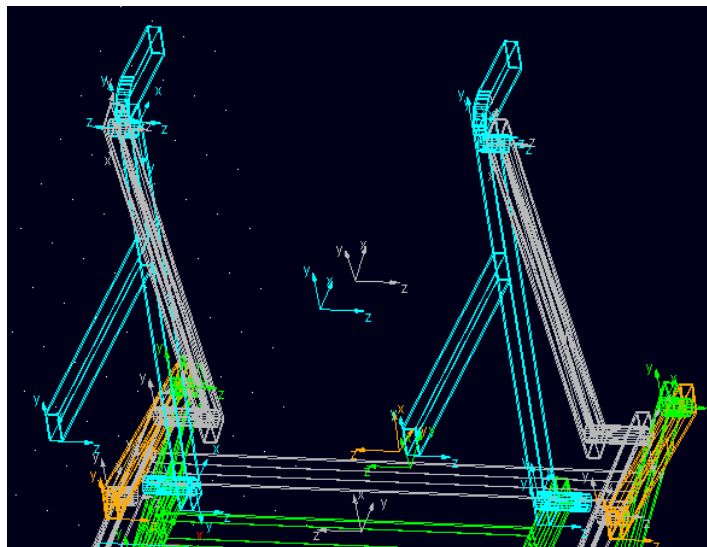


Figura 46: Barra 09 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 09;
- Coordenadas: 510,61; 954,942; 38,0;
- Ângulos: 0; 0; -77,64.

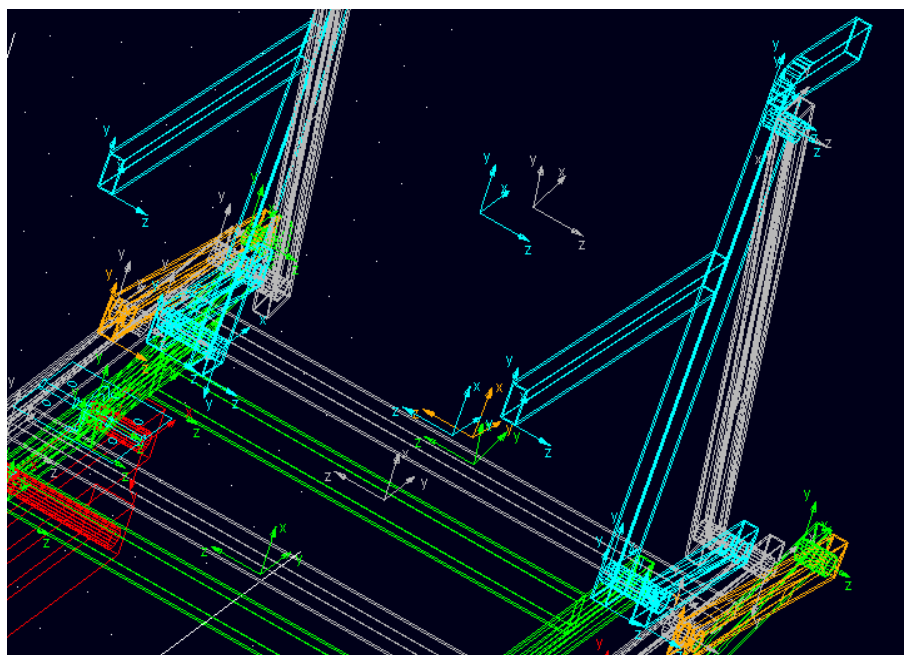


Figura 47: Barra 08 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 08;
- Coordenadas: 478,699; 464,297; 11,511;
- Ângulos: 0; 0; -4,24.

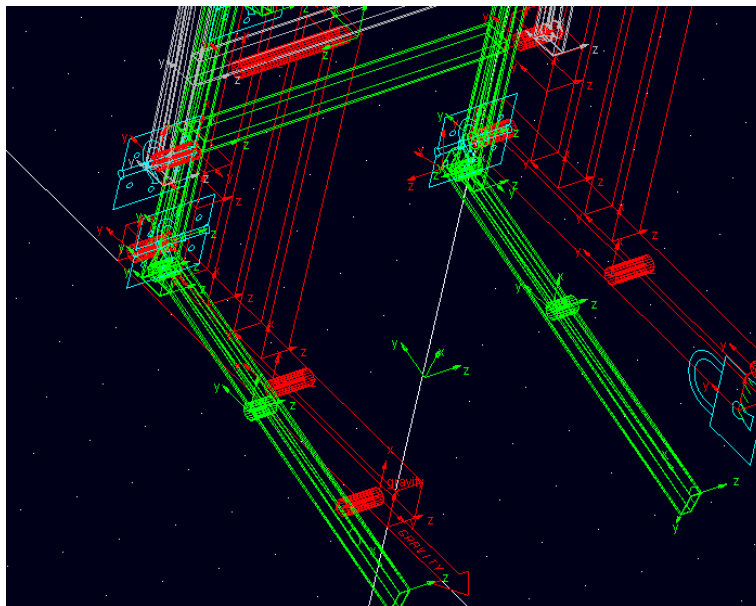


Figura 48: Barra 03 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 03;
- Coordenadas: -120,545; -11,396; 53,1;
- Ângulos: 0; 0; -75,19.

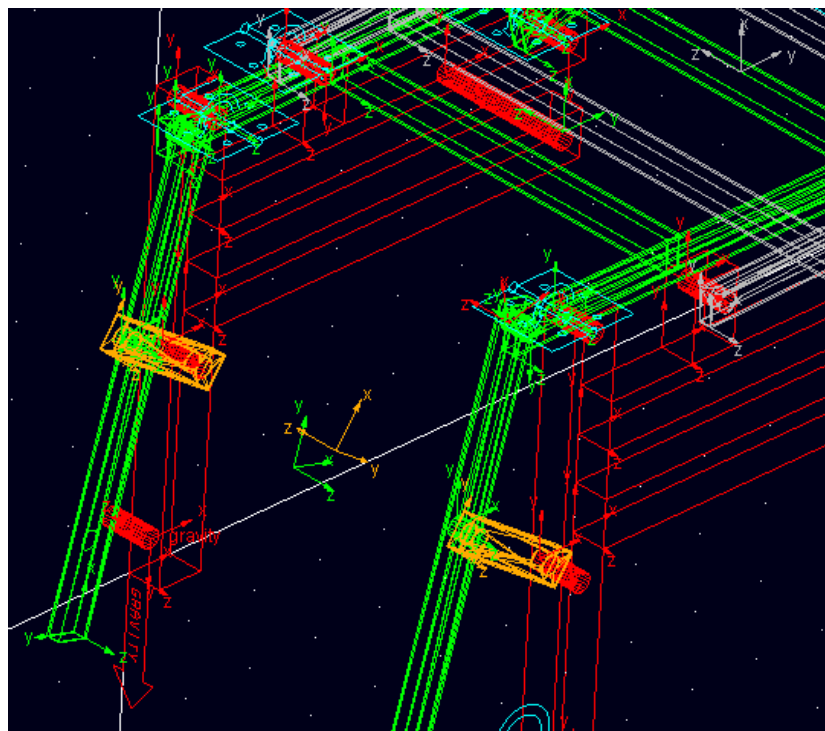


Figura 49: Barra 04 no programa de computador MSC ADAMS®.

- Barra 04;
- Coordenadas: -92,439; 283,301; 38,1;
- Ângulos: 0; 0; -34,08.

As barras foram unidas umas às outras por meio de juntas rotativas e um torque foi adicionado à barra de acionamento, simulando o torque aplicado pelo mecanismo de acionamento. Como resultado, a cadeira com todos os seus componentes pode ser vista na Figura 50.

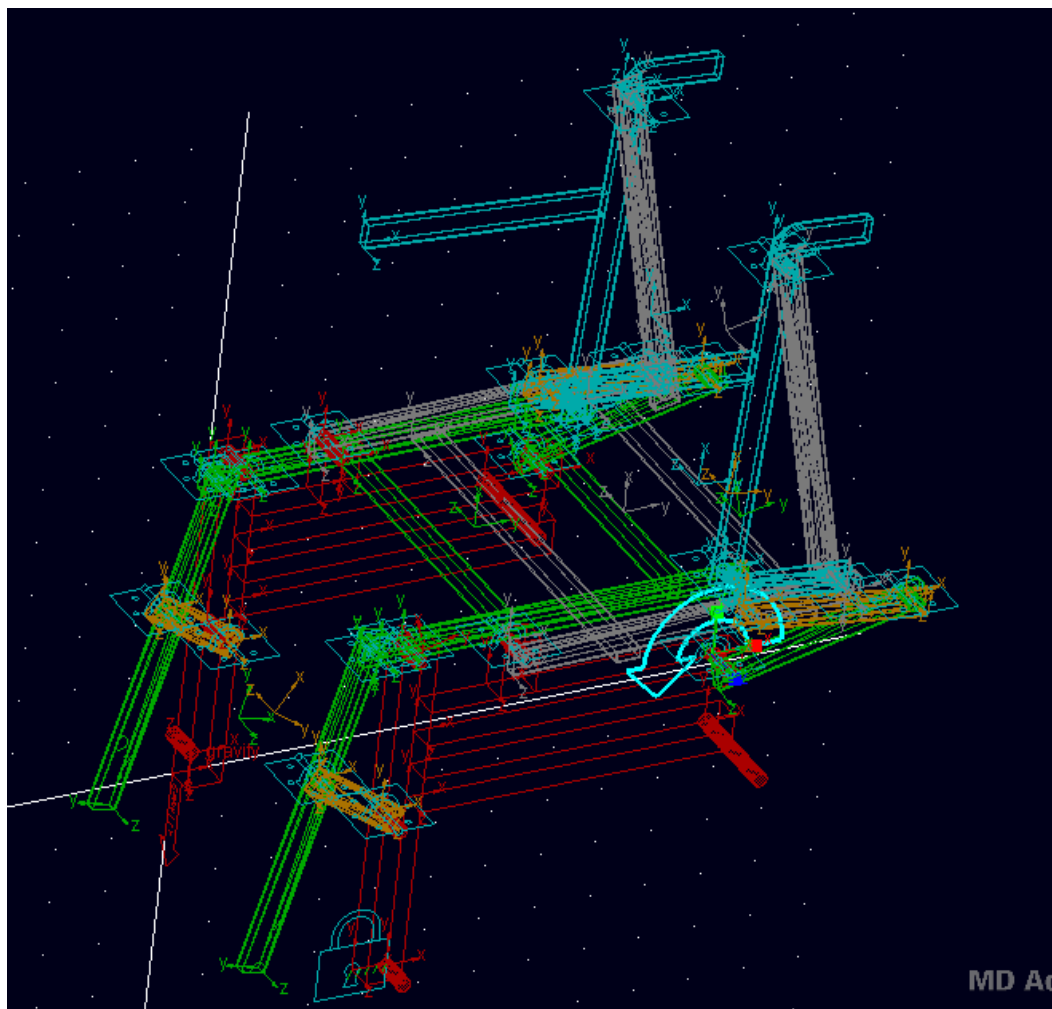


Figura 50: Cadeira com todos os componentes, ligações entre as barras e torque no programa de computador MSC ADAMS®.

8.3. Cálculo da mola à gás

Para auxiliar no torque necessário para acionar o mecanismo, uma mola a gás foi adicionada à cadeira. O dimensionamento de tal mola é dependente da força que esta deveria exercer, bem como de seu comprimento quando comprimida e quando distendida.

Existe uma grande variedade de molas a gás, com comprimentos de 245 mm até 885 mm, chegando aplicar até 1000N de força. O seu custo também é

menor do que o custo de um pistão pneumático. O custo de uma mola a gás varia de 30 – 100 R\$.

Para o cálculo das forças, considerou-se que a força aplicada pela mola à gás deveria ser, no máximo, equivalente ao torque de equilíbrio quando o assento da cadeira estivesse com uma inclinação de 7 graus. Isso evitaria que uma movimentação acidental do mecanismo de acionamento erguesse a cadeira totalmente.

O modelo do programa MSC ADAMS® foi refeito com as novas coordenadas. Simulando a cadeira na posição de 7 graus do assento, verificou-se que o torque máximo que poderia ser aplicado na cadeira, quando esta não tivesse um ocupante, seria de 25 N.m, sem que ela fosse acidentalmente acionada.

Assim, chegou-se na Figura 51, que representa de forma esquemática o torque aplicado no elo pivotado entre a estrutura e a barra 5.

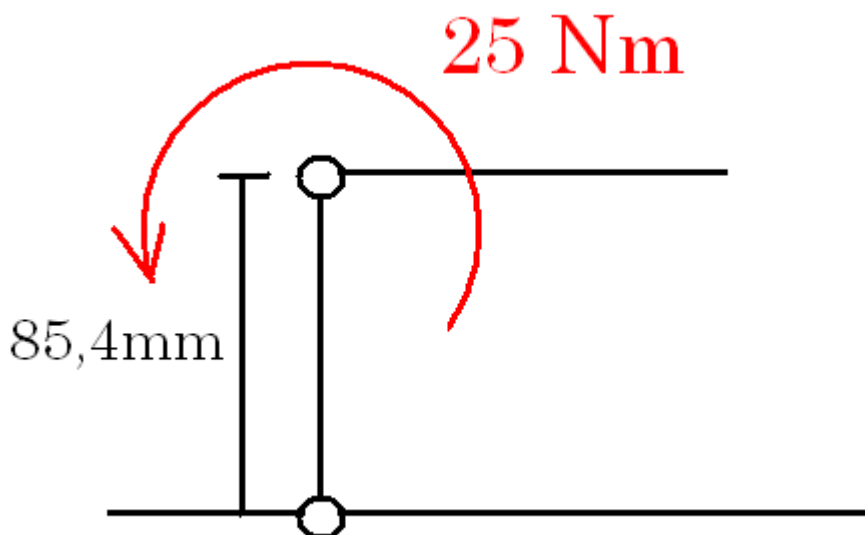


Figura 51: Figura esquemática do torque aplicado ao pivô.

Assim, esse deveria ser o torque máximo aplicado pela força da mola a gás, na posição em que esta fosse colocada.

Chega-se, assim, na Figura 52, que mostra as considerações geométricas do cálculo:

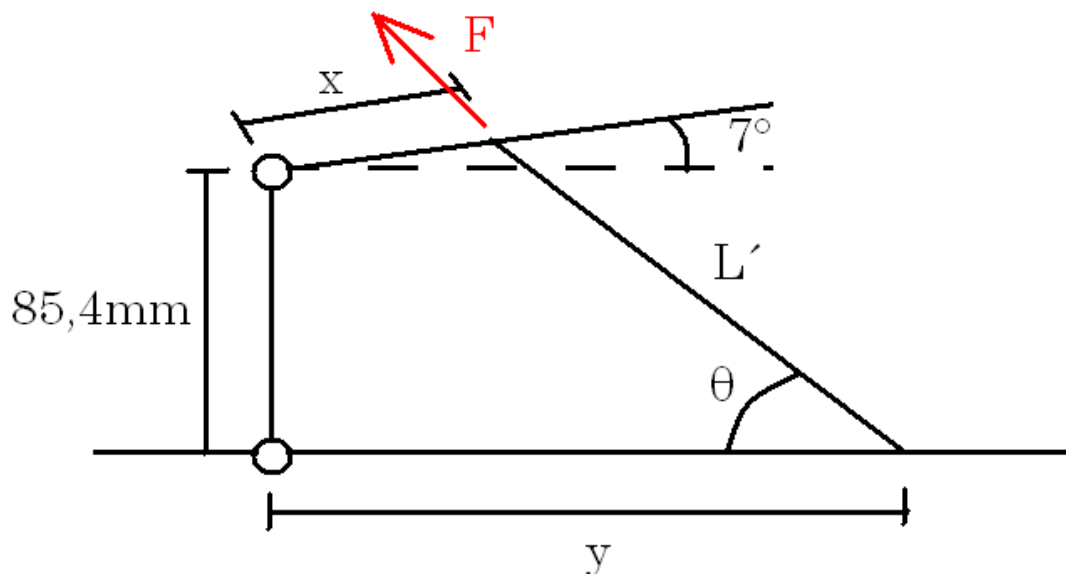


Figura 52: representação esquemática do torque aplicado por meio da força da mola à gás.

Onde L' é o comprimento da mola à gás, quando o assento se encontra a 7 graus de inclinação.

Uma vez que o ângulo de 7 graus é pequeno, considera-se que a força aplicada pela mola à gás na barra 2, perpendicularmente ao deslocamento da barra, vale:

$$F_{\text{perp}} = F \cdot \cos \theta \quad (8.3.1)$$

Dessa forma, tem-se que o torque máximo a ser aplicado vale:

$$F_{\text{perp}} \cdot x = 25 \text{ Nm} \quad (8.3.2)$$

$$x = \frac{25}{F \cdot \cos \theta} \quad (8.3.3)$$

Geometricamente, pode-se calcular o valor de F' através da relação entre os ângulos e os valores de x e y de forma que:

$$L' = \sqrt{(85,4 + x \cdot \sin \alpha)^2 + (y - x \cdot \cos \alpha)^2} \quad (8.3.4)$$

Com:

$$\alpha = 7^\circ$$

Dessa forma, pode-se chegar ao valor do cosseno de teta, na forma:

$$\cos \theta = \frac{85,4 + x \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(85,4 + x \cdot \sin \alpha)^2 + (y - x \cdot \cos \alpha)^2}} \quad (8.3.5)$$

A partir dessa geometria, pode-se ainda obter a Figura 53, quando a cadeira se encontra em sua posição “sentada”, para verificar qual é o comprimento mínimo da mola à gás.

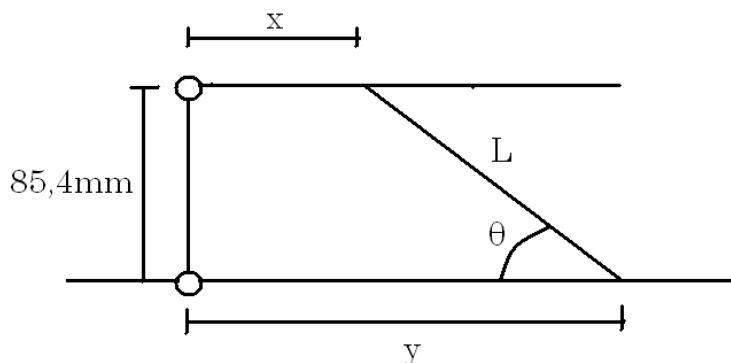


Figura 53: Posição das barras e mola quando a cadeira se encontra na posição "sentada".

Onde o comprimento mínimo vale:

$$L = \sqrt{(y - x)^2 + 85,4^2} \quad (8.3.6)$$

Da mesma forma, chega-se na Figura 54 quando a cadeira se encontra na posição “em pé”, para calcular a posição distendida da mola a gás.

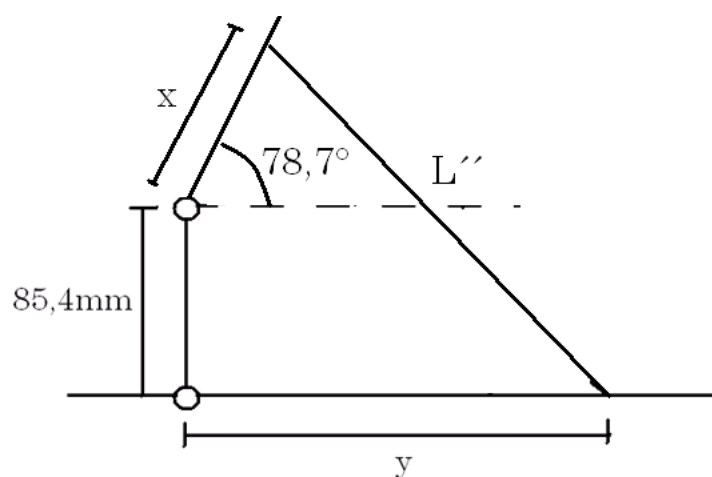


Figura 54: Posição das barras e da mola quando a cadeira se encontra na posição "em pé".

Assim, a máxima dimensão da mola vale:

$$L'' = \sqrt{(85,4 + x \cdot \sin 78,7)^2 + (y - x \cdot \cos 78,7)^2} \quad (8.3.7)$$

Do catálogo, obtém-se as dimensões para molas à gás push type, para forças até 400N (Tabela 7).

Tabela 7: Tabela com dimensões da mola a gás (ACE, 2011). Dimensões entre parênteses em milímetros.

Dimensions		
Type	Stroke	L extended
GS-15-60	2.36 (60)	5.76 (146)
GS-15-100	3.94 (100)	8.90 (226)
GS-15-150	5.91 (150)	12.83 (326)
GS-15-200	7.87 (200)	16.77 (426)

Assim, estipula-se a força desejada como sendo de 400N. As dimensões máximas e mínimas para a mola são de 458mm e 280mm respectivamente para a mola GS-15-200.

Iterativamente, chega-se que os valores de x e y são 171mm e 440mm respectivamente, que resultam em dimensões máximas e mínimas de 423,5mm e 282mm, dentro da faixa desejada.

8.4. Cálculo do acionador

Para o cálculo da dimensão do acionador, levou-se em consideração o movimento necessário para acionar a cadeira. O acionamento do mecanismo deveria ser confortável ao usuário, de modo a respeitar restrições ergonômicas.

Considerou-se, então, que o movimento de acionamento deveria ser semelhante ao movimento de propulsão da cadeira, um movimento com o qual os cadeirantes já estão acostumados.

A posição da mão ao longo da propulsão foi baseada no estudo de MORROW e colegas (2003), que determinou ângulos do braço e antebraço para cada instante do movimento.

Assim, a distância da mão em relação ao ponto de pivotamento da barra de acionamento, para três diferentes posições (inicial, final e intermediária), foi medida (Figura 55 a Figura 57). Esta posição mostra a posição teórica da barra de acionamento para cada um destes três momentos.

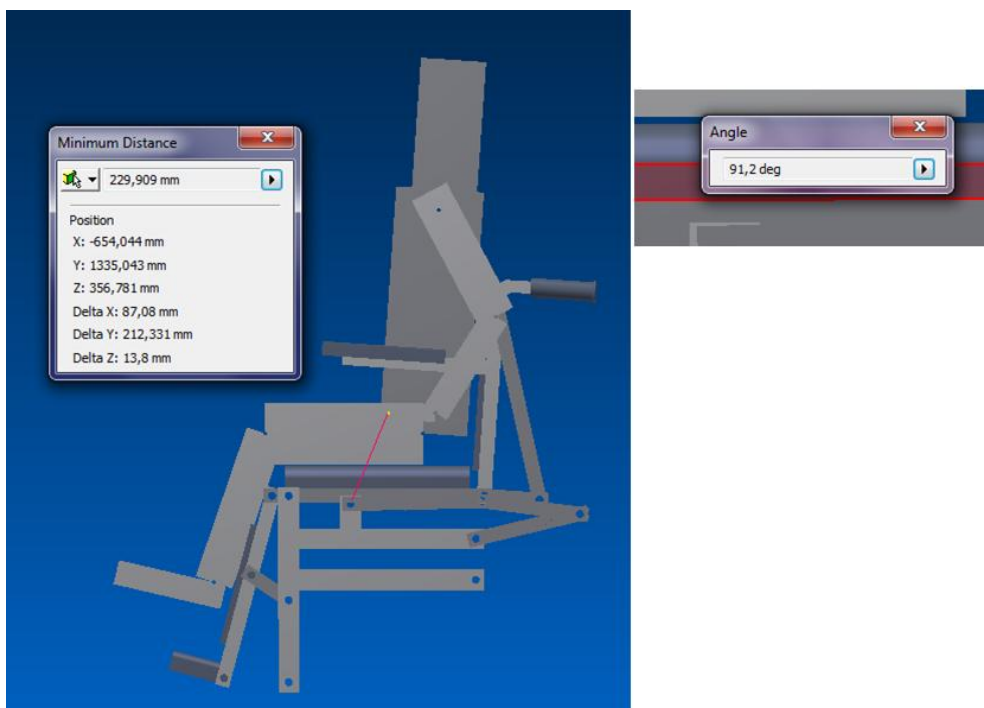


Figura 55: Distância entre o pivô e a mão do cadeirante quando na posição "sentado".

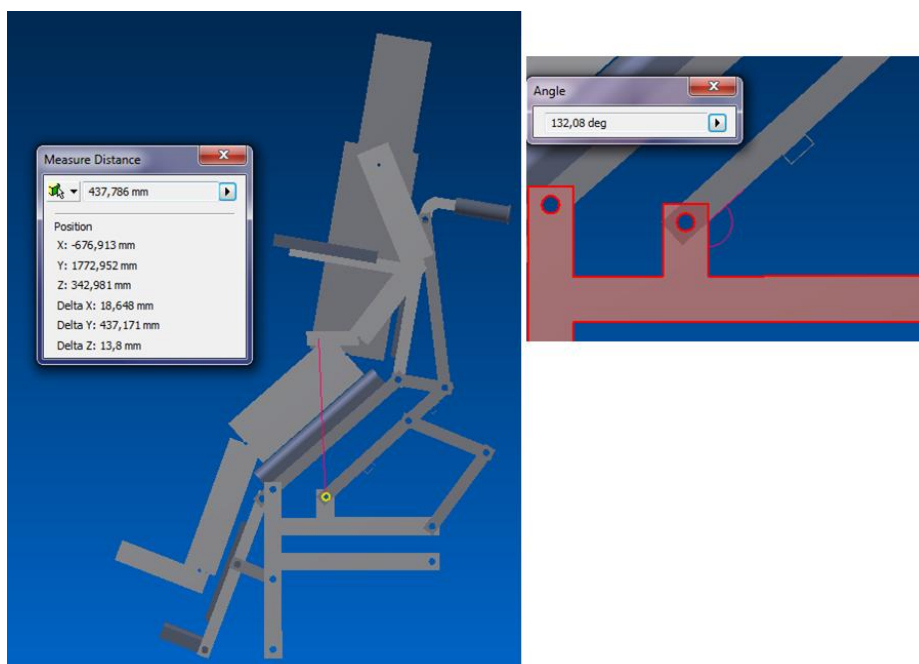


Figura 56: Distância entre o pivô e a mão do cadeirante quando na posição "intermediária".

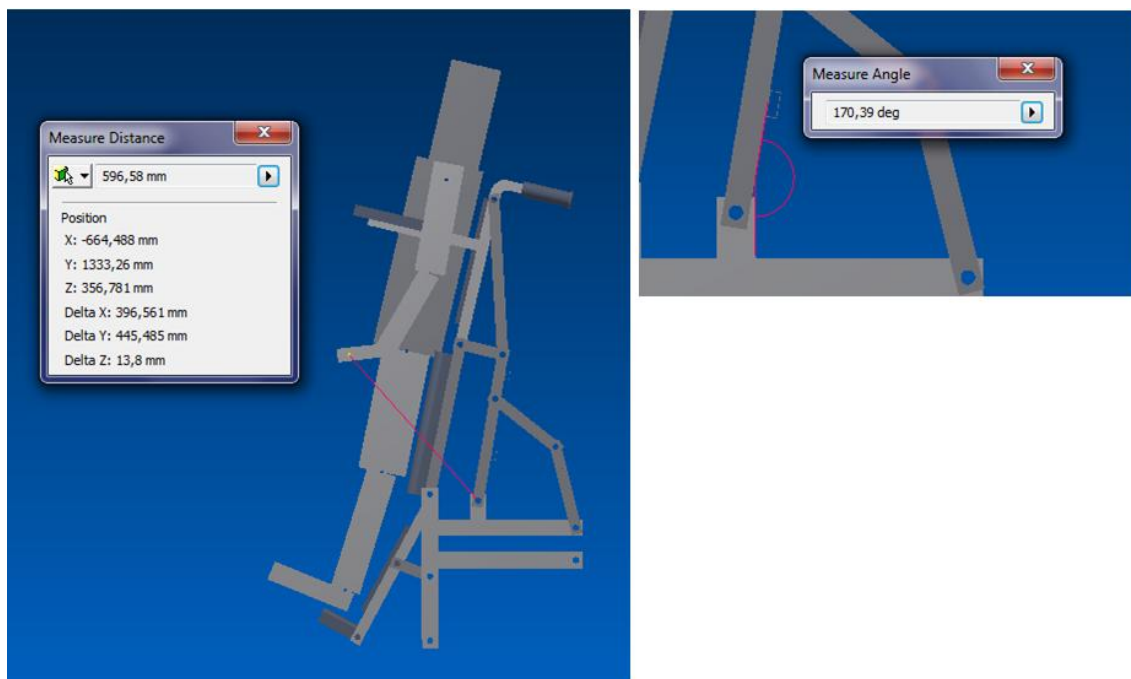


Figura 57: Distância entre o pivô e a mão do cadeirante quando na posição "em pé".

As três coordenadas obtidas apontam para três posições dentro das quais a alavanca de acionamento deveria estar posicionada. Porém, uma vez que o acionador se movimenta de forma solidária à barra 5 ao longo de seu movimento, um fator de correção deveria ser aplicado para se chegar às coordenadas reais do mecanismo.

Assim, o ângulo da barra 5 para cada uma das três posições foi medida (Figura 55 a Figura 57). Uma representação gráfica do racional de correção pode ser visto na Figura 58.

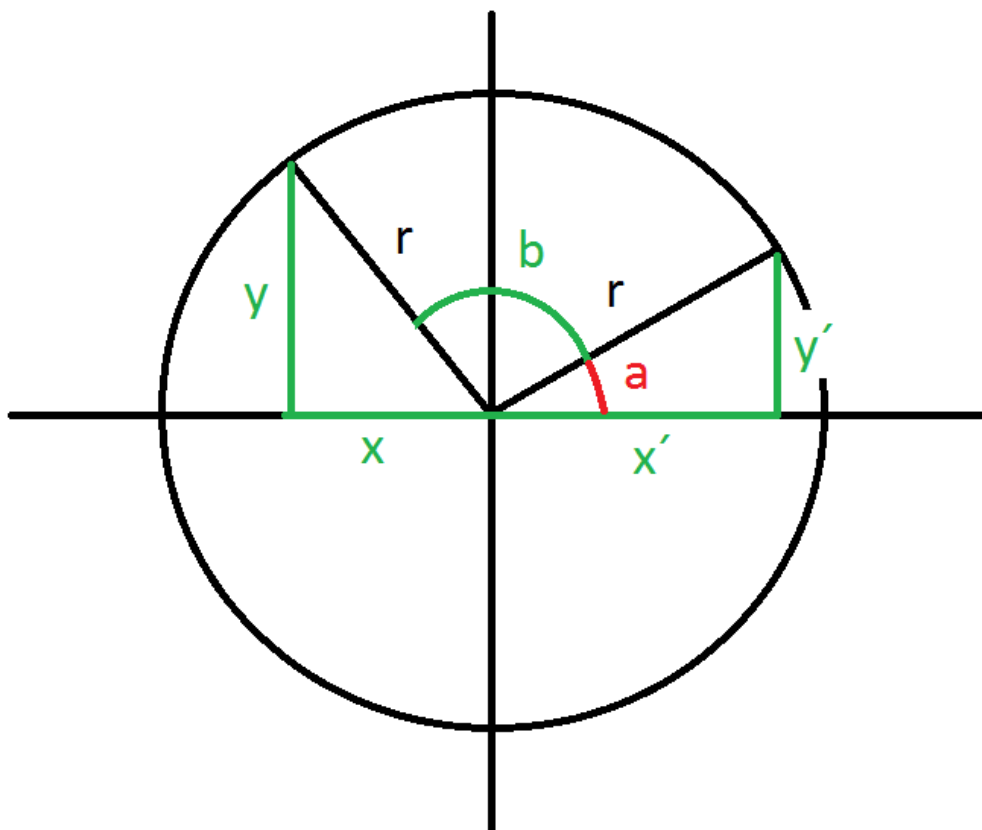


Figura 58: Representação gráfica da "correção" da posição.

Na figura, as coordenadas x e y representam a posição real desejada para o mecanismo, em função da origem do sistema de coordenadas (que no caso é o ponto de pivotamento do acionador), enquanto a posição x' e y' são a posição medida, quando se desconsidera que o acionador se movimentou um ângulo “ b ” em relação à posição inicial.

No caso estudado, o ângulo b equivale à diferença entre o ângulo da barra 5 medido em uma posição qualquer em relação ao ângulo da barra 5 medido no instante inicial (determinado como instante zero do mecanismo).

Geometricamente, tem-se que:

$$\sin a = \frac{y'}{r}$$

$$\cos a = \frac{x'}{r}$$

$$\cos(a + b) = \frac{x}{r}$$

$$\sin(a + b) = \frac{y}{r}$$

$$\cos a \cdot \cos b - \sin a \cdot \sin b = \frac{x}{r} \quad (8.4.1)$$

$$\frac{x' \cos b}{r} - \frac{y' \sin b}{r} = \frac{x}{r} \quad (8.4.2)$$

$$x = x' \cos b - y' \sin b \quad (8.4.3)$$

$$y = y' \cos b + x' \sin b \quad (8.4.4)$$

Considerou-se que o acionamento do mecanismo de elevação da cadeira se dá em duas etapas. Novamente, o modelo de barras do programa MSC ADAMS[®] foi simulado para a posição intermediária, isto é, após meia elevação, e foi verificado que a posição da cadeira é estável para pessoas até 100 kg. Assim, a força da mola a gás é suficiente para garantir que não haja reversão do movimento após meia ativação da cadeira.

Dessa forma, a Figura 59 mostra o mecanismo final obtido a partir do racional utilizado.

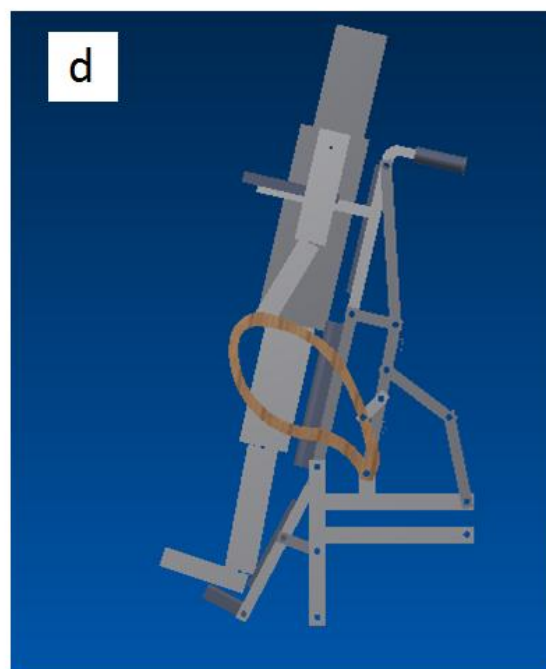
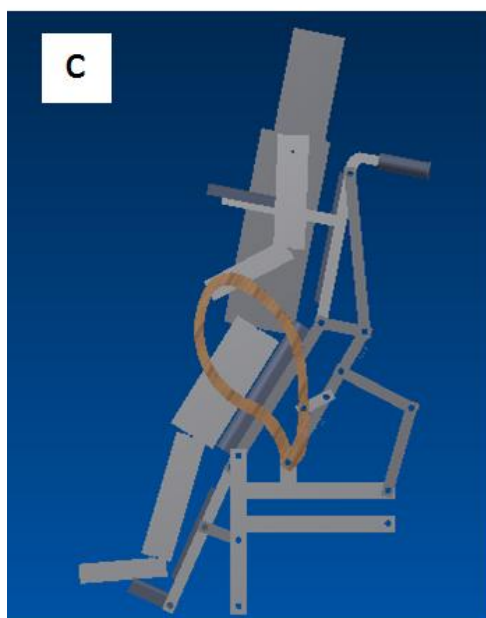
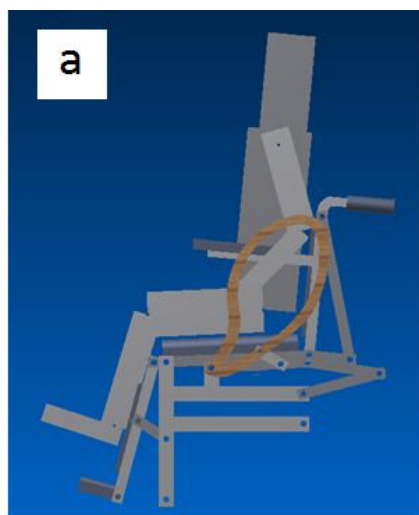


Figura 59 (a - d): Alavanca de acionamento.

9. MODELAGEM MATEMÁTICA DA CADEIRA

Foram desenvolvidos modelos matemáticos para o movimento da cadeira de rodas sob a atuação de forças nas rodas tratoras, modelo matemático do movimento STS em função das forças externas aplicadas no sistema, representando o movimento da cadeira de rodas ao ser acionado.

Estes modelos foram desenvolvidos e simulados a partir da integração por Runge-Kutta de segunda ordem, em uma planilha onde é possível entrar com os dados das características da cadeira.

Estes modelos foram desenvolvidos como ferramentas para o projeto efetivo da cadeira, podendo avaliar as condições desejadas de estabilidade da cadeira, as suas dimensões, a trajetória do mecanismo STS a partir de forças externas aplicadas pelo mecanismo de atuação, assim como as forças atuantes nas articulações deste mecanismo.

9.1. Modelagem do movimento STS

Segundo SIBELLA (2003), o movimento do corpo durante a transição *Sit-to-Stand* (STS) pode ser modelado como 3 segmentos articulados, representando a perna, o tronco e o quadril. Outro aspecto do modelo físico é que o movimento é considerado simétrico, sendo modelado como apenas 3 segmentos (Figura 60).

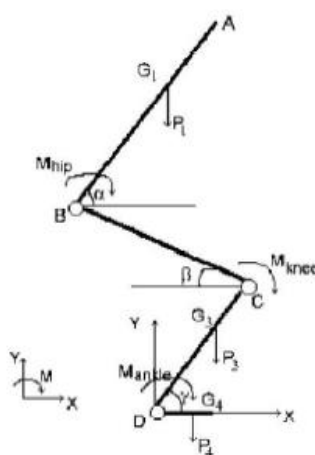


Figura 60: Modelo do movimento STS (SIBELLA, 2003).

A partir da análise dinâmica e cinemática do modelo físico STS, é possível determinar o movimento de acordo com as forças externas aplicadas a este modelo físico, bem como calcular as forças externas que devem ser impostas por um mecanismo de acionamento para se obter o resultado desejado.

Aplicando as equações da mecânica Lagrangeana ao modelo físico de três barras, resulta nas três equações:

$$(J_3 + m_3 \cdot d_3^2) \ddot{\alpha} + m_3 \cdot \dot{\gamma} \cdot l_1 \cdot d_3 \cdot \cos(\gamma - \alpha) + m_3 \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot l_1 \cdot d_3 \cdot \sin(\alpha - \gamma) + m_3 \cdot \ddot{\beta} \cdot l_2 \cdot d_3 \cdot \sin(\alpha - \beta) + m_3 \cdot g \cdot d_3 \cdot \cos(\alpha) = Q_3 \quad (9.1.1)$$

$$(J_2 + m_2 \cdot d_2^2 + m_3 \cdot l_2^2) \ddot{\beta} + (m_2 \cdot l_1 \cdot d_2 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2) \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos(\gamma - \beta) + (m_2 \cdot l_1 \cdot d_2 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2) \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot \sin(\beta - \gamma) + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot l_2 \cdot d_3 \cdot \cos(\alpha - \beta) + m_3 \cdot \alpha^2 \cdot l_2 \cdot d_3 \cdot \sin(\beta - \alpha) + (m_2 \cdot g \cdot d_2 + m_3 \cdot g \cdot l_2) \cdot \cos(\beta) = Q_2 \quad (9.1.2)$$

$$(J_1 + m_1 \cdot d_1^2 + m_2 \cdot l_1^2 + m_3 \cdot l_1^2) \ddot{\gamma} + (m_2 \cdot l_1 \cdot d_2 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2) \cdot \ddot{\beta} \cdot \cos(\beta - \gamma) + (m_2 \cdot l_1 \cdot d_2 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2) \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \sin(\gamma - \beta) + m_3 \cdot \ddot{\alpha} \cdot l_1 \cdot d_3 \cdot \cos(\gamma - \alpha) + m_3 \cdot \alpha^2 \cdot l_1 \cdot d_3 \cdot \sin(\alpha - \gamma) + (m_1 \cdot g \cdot d_1 + m_2 \cdot g \cdot l_1 + m_3 \cdot g \cdot l_1) \cdot \cos(\gamma) = Q_1 \quad (9.1.3)$$

Sendo Q os momentos externos no mecanismo, as distâncias l o comprimento de cada segmento e d_i a distância da articulação ao centro de gravidade de cada segmento.

Os índices 1, 2 e 3 são da barra de menor cota para a barra de maior cota respectivamente.

As equações calculam a trajetória para as forças externas dadas. Para calcular as forças de reação nas articulações do segmento, deve-se fazer uma equação de equilíbrio, aplicando o TMB para cada CG.

9.2. Movimento da cadeira de rodas

Para o presente trabalho, é interessante analisar a dinâmica e cinemática do movimento da cadeira de rodas a partir das forças aplicadas no pushrim. O trabalho de COOPER (1996) estudou a propulsão de uma cadeira de rodas especial para corridas, sendo, assim, consideradas várias características significativas para uma cadeira competitiva, como as forças de arrasto

aerodinâmico, resistência nos rolamentos traseiro e dianteiro e forças de resistência ao rolamento nas rodas trativas e nos castors, além da força de resistência de rampa (Figura 61).

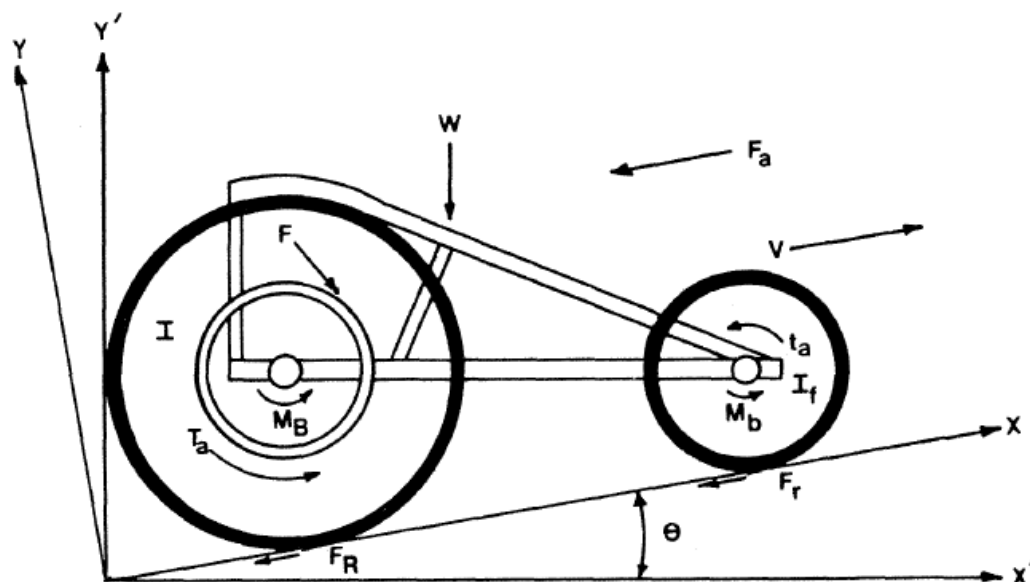


Figura 61: Modelo de uma cadeira de rodas de corrida, segundo Cooper (1996).

Por outro lado, segundo o trabalho de Kauzlarich e Thacker (1985), a maior parte da resistência ao movimento da cadeira de rodas se dá apenas devido a força de resistência ao rolamento, que é diretamente proporcional à força normal em cada roda da cadeira.

Da Figura 61, F é a força de propulsão aplicada pelo usuário, T_a é o torque acionador, resultante da força F , M_B e M_b são os momentos de resistência dos rolamentos das rodas traseiras e dianteiras; as forças F_R e F_r são as forças de resistência ao rolamento das rodas traseiras e dianteiras respectivamente, F_a é a força de arrasto aerodinâmico, W é o peso do conjunto cadeira/usuário e, por fim, I e I_f são as inércias das rodas traseiras e dianteiras.

Para o caso de inclinação da cadeira, ou curva, não foram encontrados trabalhos ligados diretamente a cadeira de rodas. Porém, existem trabalhos como o de Goher (2010), que lidam com a modelagem de um pêndulo invertido sobre duas rodas. O movimento de curva da cadeira de rodas é semelhante a curva deste robô, diferenciando-se pela presença de casters e, portanto, forças de resistência e normais nos casters, além das rodas trativas. A cadeira de rodas

anda de maneira estável com o CG à frente do eixo traseiro, devido a presença dos casters, havendo movimento de inclinação ou rolagem apenas quando as rodas da cadeira desencostarem do chão, caso quando a força normal em alguma roda é nula, indicando a iminência para o movimento de inclinação ou rolagem da cadeira.

O movimento de inclinação e rolagem da cadeira na verdade não tem ênfase no estudo do movimento de uma cadeira de rodas, uma vez que para uma cadeira de rodas não é importante estudar como este movimento é realizado, mas sim quando ele está prestes a acontecer, já que para a segurança de quem usar a cadeira, ele não deve ocorrer, assim as rodas não devem desencostar do chão durante um uso normal e esperado para uma cadeira de rodas usual.

O trabalho de Cooper (1992) faz um estudo simplificado da estabilidade da cadeira de rodas, e alguns conceitos deste trabalho serão utilizados, como o fato de considerar por simplificação e aproximação que os casters estão exatamente alinhados com as rodas trativas.

Assim, conclui-se que com um modelo apropriado do movimento de uma cadeira de rodas, deve-se determinar as condições limites em que a cadeira permanecerá estável com todas as rodas no chão, para assim poder dimensionar a cadeira para que este caso limite não ocorra para um uso normal da mesma.

O trabalho de Kauzlarich e Thacker (1985) mostrou-se completo ao modelar as forças de resistência, além de mostrar que os resultados teóricos foram condizentes com os resultados experimentais. Portanto o cálculo da força de resistência ao rolamento será baseado na formulação fornecida por este trabalho.

As equações calculam a trajetória para as forças externas dadas. Para calcular as forças de reação nas articulações do segmento, deve-se fazer uma equação de equilíbrio, aplicando o Teorema do Movimento do Baricentro para cada Centro de Massa.

9.3. Estabilidade de Cadeiras de Rodas

A definição de um sistema estável é um sistema que retorna ao seu estado de origem após uma perturbação no sistema, e é considerado instável caso após uma pequena perturbação o sistema não retorne ao seu estado de origem.

Para o caso da cadeira de rodas, a sua estabilidade está intrinsecamente ligada à posição do centro de gravidade do conjunto cadeira e usuário em respeito à distância entre os dois apoios da cadeira de rodas no piso. A cadeira de rodas será estável desde que seu centro de gravidade não ultrapasse qualquer dos apoios da cadeira, havendo portanto duas maneira de medir a estabilidade de uma cadeira de rodas: a estabilidade em relação ao eixo traseiro e a estabilidade em relação ao eixo dianteiro.

Uma maneira de avaliar esta estabilidade é analisar os ângulos formados entre o centro de gravidade e os eixos traseiros e dianteiros, como na Figura 62:



Figura 62 - ângulos para análise da estabilidade (PINKNEY, 2000)

Esses ângulos também valem para a estabilidade lateral da cadeira de rodas, analisando a posição do centro de gravidade da cadeira a partir dos pontos de apoio laterais da cadeira (olhando a cadeira pela parte frontal).

Outra maneira de analisar a estabilidade da cadeira de rodas é analisar as reações de contato com o piso, caso a força seja nula em um dos eixos, isto indica que ela estará no limiar de perder o contato com o piso, portanto poderá começar a tombar.

9.4. Modelo do movimento da cadeira

A cadeira de rodas é composta dos seguintes elementos básicos:

- Assento;
- Rodas traseiras (trativas);
- Casters (rodas dianteiras);
- Push rim, onde o usuário aplica a força nas rodas.

Como visto na Figura 61, as forças atuantes sobre a cadeira de rodas são:

Ftd – Força trativa na roda direita

Fte – Força trativa na roda esquerda

Fr – Força de rampa

Frold – Força de resistência na roda traseira direita

Frole – Força de resistência na roda traseira esquerda

Frolcd – Força de resistência na roda dianteira direita

Frolce – Força de resistência na roda dianteira esquerda

P – Peso do usuário mais cadeira

Wd – Reação normal na roda traseira direita

We – Reação normal na roda traseira esquerda

Wcd – Reação normal na roda dianteira direita

Wce – Reação normal na roda dianteira esquerda

A Força de resistência ao rolamento para cadeira de rodas, segundo Kauzlarich (1985), é dada por:

$$Frol = 2,5 \cdot \alpha_s \cdot \frac{3}{16} \frac{W^{\frac{4}{3}}}{R} \cdot m \cdot \left[\frac{3}{2} \frac{R \cdot R'}{(R+R')} \frac{1-\nu^2}{E} \right]^{1/3} \quad (9.4.1)$$

Onde:

α_s – Fator de perda por histerese do material

W – Carga sobre a roda

m – coeficiente da geometria da roda

R – Raio da roda

R' – espessura pneu

ν – Coeficiente de Poisson

E – Módulo de Elasticidade

O coeficiente m é dado por::

$$C_{geom} = 1,00068 - 0,82769\psi + 24,60152\psi^2 - 126,41967\psi^3 + 291,5357\psi^4 - 307,32116\psi^5 + 122,87733\psi^6 \quad (9.4.2)$$

$$\psi = \frac{R - R'}{R + R'}$$

Assim a força de resistência ao rolamento em uma roda pode ser dada por:

$$F_{rol} = f \cdot W^{4/3} \quad (9.4.3)$$

Onde:

$$f = 2,5 \cdot \alpha_s \cdot \frac{3}{16} \cdot \frac{1}{R} \cdot m \cdot \left[\frac{3}{2} \frac{R R'}{(R + R')} \frac{1 - \nu^2}{E} \right]^{1/3} \quad (9.4.4)$$

As equações de movimento são calculadas com as seguintes hipóteses e condições:

- O Centro de Gravidade encontra-se exatamente no eixo de simetria da cadeira de rodas; também se considera que a mudança de posição do Centro de Gravidade durante a propulsão, devido ao movimento do usuário, é desprezível. Apesar da inclinação do tronco para frente, melhorar a posição do Centro de Gravidade durante a propulsão da cadeira, com o usuário sentado, o fato de se considerar o Centro de Gravidade fixo com o usuário com as costas apoiadas no encosto traseiro, é na verdade a situação mais crítica para a propulsão da cadeira, uma vez que a distribuição de massa se concentraria muito próxima ao eixo traseiro, sendo mais fácil da cadeira desestabilizar;
- O modelo aqui apresentado é válido apenas para o caso onde as rodas não desencostam do chão.

Uma vez que o modelo é considerado da cadeira com as quatro rodas em contato com o piso, os ângulos de inclinação e rolagem serão desconsiderados do modelo, e as forças de reação nas rodas serão calculadas, portanto para o equilíbrio:

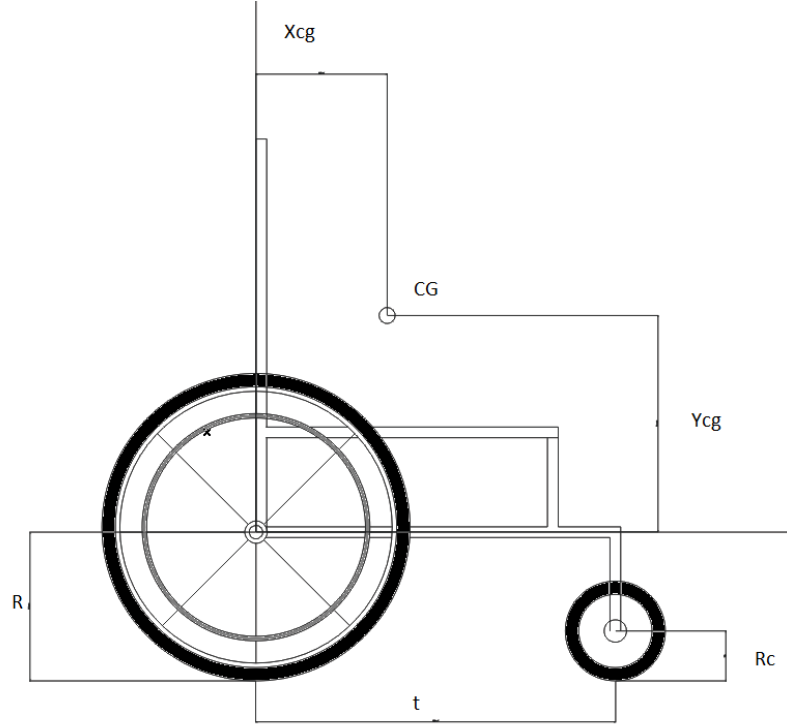


Figura 63: Representação bidimensional da cadeira de rodas.

A Figura 63 mostra o modelo físico adotado com as dimensões adotadas para a cadeira.

Considerando como coordenadas generalizadas da cadeira, x e δ , sendo x a direção de deslocamento da cadeira, sempre tangencial ao movimento e δ o ângulo que a cadeira faz ao fazer uma curva. Aplicando os Teoremas do Movimento do Baricentro e Teorema do Momento Angular, chega-se nas seguintes equações diferenciais:

Uma vez que o modelo é considerado da cadeira com as quatro rodas em contato com o piso, os ângulos de inclinação e rolagem serão desconsiderados do modelo, e as forças de reação nas rodas serão calculadas portanto para o equilíbrio:

$$M\ddot{x} = Ftd + Fte - f(Wd + We) - f'(Wcd + Wce) - 2\frac{I}{R^2}\ddot{x} \quad (9.4.5)$$

$$Jy\ddot{\delta} = (Ftd - Fte).L + (f(We - Wd)).L + (f'(Wcd - Wce)).L - M.Xcg.\dot{\delta}\dot{x} \quad (9.4.6)$$

Com:

$2L$ – Largura da cadeira de Rodas

J_y – Momento de Inercia em relação ao CG

f – Coeficiente de resistência para as rodas traseiras

f' – Coeficiente de resistência para as rodas dianteiras

I – Momento de Inercia da roda traseira

Assim aplicando as equações de equilíbrio chega-se no seguinte resultado para o carregamento em cada uma das rodas:

$$Wd = \frac{P(t-Xcg)}{2t} + \frac{M(R+Ycg)}{2t} \ddot{x} + \frac{M(R+Ycg)}{2L} \frac{(t-Xcg)}{t} \dot{\delta} \dot{x} \quad (9.4.7)$$

$$We = \frac{P(t-Xcg)}{2t} + \frac{M(R+Ycg)}{2t} \ddot{x} - \frac{M(R+Ycg)}{2L} \frac{(t-Xcg)}{t} \dot{\delta} \dot{x} \quad (9.4.8)$$

$$Wcd = \frac{P(Xcg)}{2t} - \frac{M(R+Ycg)}{2t} \ddot{x} + \frac{M(R+Ycg)}{2L} \frac{(Xcg)}{t} \dot{\delta} \dot{x} \quad (9.4.9)$$

$$Wce = \frac{P(Xcg)}{2t} - \frac{M(R+Ycg)}{2t} \ddot{x} - \frac{M(R+Ycg)}{2L} \frac{(Xcg)}{t} \dot{\delta} \dot{x} \quad (9.4.10)$$

Considerando também que a força é aplicada ao pushrim da roda teremos:

$$Ftd,e = \frac{Fd,e.Rpr}{R} \quad (9.4.11)$$

Com Rpr , o raio do pushrim.

Resultando nas seguintes equações diferenciais para o movimento da cadeira de rodas:

$$\left(M + 2 \frac{I}{R^2} + \frac{M(R+Ycg)(f-f')}{t} \right) \cdot \ddot{x} = \frac{(Fd+Fe).Rpr}{R} - f \left(\frac{P(t-Xcg)}{t} \right) - f' \left(\frac{P(Xcg)}{t} \right) \quad (9.4.12)$$

$$J_y \ddot{\delta} + \left[\frac{M(R+Ycg)}{t} (f(t-Xcg) + f'.Xcg) + M.Xcg \right] \cdot \dot{\delta} \dot{x} = \frac{(Fd-Fe).Rpr}{R} \cdot L \quad (9.4.13)$$

Para calcular a posição da cadeira em um sistema fixo de coordenadas serão usadas as equações:

$$\dot{X} = \dot{x} \cdot \cos(\delta)$$

$$\dot{Y} = \dot{x} \cdot \sin(\delta)$$

9.5. Avaliação do centro de massa

A Figura 64 apresenta um modelo físico para determinação do centro de massa do conjunto usuário + cadeira.

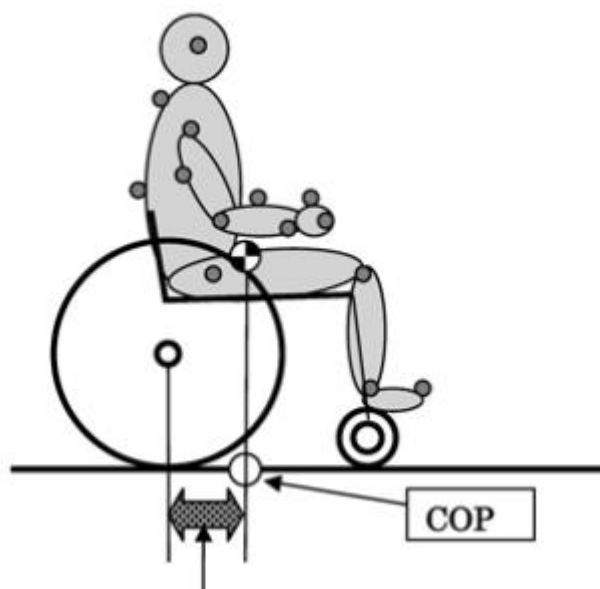


Figura 64: Modelo físico para cálculo do Centro de Gravidade.(YAMAMOTO, 2007).

Para isso, primeiramente é necessário segmentar o corpo humano nas seguintes divisões: Tronco, cabeça, braço, antebraço, quadril e perna.

Para cada segmento é necessário avaliar sua massa e posição do CG de cada segmento para assim calcular o CG do corpo humano na posição sentada.

Além disso, é preciso também avaliar o CG da cadeira de rodas, para isso a cadeira de rodas é dividida em seus principais componentes: Rodas, Quadros, Casters e Tesouras.

O comprimento de cada segmento pode ser determinado a partir da altura da pessoa, segundo a Figura 65:

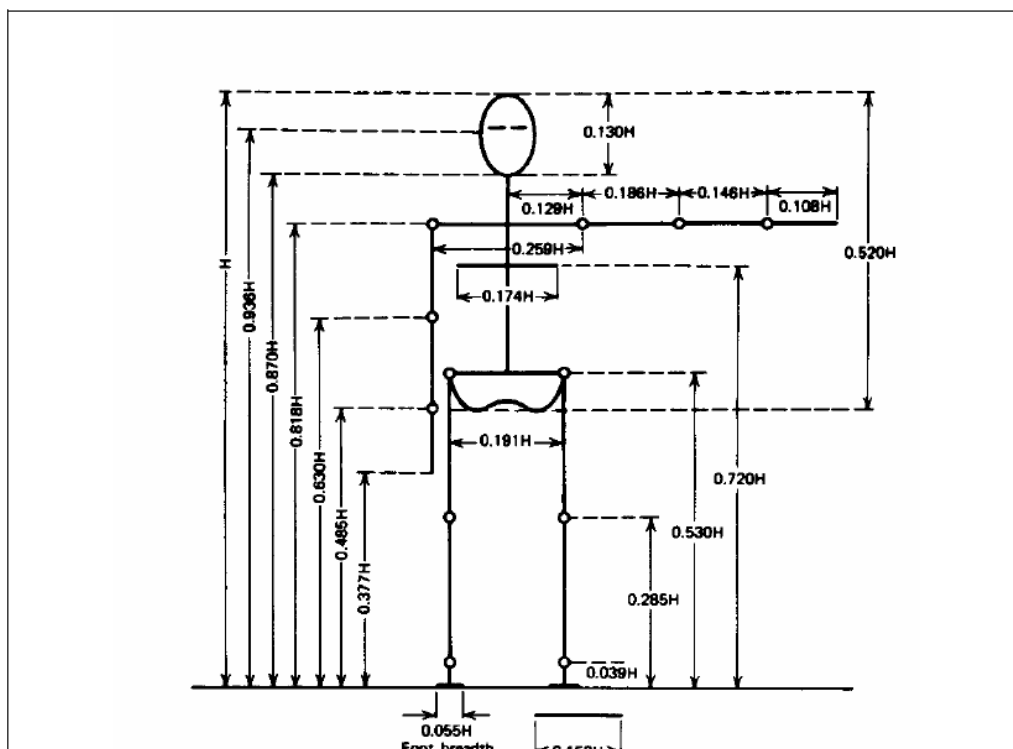


Figura 65: Padrão para comprimento dos segmentos do corpo humano (RODACKI, 2005).

Além disso, a posição do CM de cada segmento também pode ser estimada segundo a Figura 66.

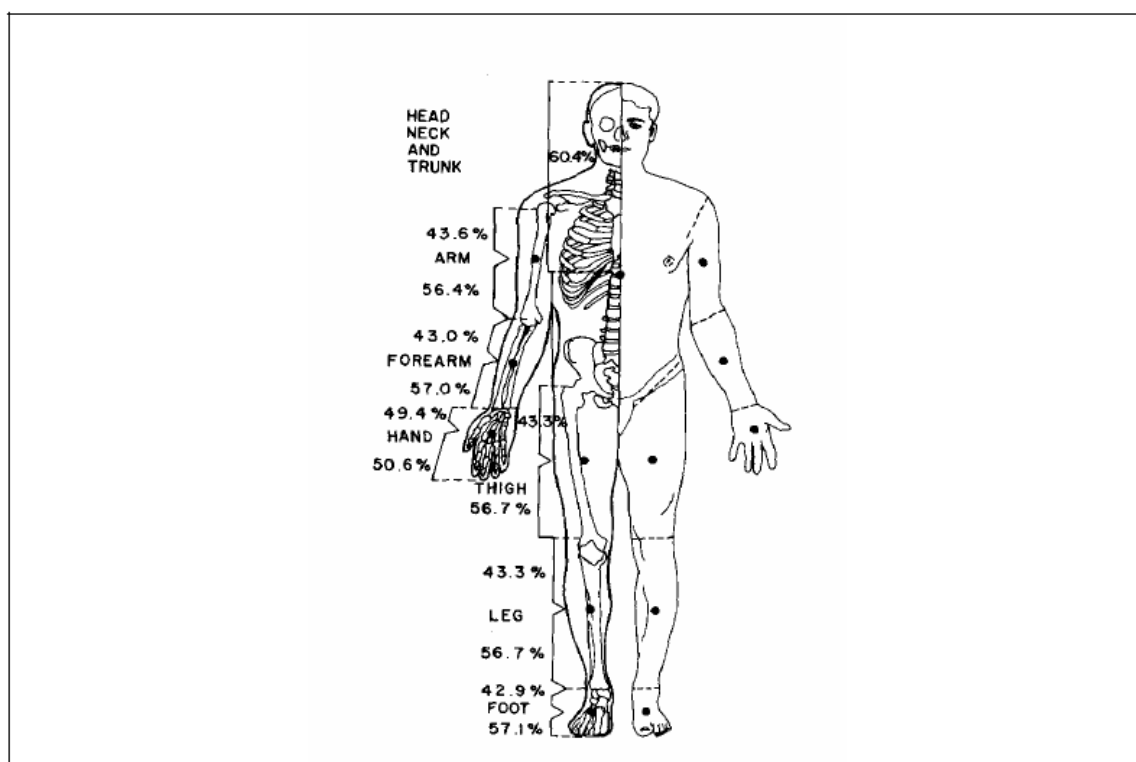


Figura 66: Posição do centro de massa para cada segmento do corpo humano (RODACKI, 2005).

Já as massas de cada segmento, podem ser calculadas a partir da Tabela 8, que mostra segundo alguns estudos a proporção de cada segmento pela massa total do indivíduo.

Tabela 8: Massa proporcional para cada segmento do corpo.

Segmento corporal	Massa relativa				
	Fischer (1906)	Clauser (1969)	Vários	Jensen [*] (1969)	Jensen ^{**} (1986)
Mão		0.0070	0.0060 ¹	0.0900	0.0800
Antebraço		0.0160	0.0160 ¹	0.0170	0.0170
Braço	0.0280	0.0260	0.0280 ¹	0.0320	0.0350
Antebraço e mão	0.0260	0.0230	0.0220 ¹		
Membro superior	0.0540	0.0490	0.0500 ¹		
Pé	0.0210	0.0150	0.0145 ¹	0.0210	0.0210
Perna	0.0450	0.0440	0.0465 ¹	0.0530	0.0560
Coxa	0.1100	0.1050	0.1000 ¹	0.1100	0.1210
Pé e perna	0.0660	0.0580	0.0610 ¹		
Membro inferior	0.1760	0.1610	0.1610 ¹		
Cabeça e pescoço			0.0810 ¹		
Tórax			0.2160 ²		
Abdomem			0.1390 ³		
Pelve			0.1420 ³		
Tórax e abdômem			0.3550 ³		
Abdômem e pelve			0.2810 ²		
Tronco	0.4520	0.5070	0.4970 ¹	0.4170	0.4160
Tronco, cabeça e pescoço			0.5780 ¹		
Cabeça, braços e tronco			0.6780 ¹		

O CG é então calculado com a pessoa na posição sentada segundo a seguinte equação:

$$X_{cg} = \frac{m_1.x_1 + \dots + m_n.x_n}{m_1 + \dots + m_n} \quad (9.5.1)$$

Assim, por exemplo, para uma pessoa de 1,80 m de altura e 80 kg, e uma cadeira padrão, tem-se o resultado visto na Tabela 9:

Tabela 9: Resultado para uma pessoa de 1,80m de altura e 80kg.

Perna	0,513	m	3,72	kg
Coxa	0,441	m	8	kg
ante-braço	0,2592	m	1,76	kg
Braço	0,3384	m	2,24	kg
Tronco	0,612	m	39,76	kg
Cabeça	0,234	m	6,48	kg

E para a cadeira os valores estimados do CG e massa das partes principais podem ser vistos na Tabela 10:

Tabela 10: Massas e CGs para uma cadeira de rodas padrão.

	qtde	massa (kg)	CGX (m)	CGY(m)
Roda	2	4,4	0	0
Caster	2	1,1	0,45	-0,2692
Lateral	2	3,3	0,3	0,0933
Tesoura	2	2,2	0,3	0,0933

Resultando no CG do conjunto visto na Tabela 11:

Tabela 11: Centro de gravidade do conjunto cadeirante + cadeira.

CM	sentado		de pé	
	Xcm	Ycm	Xcm	Ycm
	0,206613	0,327157	0,411943	1,023389

Com a variação da posição dos braços obteve-se uma variação muito pequena da posição do CG, da ordem de 1 cm, portanto essa dinâmica não será considerada durante os cálculos, sendo assim é considerado que a posição do CG da cadeira de rodas é fixo durante a propulsão.

9.6. Modelo do quadrilátero articulado e cálculo das forças

9.6.1. Análise da posição dos quadriláteros

Como já descrito anteriormente o mecanismo responsável pelo movimento STS (Sit-to-Stand) da cadeira é um mecanismo fechado formado por dois quadriláteros articulados, como mostram as Figura 67 e Figura 68:

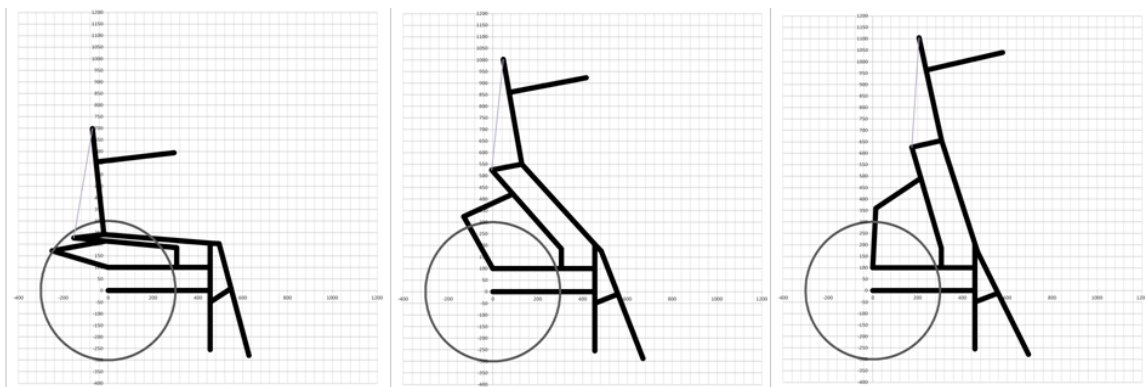


Figura 67 - Esquema demonstrativo do mecanismo.

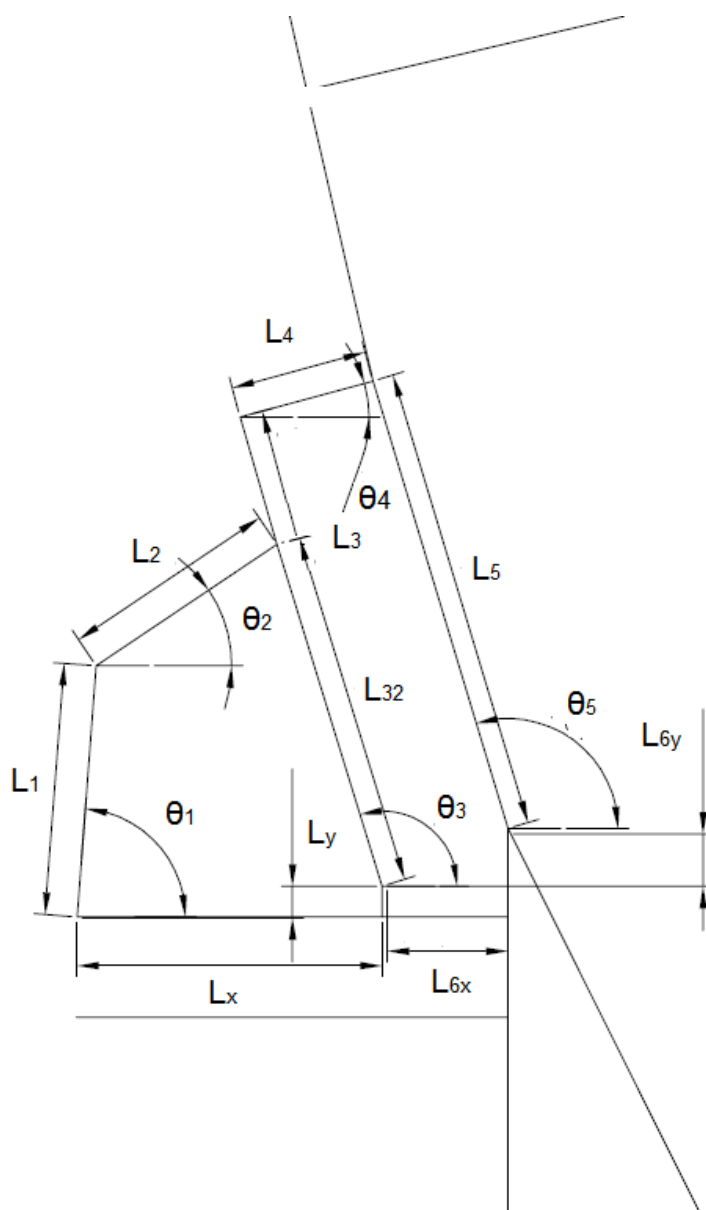


Figura 68 - Esquema do Mecanismo.

Com:

θ_1 – ângulo da barra 1	L_1 – comprimento da barra 1
θ_2 – ângulo da barra 2	L_2 – comprimento da barra 2
θ_3 – ângulo da barra 3	L_3 – comprimento total da barra 3
θ_4 – ângulo da barra 4	L_{32} – comprimento inferior da barra 3
θ_5 – ângulo da barra 5	L_4 – comprimento da barra 4
L_x – Distância no eixo x	L_5 – comprimento da barra 5
L_y – Distância no eixo y	L_5 – comprimento da barra 5
L_{6x} – Distância no eixo x	L_{6y} – Distância no eixo y

Para o primeiro quadrilátero tem-se que:

$$-L_1 \cdot \cos\theta_1 - L_2 \cdot \cos\theta_2 + L_x + L_3 \cdot \cos\theta_3 = 0 \quad (9.6.1.1)$$

$$-L_1 \cdot \sin\theta_1 - L_2 \cdot \sin\theta_2 + L_y + L_3 \cdot \sin\theta_3 = 0 \quad (9.6.1.2)$$

Onde a relação dos ângulos pode ser calculada por:

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

Onde u_1 é dado por:

$$u_1 = \frac{-F_1 \pm \sqrt{F_1^2 + E_1^2 - G_1^2}}{G_1 - E_1} \quad (9.6.1.3)$$

E:

$$E_1 = 2 \cdot L_3 \cdot (L_x - L_1 \cdot \cos(\theta_1)) \quad (9.6.1.4)$$

$$F_1 = 2 \cdot L_3 \cdot (L_y - L_1 \cdot \sin(\theta_1)) \quad (9.6.1.5)$$

$$G_1 = L_x^2 + L_y^2 + L_3^2 + L_1^2 - L_2^2 - 2 \cdot L_x \cdot L_1 \cdot \cos(\theta_1) - 2 \cdot L_y \cdot L_1 \cdot \sin(\theta_1) \quad (9.6.1.6)$$

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

$$\theta_2 = \text{atg} \left(\frac{(L_y + L_3 \cdot \sin(\theta_3)) - L_1 \cdot \sin(\theta_1)}{L_x - L_1 \cdot \cos(\theta_1) + L_3 \cdot \cos(\theta_3)} \right) \quad (9.6.1.7)$$

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

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

$$\theta_5 = 2. \text{atg}(u_2)$$

Onde u_2 é dado por:

$$u_2 = \frac{-F_2 \pm \sqrt{F_2^2 + E_2^2 - G_2^2}}{G_2 - E_2} \quad (9.6.1.8)$$

E:

$$E_2 = 2. L_5. (L_6x - L_32. \cos(\theta_3)) \quad (9.6.1.9)$$

$$F_2 = 2. L_5. (L_6y - L_32. \sin(\theta_3)) \quad (9.6.1.10)$$

$$G_2 = L_6x^2 + L_6y^2 + L_5^2 + L_32^2 - L_4^2 - 2. L_6x. L_32. \cos(\theta_3) - 2. L_6y. L_32. \sin(\theta_3) \quad (9.6.1.11)$$

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

$$\theta_4 = \text{atg} \left(\frac{(L_6y + L_5. \sin(\theta_5)) - L_32. \sin(\theta_3)}{L_6x - L_32. \cos(\theta_3) + L_5. \cos(\theta_5)} \right) \quad (9.6.1.12)$$

9.6.2. Análise Cinemática

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

$$\begin{bmatrix} L_2. \sin \theta_2 & -L_3. \sin \theta_3 \\ -L_2. \cos \theta_2 & L_3. \cos \theta_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_1. \sin \theta_1 \\ L_1. \cos \theta_1 \end{bmatrix} \dot{\theta}_1 \quad (9.6.2.1)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} \dot{\theta}_1 \quad (9.6.2.2)$$

Portanto:

$$S_1 = \frac{\delta \theta_2}{\delta \theta_1} = \frac{L_1. \sin(\theta_3 - \theta_1)}{L_2. \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (9.6.2.3)$$

$$S_2 = \frac{\delta \theta_3}{\delta \theta_1} = \frac{L_1. \sin(\theta_2 - \theta_1)}{L_3. \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (9.6.2.4)$$

Analogamente pode-se chegar no resultado para o segundo quadrilátero:

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_4 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} \dot{\theta}_3 \quad (9.6.2.5)$$

$$S3 = \frac{\delta\theta4}{\delta\theta1} = \frac{L32.\text{sen}(\theta5-\theta3)}{L4.\text{sen}(\theta4-\theta5)} \cdot S2 \quad (9.6.2.6)$$

$$S4 = \frac{\delta\theta5}{\delta\theta1} = \frac{L32.\text{sen}(\theta4-\theta3)}{L5.\text{sen}(\theta4-\theta5)} \cdot S2 \quad (9.6.2.7)$$

9.6.3. Equações dinâmicas

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

$$L = T - V \quad (9.6.3.1)$$

$$L = \frac{1}{8} \left((A.\dot{\theta}1^2 + B.\dot{\theta}2^2 + C.\dot{\theta}3^2 + D.\dot{\theta}4^2 + E.\dot{\theta}5^2 + F.C1.\dot{\theta}1.\dot{\theta}2 + G.C2.\dot{\theta}3.\dot{\theta}4) - 4.(H.\text{sen}\theta1 + I.\text{sen}\theta2 + J.\text{sen}\theta3 + K.\text{sen}\theta4 + L.\text{sen}\theta5) \right) \quad (9.6.3.2)$$

Com:

$$A = (m1.L1^2 + 4.m2.L1^2 + 4.J1)$$

$$B = (m2.L2^2 + 4.J2)$$

$$C = (m3.L3^2 + 4.m4.L3^2 + 4.J3)$$

$$D = (m4.L4^2 + 4.J4)$$

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

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

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

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

$$I = (m2.g).L2$$

$$J = (m3.g + 2.m4.g).L3$$

$$K = (m4.g).L4$$

$$L = (m5.g).L5$$

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

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

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

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 acima resulta em:

$$L = \frac{1}{8} \left((A.\dot{\theta}1^2 + B.S1^2.\dot{\theta}1^2 + C.S2^2.\dot{\theta}1^2 + D.S3^2.\dot{\theta}1^2 + E.S4^2.\dot{\theta}1^2 + F.C1.S1.\dot{\theta}1^2 + G.C2.S2.S3.\dot{\theta}1^2) - 4.(M) \right) \quad (9.6.3.3)$$

Aplicando as equações em:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\delta L}{\delta \theta_1} = \zeta \quad (9.6.3.4)$$

Resulta em:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4} (A + B.S1^2 + C.S2^2 + D.S3^2 + E.S4^2 + F.C1.S1 + G.C2.S2.S3). \ddot{\theta}_1 + \\ & \frac{1}{8} \left(2.B.S1. \frac{dS1}{d\theta_1} + 2.C.S2. \frac{dS2}{d\theta_1} + 2.D.S3. \frac{dS3}{d\theta_1} + 2.E.S4. \frac{dS4}{d\theta_1} + F. \left(C1. \frac{dS1}{d\theta_1} + S1. \frac{dC1}{d\theta_1} \right) + \right. \\ & \left. G. \left(C2. \left(S2. \frac{dS3}{d\theta_1} + S3. \frac{dS2}{d\theta_1} \right) + S2.S3. \frac{dC2}{d\theta_1} \right) \right). \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}. \frac{dM}{d\theta_1} = \zeta_{ext} \end{aligned} \quad (9.6.3.5)$$

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.

$$\zeta_{ext} = Pu.Lp.\cos(\pi - \theta_5) - Fp.Lpist.\sin(\theta_p).\cos(\pi - \theta_5) - Fp.Lpist.\cos(\theta_p).\sin(\pi - \theta_5) + Mext \quad (9.6.3.6)$$

Com

Pu – Peso do usuário

Lp – braço do CG em relação à articulação da barra5

Lpist – braço do pistão em relação à articulação da barra5

θp – ângulo do pistão

Mext – Momento aplicado pela alavanca manuseada pelo usuário

9.6.4. 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).

Resultando nas seguintes equações:

$$F_{21x} + F_{h1} = m1.a1x \quad (9.6.4.1)$$

$$F_{21x} + F_{h1} = m1.a1x \quad (9.6.4.2)$$

$$F_{21y}.L1.\cos\theta_1 - F_{21x}.L1.\sin\theta_1 - m1.g.\frac{L1}{2}.\cos\theta_1 = J1.\ddot{\theta}_1 \quad (9.6.4.3)$$

$$F_{32x} - F_{21x} = m_2 \cdot a_{2x} \quad (9.6.4.4)$$

$$F_{32y} - F_{21y} - m_2 \cdot g = m_2 \cdot a_{2y} \quad (9.6.4.5)$$

$$F_{32y} \cdot L_2 \cdot \cos\theta_2 - F_{32x} \cdot L_2 \cdot \sin\theta_2 - m_2 \cdot g \cdot \frac{L_2}{2} \cdot \cos\theta_2 - m_2 \cdot \frac{L_2}{2} \cdot (a_{1y}' \cdot \cos\theta_2 + a_{1x}' \cdot \sin\theta_2) = J_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \quad (9.6.4.6)$$

$$F_{43x} + F_{h2} - F_{32x} = m_3 \cdot a_{3x} \quad (9.6.4.7)$$

$$F_{43y} + F_{v2} - F_{32y} - m_3 \cdot g = m_3 \cdot a_{3y} \quad (9.6.4.8)$$

$$F_{43y} \cdot L_{32} \cdot \cos\theta_3 - F_{43x} \cdot L_{32} \cdot \sin\theta_3 - F_{32y} \cdot L_3 \cdot \cos\theta_3 + F_{32x} \cdot L_3 \cdot \sin\theta_3 - m_3 \cdot g \cdot \frac{L_3}{2} \cdot \cos\theta_3 + M_{ext} = J_3 \cdot \ddot{\theta}_3 \quad (9.6.4.9)$$

$$F_{54x} - F_{43x} = m_4 \cdot a_{4x} \quad (9.6.4.10)$$

$$F_{54y} - F_{43y} - m_4 \cdot g = m_4 \cdot a_{4y} \quad (9.6.4.11)$$

$$F_{54y} \cdot L_4 \cdot \cos\theta_4 - F_{54x} \cdot L_4 \cdot \sin\theta_4 - m_4 \cdot g \cdot \frac{L_4}{2} \cdot \cos\theta_4 - m_4 \cdot \frac{L_4}{2} \cdot (a_{3y}' \cdot \cos\theta_4 + a_{3x}' \cdot \sin\theta_4) = J_4 \cdot \ddot{\theta}_4 \quad (9.6.4.12)$$

$$F_{h3} - F_{54x} = m_5 \cdot a_{5x} \quad (9.6.4.13)$$

$$F_{v3} - F_{54y} - m_5 \cdot g - P_u = m_5 \cdot a_{5y} \quad (9.6.4.14)$$

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 temos 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.

9.7. Planilha de análise da cadeira em Excel

Com as equações até o momento calculadas, foi desenvolvida uma ferramenta em Excel para auxiliar no projeto as funções da ferramenta são:

- Calcular CG do usuário da cadeira;
- Calcular massa da cadeira;
- Calcular as posições do mecanismo;
- Calcular CG da cadeira em qualquer posição;
- Ferramenta gráfica para visualizar a cadeira em qualquer posição;
- Calcular as reações nas rodas da cadeira em função de sua velocidade, aceleração e raio de curva;
- Avaliar estabilidade da cadeira;
- Integrar equações e simular mecanismo:
 - Entradas: Altura e peso do usuário, dimensões e materiais da cadeira, Momento aplicado pelo usuário, força do pistão e pontos de aplicação do pistão, condições iniciais e passo de integração;
 - Saídas: Posição, velocidades e acelerações angulares de cada barra em função do tempo;
 - Integração feita por Runge-Kutta de 2º grau;
- Calcular esforços nas barras do mecanismo em função do tempo;

As Interfaces da planilha são exibidas nas Figura 69 e Figura 70.

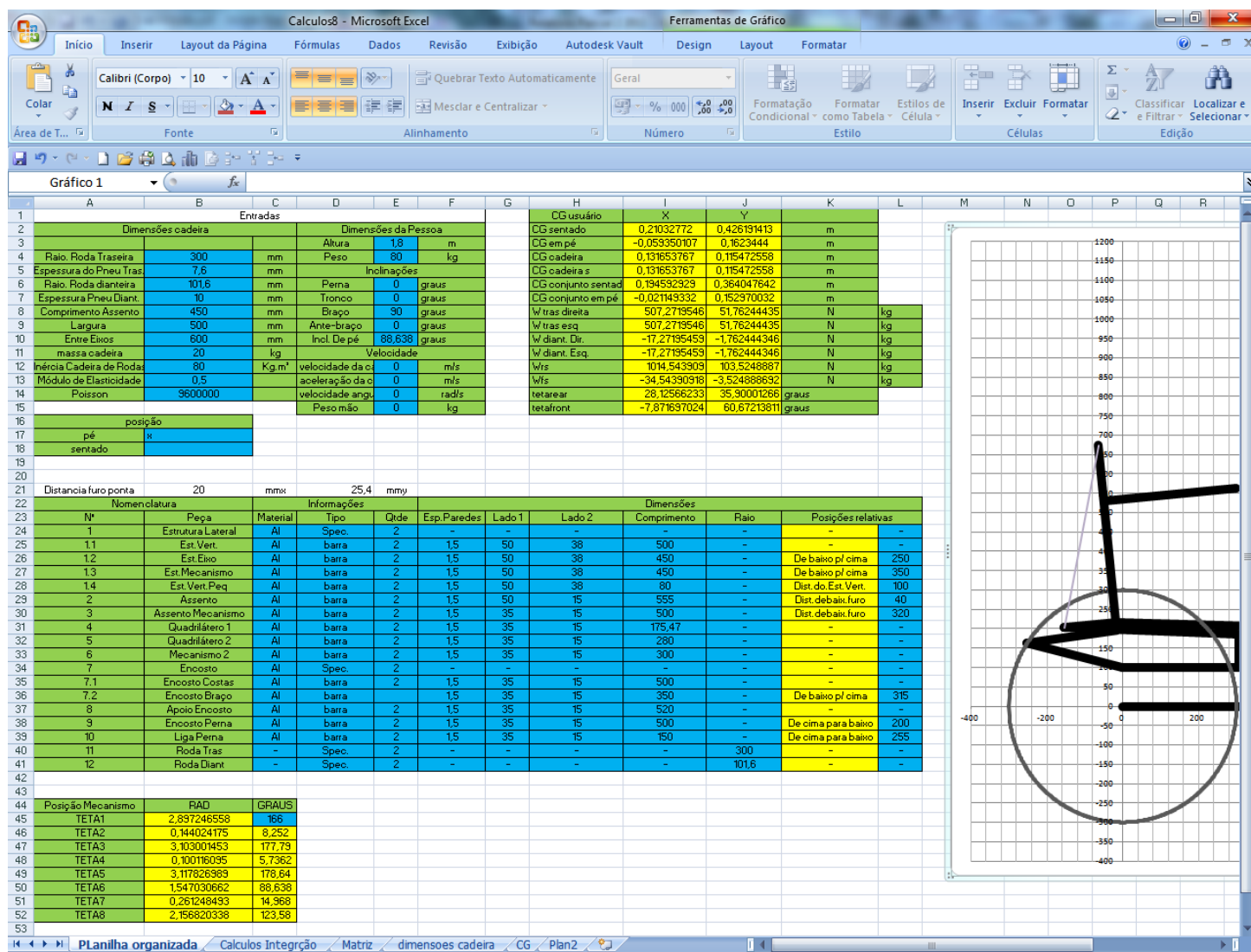


Figura 69 - Interface da Planilha em Excel para análise da Cadeira.

Calculos8 - Microsoft Excel

Planilha organizada | Calculos Integração | Matriz | dimensões cadeia | CG | Plan2

Contagem: 14

Figura 70 - Interface para Integração das equações dinâmicas.

9.7.1. Estabilidade da cadeira de rodas

Com auxílio da ferramenta desenvolvida, e dimensões das peças apresentadas no item 8.1, considerando uma cadeira feita inteiramente de aço com um usuário pesando 80 kg e 1,80 m de altura, foi feita uma análise da estabilidade da cadeira.

- A cadeira na posição sentada, com distância entre eixos de 450 mm:
 - Posição do CG: (0,19 m;0,36 m) (considera-se o eixo traseiro como a origem)
 - Peso no eixo traseiro: 556N
 - Peso no eixo dianteiro: 423 N
 - Inclinação máxima da cadeira: 28°

- Aceleração máxima: $2,83 \text{ m/s}^2$, equivalente a aplicar o equivalente a 15kg por braço.
- A cadeira na posição de pé com distância entre eixos de 450 mm:
 - Posição do CG: (0,37 m; 1,034 m) (considera-se o eixo traseiro como a origem)
 - Peso no eixo traseiro: 167 N
 - Peso no eixo dianteiro: 813 N
 - Inclinação máxima da cadeira: 19° para trás e 4° para frente
 - Peso máximo a ser carregado: 15 kg
- A cadeira na posição de pé com distância entre eixos de 600 mm:
 - Posição do CG: (0,37 m; 1,034 m) (considera-se o eixo traseiro como a origem)
 - Peso no eixo traseiro: 371 N
 - Peso no eixo dianteiro: 609 N
 - Inclinação máxima da cadeira: 19° para trás e 11° para frente
 - Peso máximo a ser carregado: 89 kg
 - Inclinação: 18°

Nota-se que ao a cadeira ficar de pé, a melhor solução seria aumentar a distância entre os apoios por em torno de 600 mm.

9.7.2. Simulação

C om um pistão de 400 N de força, aplicado desde o eixo traseiro ao assento, com braço no assento de 0,43 m, 90% do comprimento total do assento, portanto com o pistão a 0,43 m da articulação do assento, e um momento de 40 Nm, com os dois braços em conjunto temos a variação de inclinação do assento visto na Figura 71.

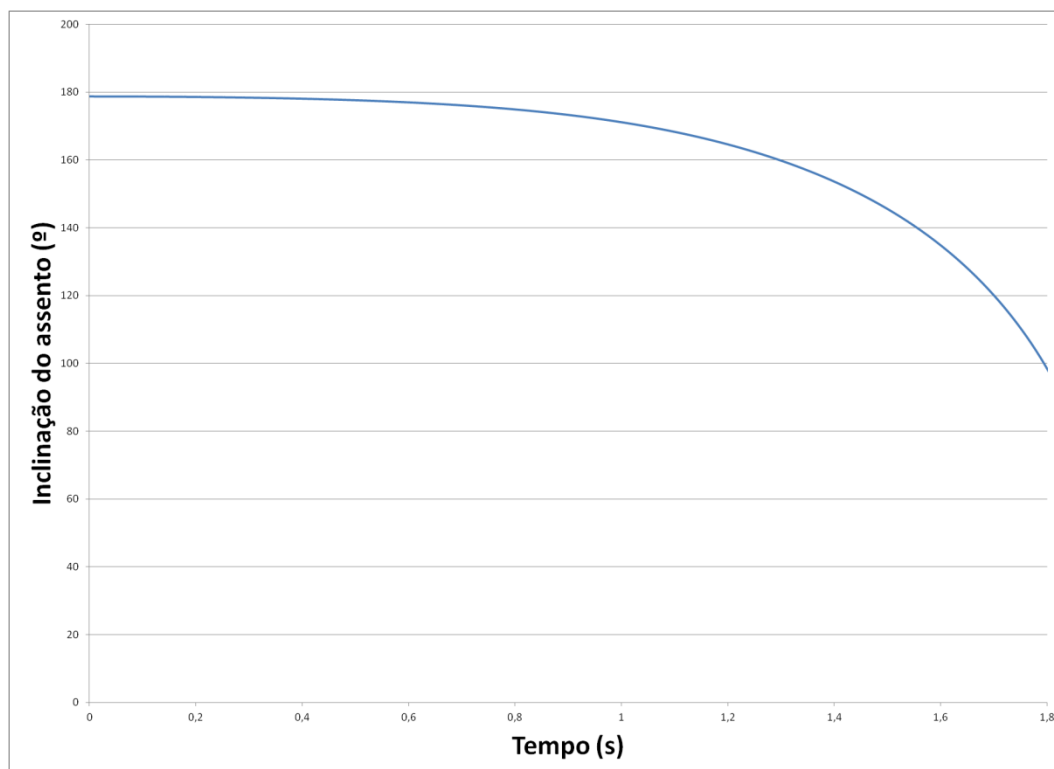


Figura 71 - Inclinação do Assento em função do tempo.

Obtendo um tempo de subida em torno de 1,7 s com uma força aplicada de aproximadamente 5 kgf por braço para atuar o sistema.

Sem o pistão, para uma resposta equivalente do sistema, seria necessário um momento de 210 Nm ou aproximadamente 27 kgf por braço do usuário.

Outra simulação feita, foi para verificar se quando a cadeira está de pé, se apenas o pistão irá aguentar o peso do usuário, para isso foi simulado que no instante em que a cadeira chega à posição considerada de pé, o momento aplicado pelo usuário torna-se nulo. A resposta do sistema está representada na Figura 72:

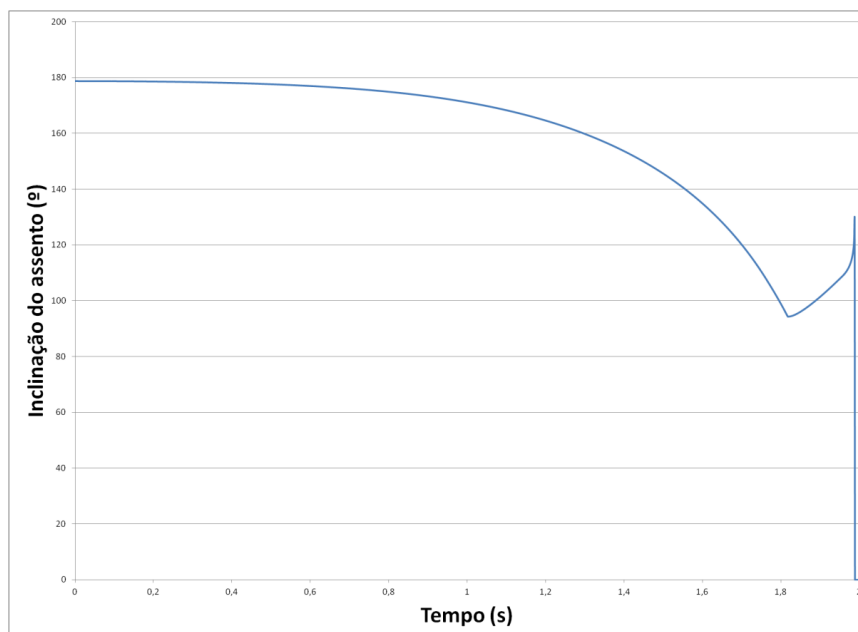


Figura 72 - Inclinação do Assento em função do tempo (sem Momento externo).

Nota-se que o sistema continua a ir para frente por alguns instantes e depois começa a voltar, travando em torno de 120°. A primeira impressão é que o pistão, sem a força de aplicação não suporta sozinho o momento executado pelo peso do usuário, porém observando o comportamento da barra 1, vem a Figura 73:

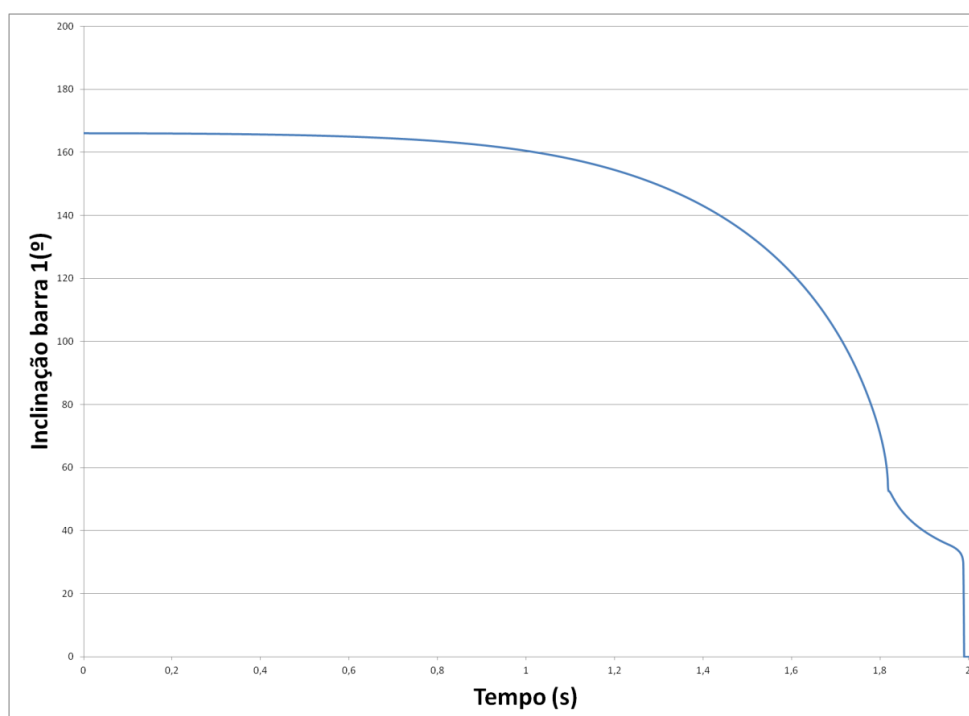


Figura 73 - Inclinação da barra 1 em função do tempo.

Nota-se que, na verdade a barra 1 não teve seu sentido invertido, portanto o mecanismo não estava retornando à posição sentada, na verdade o pistão continua empurrando o assento, na verdade o momento efetuado pelo pistão é ainda 60 Nm maior do que o momento efetuado pelo peso do usuário.

Indicando que na verdade, o mecanismo deve ter algum batente ou trava no momento em que está em pé. Uma solução possível seria usar uma mola gás que tenha um botão como trava do pistão a partir do momento em que o usuário está de pé.

Porém nesta formatação descrita o momento do pistão diminui à medida que a cadeira se levanta, sendo melhor que na verdade o momento do pistão aumente à medida que a cadeira se levanta e o momento de resistência do peso do usuário diminui.

Para isto, a inclinação do pistão deve aumentar durante a subida da cadeira, assim o pistão deve ser instalado com uma extremidade na barra que sustenta o mecanismo, e outra, na mesma barra que aciona o mecanismo.

Desta maneira têm-se o seguinte resultado:

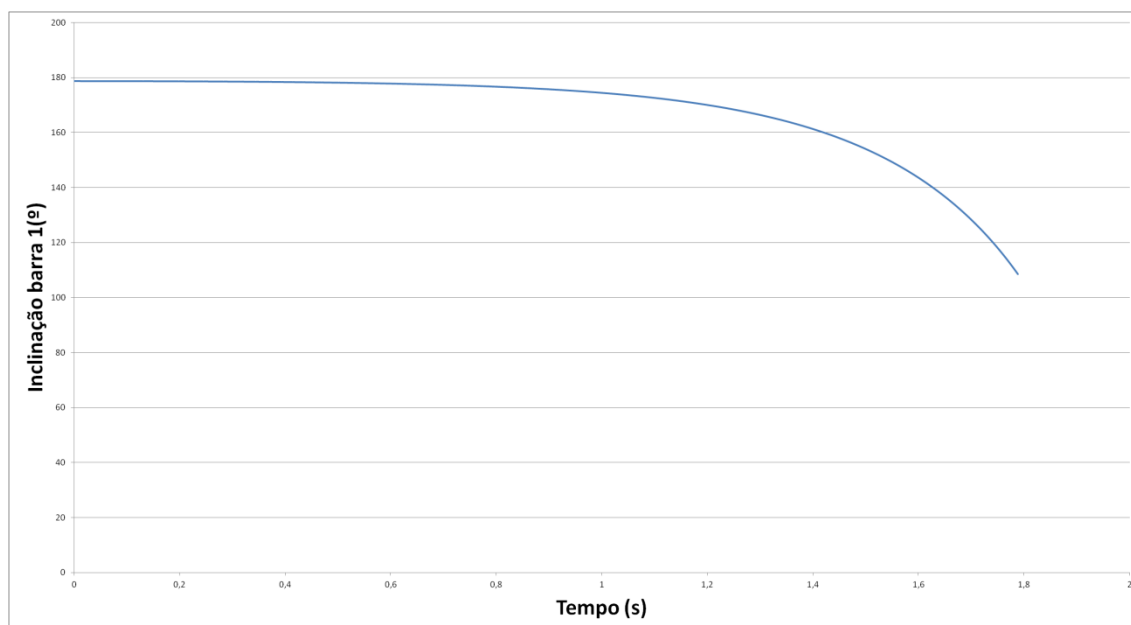


Figura 74 - Resultado para novo pistão

Nota-se que o mecanismo ainda subiu em 1,8 s, porém desta vez foi necessário um esforço maior no início do movimento (140 Nm), aproximadamente 15 kg por braço do usuário.

Porém ao subir 40°, a cadeira continua seu movimento, mesmo sem aplicação de força pelo usuário, como pode ser visto no gráfico da Figura abaixo.

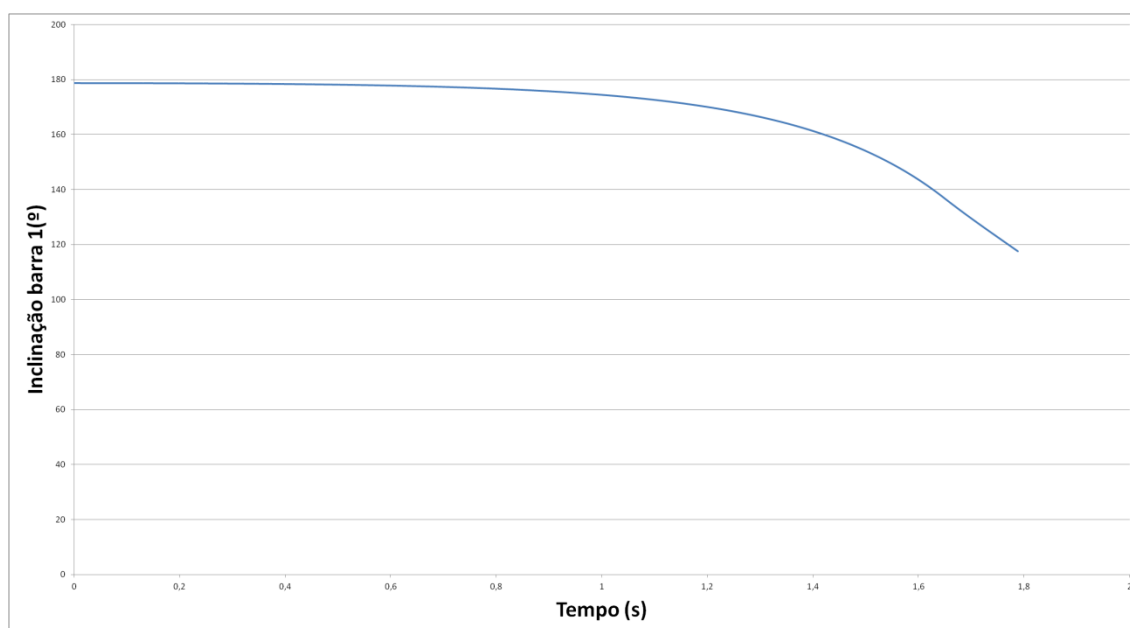


Figura 75 - Simulação com o usuário parando de aplicar força após 40 graus

Como o esperado o tempo de subida será maior nesse caso, mas com isso nota-se que com esse tipo de construção, apesar do usuário precisar de uma força maior para retirar o mecanismo da inércia, ele pode diminuir o seu esforço no braço ao longo do movimento uma vez que o momento aplicado pelo pistão aumenta com o movimento da cadeira, e o momento resistente diminui.

10. CÁLCULO ESTRUTURAL

A cadeira pode ser dividida em duas partes principais, o mecanismo e a estrutura que suporta esse mecanismo.

O mecanismo é formado pelos quadriláteros articulados, assento, encosto de costas e encosto das pernas. A estrutura principal é a parte que suporta o mecanismo, o mecanismo de acionamento, rodas traseiras, casters, dentre outros.

Como maneira de facilitar a fabricação e montagem, tentará se padronizar o máximo possível os diâmetros dos tubos que constroem a cadeira, assim com tubos padronizados em diâmetro e de mesmo material, sendo esse, portanto, um fator importante para a redução do custo da cadeira.

10.1. Barras do mecanismo

Para o dimensionamento das barras que formam o mecanismo foi feita uma simulação do movimento do mecanismo e será identificado o ponto de maior solicitação. Todas as outras barras serão formadas pelos mesmos tipos de tubo.

É possível comparar as simulações feitas para os esforços no mecanismo com as simulações feitas no programa de computador MSC ADAMS®. Para isto foi considerado um usuário de 100 kg, aplicando um momento de 200 Nm. A barra simulada é a barra acionada, que por ser a maior barra e com mais esforços envolvidos (pistão e acionamento), é a barra mais solicitada, portanto a barra mais crítica da estrutura.

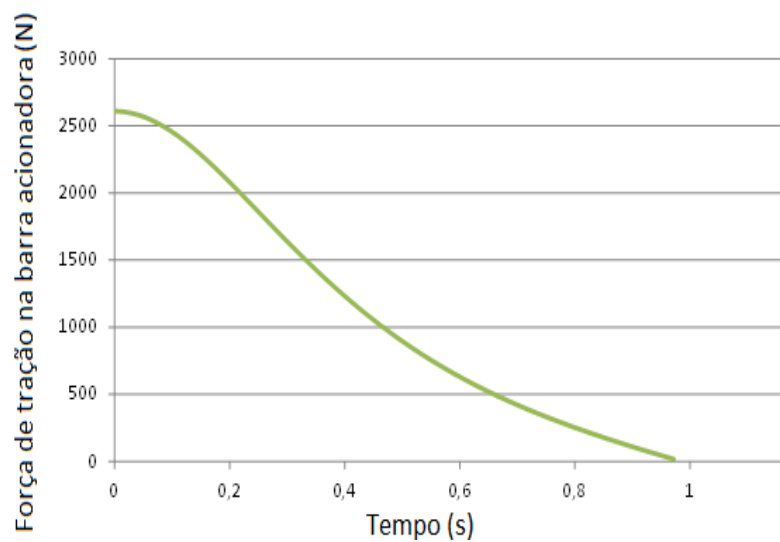


Figura 76 - Força de Compressão - Modelo Matemático

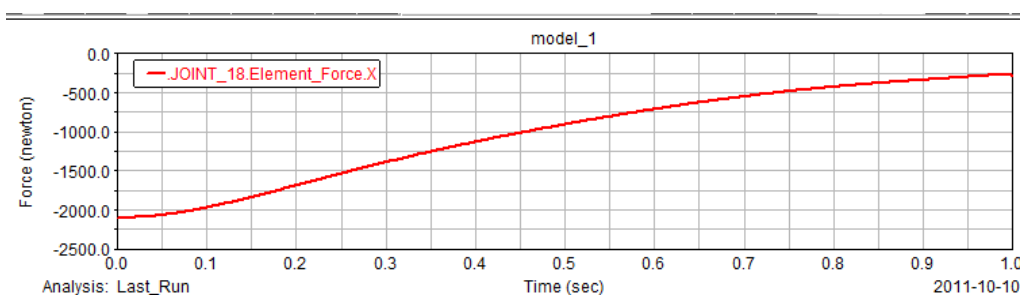


Figura 77 -Força de Compressão - ADAMS

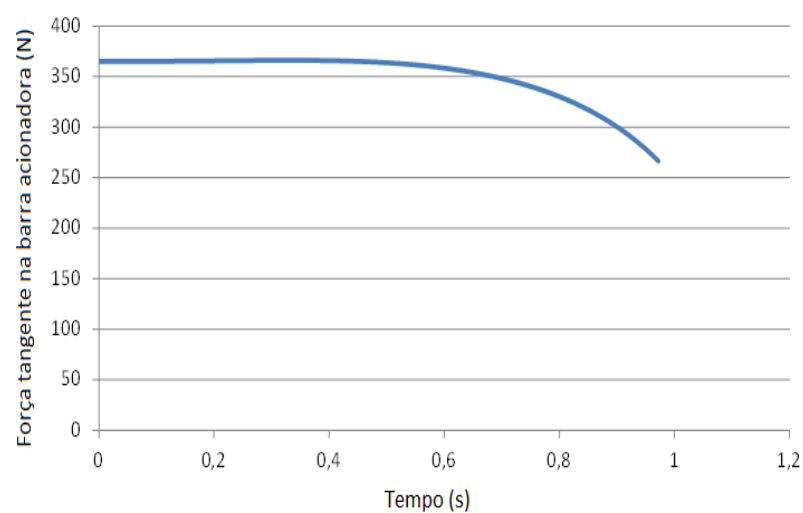


Figura 78 - Força tangencial - Modelo Matemático

Nota-se pelas Figura 76 e Figura 77 que o comportamento da força é bem semelhante, a diferença de sinais é devido à diferentes sistemas de coordenadas considerados. Sendo que na simulação do modelo matemático a força máxima é de 2600 N e a força mínima tende a 100 N, já na simulação realizada em ADAMS, a força máxima é de 2000 N e a mínima tende a 500 N.

O caso mais crítico encontra-se na barra acionadora, sendo o caso da barra trabalhar com uma carga de 2600 N de compressão e uma força tangencial de 370 N. Como pode ser observado nas figuras Figura 76 e Figura 78.

Neste caso, simula-se a barra na condição de equilíbrio (com momento aplicado pelas alavancas), sendo, portanto possível comparar o comportamento da barra em equilíbrio a uma barra engastada, uma vez que possui as mesmas reações de uma viga engastada em uma de suas extremidades.

Assim o momento fletor máximo nesta barra se dá na sua articulação da estrutura e seu valor é dado por:

$$F_t = 365 \text{ N}$$

$$L = 460 \text{ mm}$$

$$M = 365 \text{ N} \times 460 \text{ mm} = 84 \text{ Nm}$$

Além disso a força de compressão nesta barra é de:

$$F_c = -2600 \text{ N}$$

Portanto a tensão no ponto de maior solicitação é dada por:

$$\sigma = \frac{F_c}{A} + \frac{M.Re}{I_x} \quad (10.1.1)$$

Onde A é a área da secção da viga, e Ix o momento de Inércia.

Para um tubo de secção circular essa formula é dada por:

$$\sigma = \frac{F_c}{\pi(Re^2 - Ri^2)} + \frac{4.M.Re}{\pi(Re^4 - Ri^4)} \quad (10.1.2)$$

Para um tubo de 1" de Diâmetro externo e espessura de parede de 1,2 mm, tem-se que:

$$\sigma = 130 \text{ MPa}$$

Agora, considerando que o tubo para o mecanismo será construído de aço SAE 1020 laminado a frio temos o seguinte fator de segurança:

$$\sigma_e = 210 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{210}{130} = 1,62$$

10.2. Cálculo da estrutura

Para o dimensionamento dos tubos que formarão a estrutura principal da cadeira, será considerado o caso crítico do limite de estabilidade da cadeira, caso onde a aceleração da cadeira é grande o suficiente para que toda massa esteja sobre o eixo traseiro.

Neste caso, para um usuário de 100 kg e uma cadeira de 20 kg a cadeira terá uma carga de aproximadamente 600 N em cada roda traseira.

Da Figura 79 observa-se que a distância do ponto de aplicação de força da roda à estrutura é de 100 mm, gerando um momento fletor no eixo da roda equivalente a:

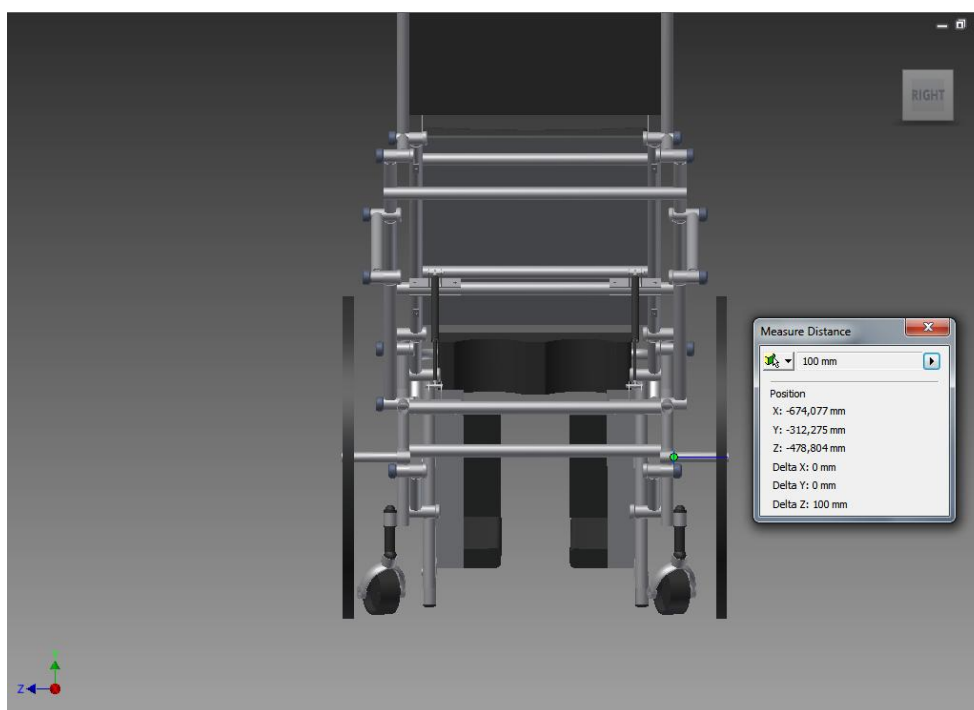


Figura 79: Vista frontal da cadeira para cálculo estrutural.

$$M = 600 \times 0,1 = 60 \text{ Nm}$$

Este momento fletor é responsável por um momento torsor, T, de igual módulo na barra estrutural que suporta o eixo. Esta barra como pode ser visto na Figura 80, tem 443 mm.

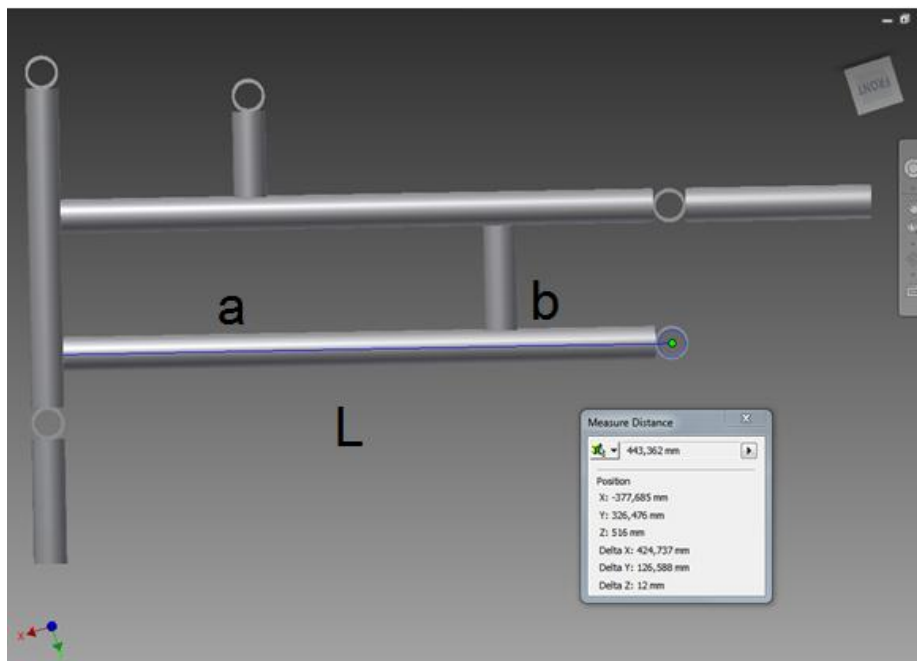


Figura 80: Visão lateral da estrutura, para cálculo estrutural.

Além disso a estrutura possui uma pequena barra entre a barra que suporta o eixo e a barra que suporta o mecanismo, para aliviar o momento fletor devido à carga no eixo.

Assumindo as distâncias da Figura 80, pode ser feito o seguinte equacionamento, considerando o ponto A como a extremidade da esquerda da barra que suporta o eixo, e B o ponto onde há o apoio entre as duas barras da estrutura.

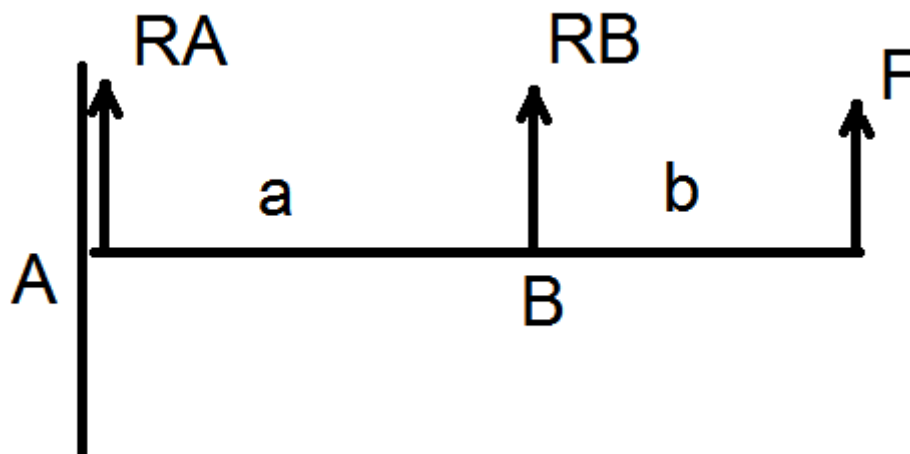


Figura 81: Representação bidimensional simplificada da análise de forças.

Fazendo as equações de equilíbrio das forças e momento, tem-se que:

$$RA + RB + F = 0 \quad (10.2.1)$$

$$MA + RB \cdot a + F \cdot L = 0 \quad (10.2.2)$$

Analisando o corte para $0 < x < a$:

$$M1(x) = RA \cdot x - MA \quad (10.2.3)$$

Já para $0 < x < b$:

$$M2(x) = -F \cdot x + RA \cdot a - MA \quad (10.2.4)$$

Pelas equações de equilíbrio é possível notar que se trata de uma estrutura hiperestática, uma vez que existem 3 incógnitas e apenas 2 equações de equilíbrio.

Para tanto as equações de $M_1(x)$ e $M_2(x)$ serão integradas e utilizadas condições de contorno para se calcular as reações na barra, resultando nas equações de ângulo da barra e deslocamento ($\theta(x)$ e $D(x)$).

$$\theta1(x) = \frac{RA \cdot x^2}{2} - MA \cdot x + C1 \quad (10.2.5)$$

$$D1(x) = \frac{RA \cdot x^3}{6} - \frac{MA \cdot x^2}{2} + C1 \cdot x + C2 \quad (10.2.6)$$

Considerando que $\theta_1(0) = 0$ e $D_1(0) = 0$, resulta em:

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

Portanto:

$$\theta_1(x) = \frac{RA \cdot x^2}{2} - MA \cdot x \quad (10.2.7)$$

$$D_1(x) = \frac{RA \cdot x^3}{6} - \frac{MA \cdot x^2}{2} \quad (10.2.8)$$

Pode-se, portanto utilizar a equação de D_1 com a seguinte condição:

$$D_1(a) = 0$$

$$MA = \frac{RA \cdot a}{3}$$

Resultando em:

$$RA = \frac{3}{2} \frac{F \cdot b}{a} \quad (10.2.9)$$

$$RB = \frac{-F \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b)}{2 \cdot a} \quad (10.2.10)$$

Para as dimensões da cadeira vêm, assim, os resultados da Tabela 12:

Tabela 12: Dimensões obtidas a partir da análise estrutural.

Dimensões e forças na barra		
F	600	N
a	320	Mm
b	111	Mm
I	431	Mm
RA	312,1875	N
RB	-912,1875	N
MA	33,3	Nm
MB	66,6	Nm

Identificando que o momento máximo ocorre no ponto B. Deste modo a barra de apoio alivia o momento fletor máximo, que seria aproximadamente 270 Nm no ponto A caso não houvesse esta barra de apoio no ponto B

Neste caso a tensão máxima será dada por:

$$\sigma = \frac{T.R}{I_t} + \frac{M.r}{I_x} \quad (10.2.11)$$

Para um tubo de secção circular sabe-se que:

$$I_t = 2.I_x \quad (10.2.12)$$

$$\sigma = \frac{(T+2.M).2.Re}{\pi(Re^4-Ri^4)} \quad (10.2.13)$$

Para o caso de um tubo de aço SAE 1020 laminado a frio com diâmetro externo de 12,7 mm e espessura de parede de 1,9 mm.

$$\sigma = 127 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{210}{126} = 1,67$$

Agora analisando a barra que suporta o mecanismo tem-se o modelo físico apresentado na Figura 82:

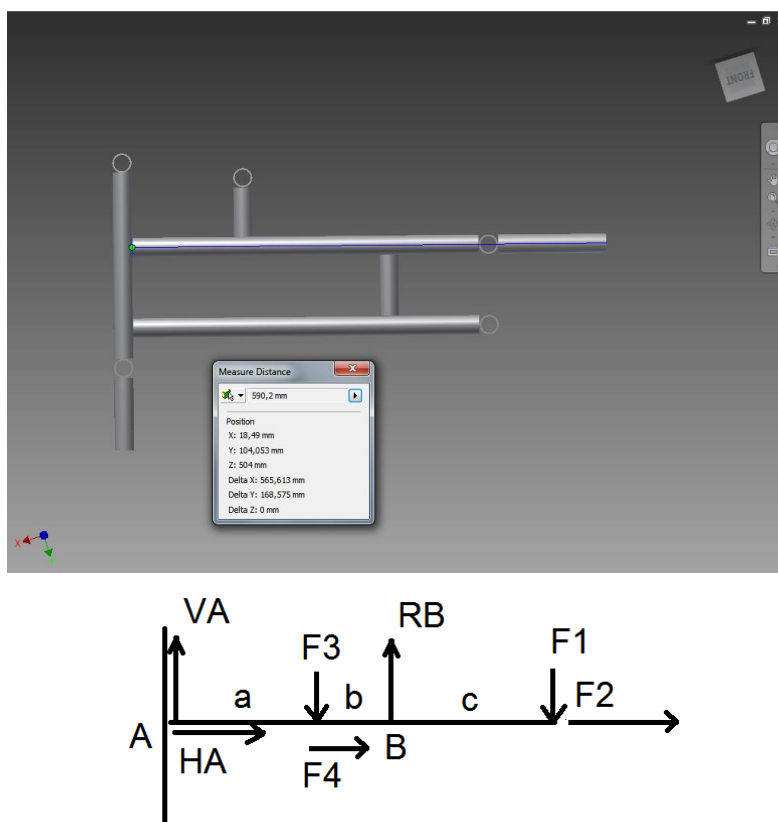


Figura 82: Modelo físico da estrutura.

Na Figura 82 foram desconsideradas as forças de uma das barras, que são desprezíveis em comparação à ordem de grandeza dos outros esforços envolvidos na estrutura (da ordem de 10N). A força RB é a força de reação da barra de apoio, portanto será utilizado um esforço RB calculado primeiramente pela barra que suporta o eixo, assumindo que não há deformação relevante na estrutura.

F1 e F2 são as forças do pistão sobre a estrutura e dependendo do ângulo do pistão sendo dadas por:

$$F1 = 400.\text{sen}(\alpha)$$

$$F2 = 400.\cos(\alpha)$$

Realizando o equilíbrio de forças e momentos nas barras tem-se:

$$VA = RB - F1 - F3 \quad (10.2.14)$$

$$HA = -F2 - F4 \quad (10.2.15)$$

$$MA = F3.a - RB.(a + b) + F1.(a + b + c) \quad (10.2.16)$$

Analisando o momento fletor por toda a viga:

$$0 < x < a$$

$$M1(x) = VA.x - MA$$

$$a < x < b$$

$$M2(x) = (VA - F3).x + VA.a - MA$$

$$b < x < c$$

$$M3(x) = (RB + VA - F3).x + VA.a + (VA - F3).b - MA$$

No início do esforço para levantar a cadeira, levando em consideração que a cadeira não está em movimento, os esforços F3 e F4 correspondem a 270 N e 2600 N respectivamente. O esforço no eixo traseiro é de 392N em cada roda para um usuário de 100 kg, resultando em um esforço RB equivalente a 595 N.

Enquanto a cadeira está sentada, o ângulo da mola a gás é de 6,19 °, como visto na Figura 83.



Figura 83: Ângulo da mola a gás.

Portanto com as equações calculadas acima, chega-se na Tabela 13:

Tabela 13: Resultados da análise estrutural na estrutura da cadeira.

Dimensões e forças na barra		
a	135	Mm
b	166	mm
c	263	mm
l	564	mm
VA	-283,1886147	N
HÁ	-2997,808758	N
RB	595	N
F1	41,81138531	N
F2	397,8087581	N
F3	270	N
F4	2600	Nm
MA	-119,0633787	Nm
M3	80,8329157	Nm
MB	-10,99639434	Nm
alfa	6	º

Nota-se que o maior momento fletor atuante na barra é de 119 Nm, com uma força trativa de aproximadamente 3000N. Assim:

$$\sigma = \frac{Ft}{\pi(Re^2 - Ri^2)} + \frac{4.M.Re}{\pi(Re^4 - Ri^4)} \quad (10.2.17)$$

Resultando para um tubo de aço SAE 1020 de Diâmetro externo de 12,7 mm de diâmetro com espessura de parede de 1,9 mm:

$$\sigma = 176 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{210}{176} = 1,2$$

11. FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Na construção e montagem da cadeira, considerou-se que deveria se adotar padrões mais simples, priorizando a utilização de peças já existentes no mercado, a fim de baratear o produto e simplificar sua montagem.

Para compor a estrutura da cadeira e as barras do mecanismo, optou-se por utilizar estrutura tubular soldada, tanto por vantagens estéticas quanto por sua resistência mecânica a tensões, deformações e fadiga, além do baixo peso (EASTWOOD e WOOD, 1970). A Figura 84 mostra uma imagem da estrutura tubular, já com as dimensões segundo o cálculo estrutural.



Figura 84: Estrutura tubular da cadeira

Porém, o uso de estruturas soldadas perpendicularmente, de seção circular vazada, exige um cuidado adicional para que os espaços entre as barras não seja prejudicial para a resistência estrutural. A depender das dimensões dos componentes, faz-se necessário um trabalho sobre os componentes a serem soldados, para reduzir este vão.

Segundo o estudo de Tuan e Rondal (1985), a depender das dimensões dos componentes, basta que se faça 1, 2 ou 3 cortes retos na extremidade do

tubo onde irá se efetuar a solda, reduzindo o vão máximo e resultando em uma união resistente, sem haver necessidade de efetuar cortes precisos e custosos.

Ainda segundo Tuan e Rondal (1985), o vão entre a superfície externa do membro principal e um ponto do membro secundário, para a união feita através de um único corte, vale:

$$J = \sqrt{\frac{DM^2}{4} + r^2 \sin^2 \theta} - \frac{DM}{2} \quad (11.1)$$

Onde DM é o diâmetro externo do membro principal, θ é o ângulo entre o centro do tubo secundário e o ponto a partir do qual se deseja medir o vão e r é o diâmetro interno do membro secundário, isto é:

$$r = (DD - 2E)/2 \quad (11.2)$$

Onde DD é o diâmetro do componente secundário e E é a espessura do componente secundário.

Daí tem-se a equação do vão máximo, quando $\theta = 90^\circ$, que vale:

$$J_{max} = \sqrt{\frac{DM^2}{4} + r^2} - \frac{DM}{2} \quad (11.3)$$

Onde, para o caso da estrutura estudada:

$$DM = 25,4 \text{ mm}$$

$$DD = 25,4 \text{ mm}$$

$$E = 1,3 \text{ mm}$$

Resulta:

$$J_{max} = 4,37 \text{ mm}$$

Do trabalho de Tuan e Rondal (1985), vem a Figura 85, da qual os valores de espaço máximo podem ser obtidos a partir dos parâmetros do tubo.

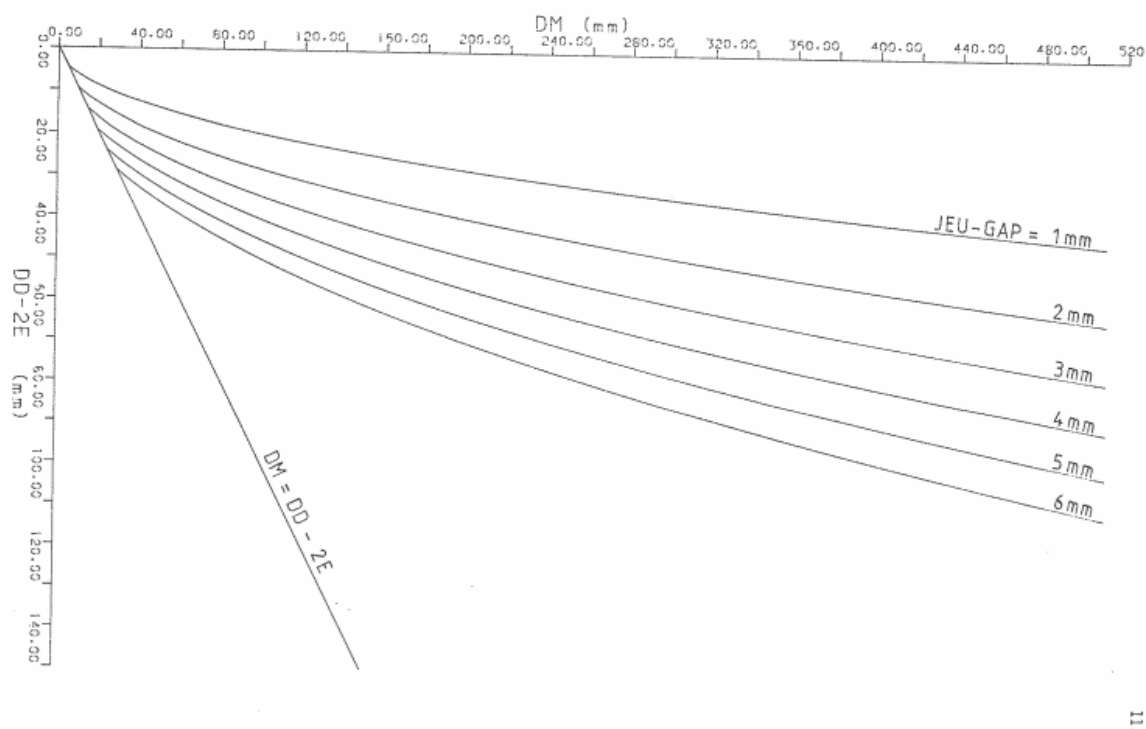


Figura 85: Gráfico com máximo espaço admissível para solda de tubos de seção circular vazada com apenas um corte reto (TUAN e RONDAL, 1985).

Plotando-se o ponto de $DD-2E = 22,8\text{mm}$ e $DM = 25,4\text{mm}$, vem que o vão máximo admissível para um único corte, sem haver perda das propriedades mecânicas é de 4,5 mm (Figura 86), de modo que a estrutura se encontra dentro dos padrões sem haver necessidade de cortes adicionais.

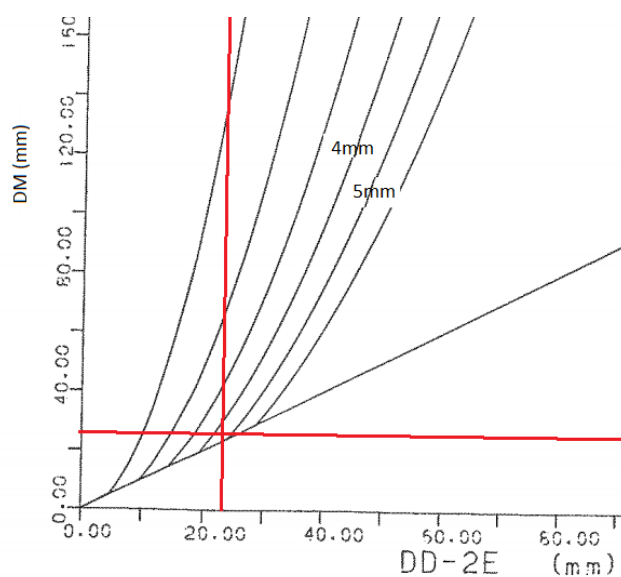


Figura 86: Plotagem do ponto para a estrutura estudada.

Uma vez determinado o número mínimo de cortes e, assim, a superfície disponível para soldagem, pode-se calcular a resistência que o cordão de solda oferece a forças de tração e flexão.

O cordão de solda sempre deve ser superdimensionado para que, no caso da ocorrência de uma falha, esta não ocorra na solda, mas sim em algum ponto central da estrutura.

Para o cálculo, como simplificação, considerou-se que o cordão de solda tinha formato triangular, com sua espessura máxima equivalente ao vão máximo entre os tubos.

Nesse caso, a “espessura de garganta” do cordão de solda pode ser calculada de forma simplificada como:

$$a = 0,7 \times \text{espessura máxima} \approx 3,06\text{mm}$$

Os componentes de tensão cisalhante e normal podem ser calculados separadamente para as forças de tração e de flexão.

No caso da força de tração, através da simplificação de cordão de solda triangular, com ângulo de 45 graus, vem:

$$\sigma_{\text{perp}} = \tau_{\text{perp}} = \sigma_N / \sqrt{2} \quad (11.4)$$

Onde a máxima tensão normal é calculada por:

$$\sigma_N = \frac{F_{\text{tração}}}{\text{Área cordão}} \quad (11.5)$$

Sendo que, considerando que o cordão de solda seja posto ao longo de todo o perímetro do tubo secundário:

$$\text{Área cordão} = (\pi \times (R + a)^2) - \pi \times R^2 \quad (11.6)$$

Já no caso da força de flexão, tem-se que o momento de flexão aplicada sobre a solda vale a força multiplicada pelo braço, isto é:

$$M_{\text{flexão}} = F_{\text{flexão}} \times L$$

No caso da força de flexão aplicada sobre o cilindro, considera-se que o ponto pivô do movimento de flexão seja o ponto de solda inferior, de modo que o ponto sobre máxima sollicitação é o ponto de solda superior. Dessa forma, o momento de flexão equivale à máxima resistência da solda multiplicada pela área de cisalhamento (área do cordão de solda) e pelo braço do movimento (diâmetro do tubo mais espessura do cordão de solda), isto é:

$$F_{flexão} \times L = \sigma \times ((\pi \times (R + a)^2) - \pi \times R^2) \times (D + a) \quad (11.7)$$

De modo que:

$$\sigma_N = \frac{F_{flexão} \times L}{((\pi \times (R + a)^2) - \pi \times R^2) \times (D + a)} \quad (11.8)$$

Enquanto que a tensão de cisalhamento, para a solda de tubos perpendiculares, vale:

$$\tau_N = \frac{F_{flexão}}{((\pi \times (R + a)^2) - \pi \times R^2)} \quad (11.9)$$

Sendo que:

$$\begin{aligned} \sigma_{perp} &= \sigma_N / \sqrt{2} \\ \tau_{perp} &= \tau_N / \sqrt{2} \end{aligned}$$

Assim, considerando a situação de maior sollicitação enfrentada pela estrutura, tem-se:

$$F_{tração} = 370N$$

$$F_{flexão} = 2600N$$

$$L = 500mm$$

Daí, calcula-se as tensões σ e τ para o caso de tração e flexão, somando-se os dois para o caso de máxima sollicitação.

Chega-se, então, em:

$$\sigma_{res} = 23,53 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{res} = 7,20 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as duas componentes, normais entre si, através do conceito do círculo de Mohr, vem:

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \times (\sigma_{res} + \sqrt{\sigma_{res}^2 + 4\tau_{res}^2}) \quad (11.10)$$

Que resulta em:

$$\sigma_{max} = 25,56 \text{ N/mm}^2$$

Para um cordão de solda do tipo S275, com classificação de eletrodo 35, tem-se que a resistência nominal é de 220 N/mm² (ROYMECH, 2011). Assim, um cordão de solda por todo o perímetro do tubo resulta em um fator de segurança 8,6.

Assumindo-se um fator de segurança 5, verifica-se que é suficiente que o cordão de solda seja feito em apenas 60% do perímetro.

Uma vez que todas as soldas consistem na junção perpendicular de seções tubulares, sempre formando estruturas paralelas, não há dificuldades em se fabricar os componentes do mecanismo. A única exceção é a “barra 1”, que apresenta maior complexidade por apresentar dois pontos de articulação mecanismo, além de ser responsável pelo ângulo de inclinação das costas do cadeirante (Figura 87).



Figura 87: Ângulo de precisão exigido na barra 1.

Outra componente de maior complexidade é a estrutura da cadeira em si (Figura 88). Porém, como suas componentes são todas paralelas (estão contidas em apenas 3 planos), é possível separar o processo de soldagem, fazendo cada um dos planos individualmente e os juntando ao fim.

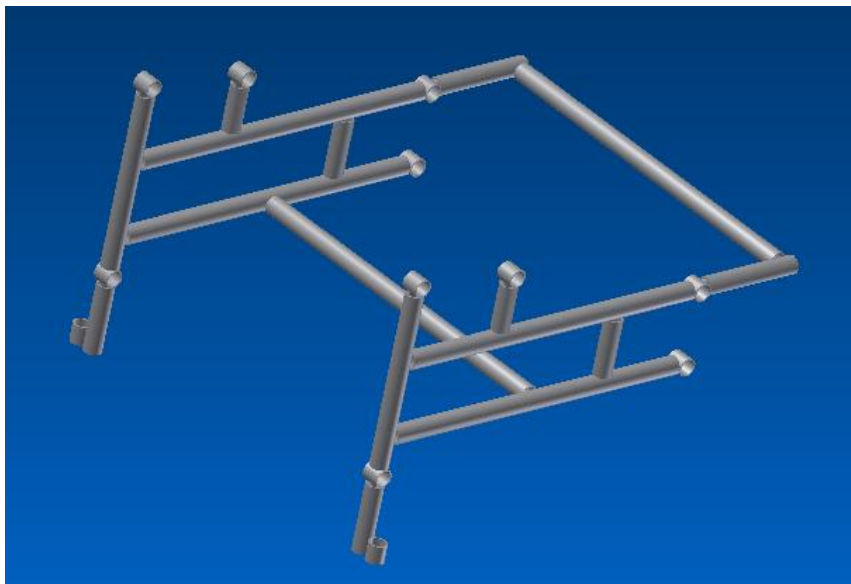


Figura 88: Estrutura da cadeira.

Todas as barras de seção circular utilizadas para a construção da estrutura da cadeira mais as barras do mecanismo de elevação possuem o mesmo perfil. A partir dessa simplificação, é possível construir toda a parte estrutural adquirindo-se apenas um tipo de tubo, cortando-o depois.

Considera-se que, para cada corte, há a perda de 3 mm de aço por conta do corte e acabamento. Assim, para cada cadeira, há o desperdício de aproximadamente 240 mm.

As juntas entre as barras do mecanismo são compostas por seções de 25,4 mm de comprimento dos tubos soldadas perpendicularmente às barras, de modo a formar juntas rotativas entre si.

Uma vez que o furo já está definido pelo diâmetro interno do tubo, o jogo pode ser definido a partir do sistema furo-base. Uma vez que se deseja movimento relativo entre as peças, o jogo desejado é H8/a9, tolerância de média precisão com funcionamento sem necessidade de lubrificação.

O pino é composto por um tubo de diâmetro externo maior do que o diâmetro externo do tubo utilizado na estrutura, e de diâmetro interno menor do que o diâmetro interno do tubo utilizado na estrutura. A partir dessas dimensões, usina-se o pino até que seu encaixe fique nas dimensões desejadas. Por fim, faz-se uma rosca na extremidade do pino, permitindo um encaixe desmontável (Figura 89, a e b).

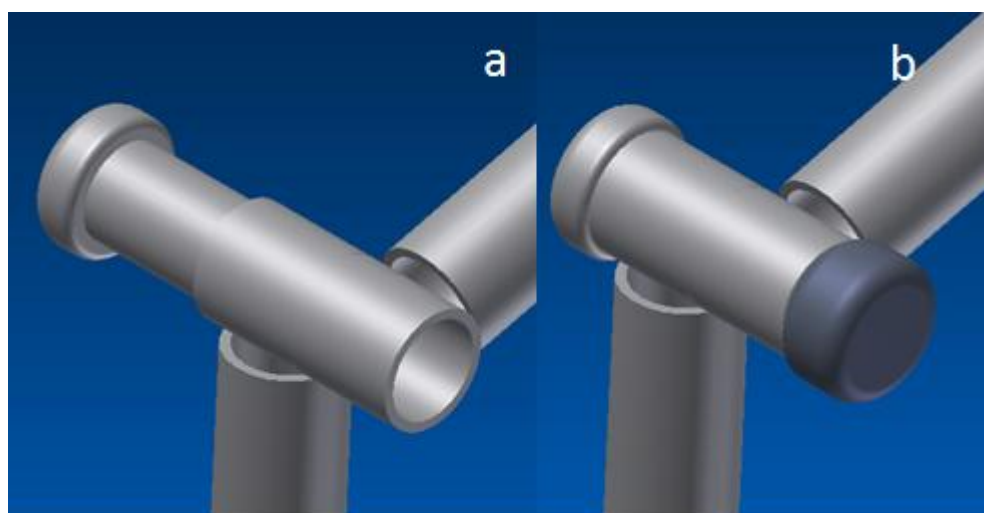


Figura 89: Pino das juntas rotativas.

No caso da mola a gás, o suporte que permite movimento rotativo desta já vem com furos adequados para fixação por meio de parafusos. Assim, os pontos de montagem são furados de modo a atravessar todo o tubo, permitindo fixação por porcas na outra extremidade.

Uma vez que os parafusos são submetidos a uma tensão de cisalhamento, ainda que de baixas magnitudes, optou-se por utilizar um parafuso de corpo liso, reduzindo-se os riscos de falha.

A mola a gás adotada é uma do tipo *push*, modelo GS-15-200, com formato de cabeça *Eyelet*. Os suportes para montagem são do modelo GSB-05, de aço revestido de zinco, de resistência nominal para 1800 N.

No caso, o parafuso utilizado é um ISSO 4014 M6 x 40 (Figura 90).

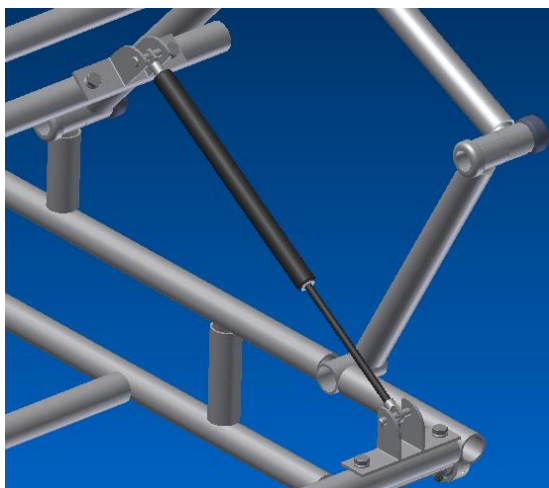


Figura 90: Fixação da mola a gás.

Os demais componentes pré-fabricados da cadeira (assento, encosto, apoio para os braços e pernas, fixadores de joelhos e rodas caster) também são fixados e ajustados na estrutura principal da cadeira por meio de parafusos. Porém, nem todos os modelos disponíveis no mercado são compatíveis, por conta da disparidade destes.

No caso do eixo traseiro da cadeira, partiu-se de um eixo de 22 mm de diâmetro para garantir a montagem adequada. A ligação do eixo à estrutura da cadeira é limitada por meio de uma extremidade maior (de 22 mm) e um anel elástico.

A fixação do rolamento é feita na outra extremidade do eixo. O rolamento utilizado no desenho é o modelo R12ZZ da AST (2011), de diâmetro interno de 19,05mm. A fixação é garantida em uma extremidade por um desnível usinado no eixo e, na outra extremidade, por uma tampa roscada, que força a carreira interna do rolamento contra o desnível, garantindo solidariedade entre a carreira interna e o eixo, permitindo fácil desmontagem caso esta seja necessária (Figura 91).

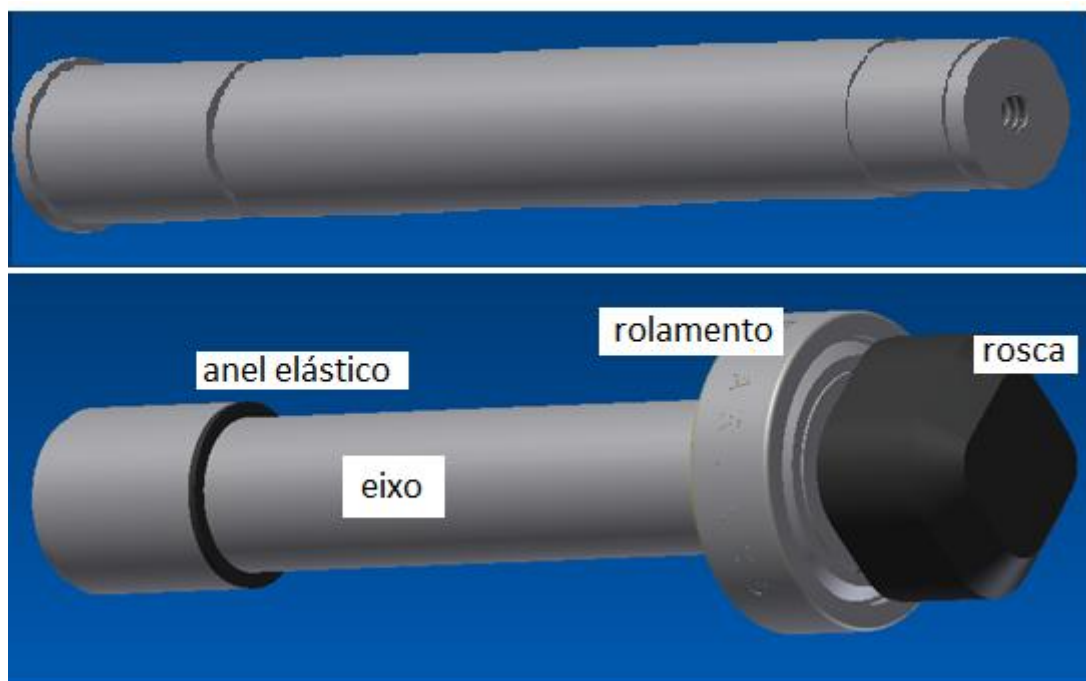


Figura 91: Montagem do eixo traseiro.

Para a nova dimensão da cadeira, foi feito o cálculo de dimensionamento do mecanismo de acionamento, considerando-se os novos pontos de conforto ergonômico para o cadeirante.

Além dos pontos de posicionamento do mecanismo de acionamento, considerou-se também a facilidade de fabricação, bem como a dificuldade que o mecanismo implicaria ao cadeirante na entrada e saída da cadeira.

Para tornar o mecanismo o mais simples possível de fabricar, optou-se por compô-lo apenas de barras rígidas, soldadas de forma semelhante às barras e estrutura da cadeira. As alavancas são revestidas de borracha para aumentar a aderência e o conforto no acionamento.

A força máxima aplicada na alavanca de acionamento foi calculada como sendo de 20 kg, a um braço máximo de 0,3 m. Assim, a solicitação máxima prevista é inferior à solicitação nas barras do mecanismo, de modo que os cálculos para o mecanismo de acionamento estão superdimensionados, não havendo problemas de falhas.

Para não haver problemas na entrada e saída do cadeirante, as barras do mecanismo de acionamento deveriam estar contidas no espaço entre o assento e o apoio para o braço, com a maior alavanca disposta paralela encosto da cadeira.

A partir das premissas citadas, chegou-se na configuração para o mecanismo apresentado na Figura 92.

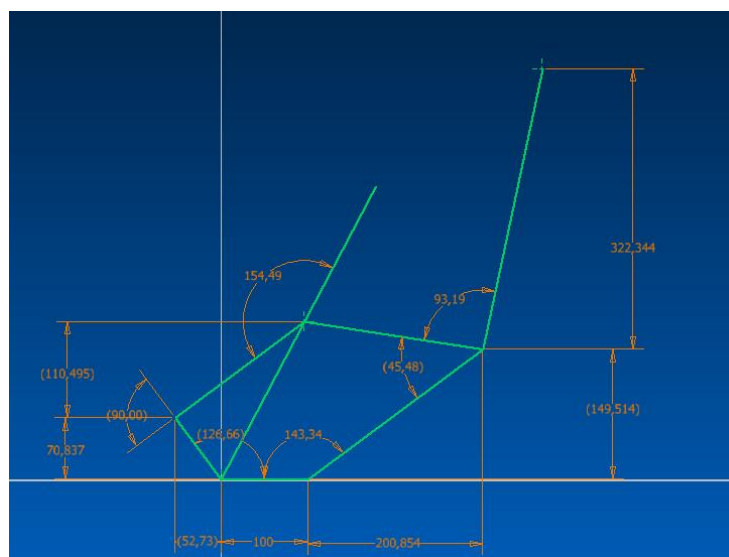


Figura 92: Desenho com a posição dos vértices de solda e dimensões da alavanca de acionamento.

Assim, com as dimensões desejadas para o posicionamento das barras e com as espessuras dos tubos utilizados, chegou-se no mecanismo apresentado na Figura 93.

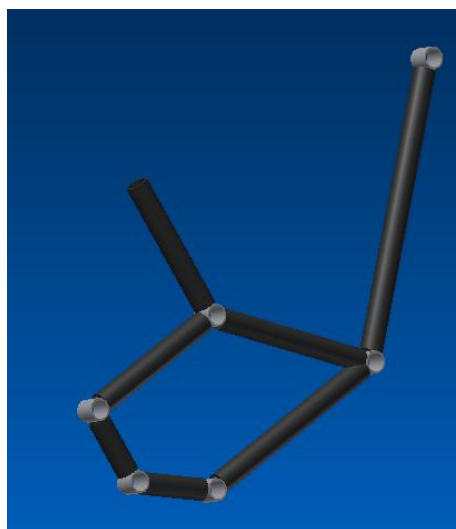


Figura 93: Mecanismo de acionamento.

A união do acionador à cadeira se dá de maneira semelhante à união entre as barras do mecanismo. O mecanismo é unido à barra 5 da cadeira através de seu elo de pivotamento, por meio de um pino roscado. Por fim, a barra inferior do acionador é soldada na barra 5, para garantir solidariedade no movimento durante o acionamento (Figura 94).

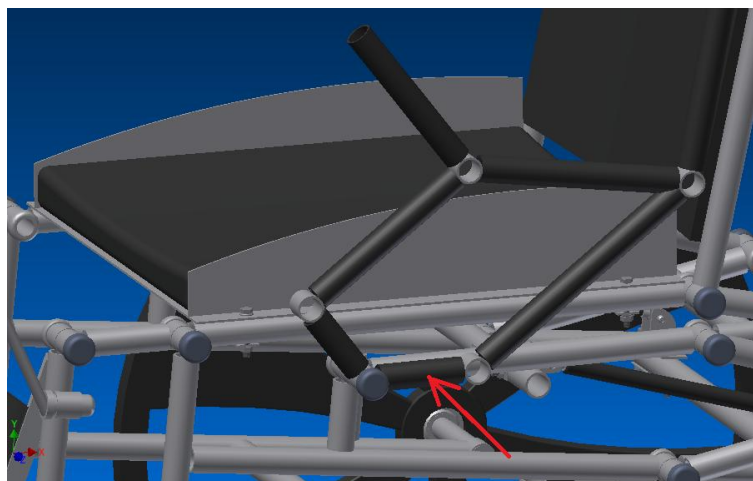


Figura 94: União do acionador ao mecanismo da cadeira de rodas. Em destaque com uma seta vermelha, a barra do acionador soldada na barra 5 da cadeira.

Assim, com o novo mecanismo de acionamento pode ser visto durante o movimento da Figura 95 (a – d).

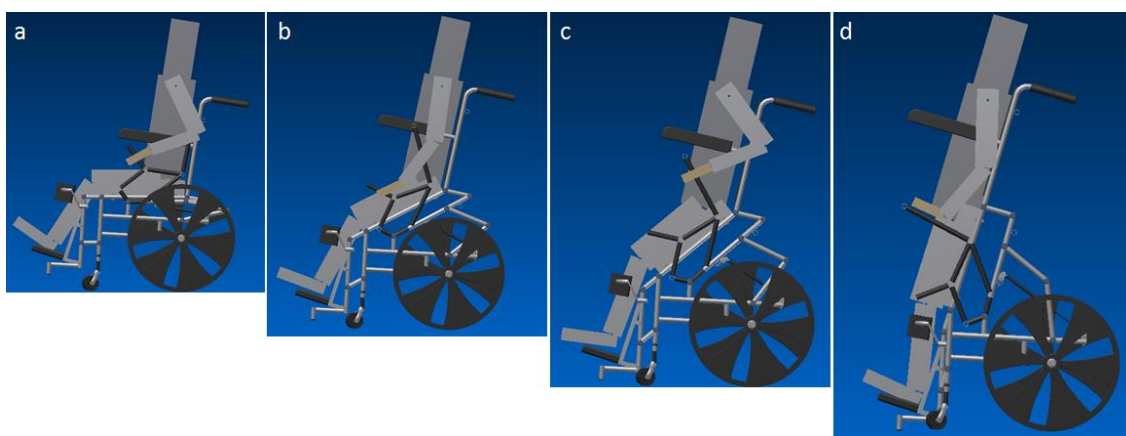


Figura 95: a – d) Movimento de elevação do cadeirante, acompanhando o movimento do mecanismo de acionamento.

Para garantir a estabilidade desejada, conforme calculado pela distância entre eixos mínima, um apoio adicional foi acrescentado à frente da cadeira (Figura 96).

Com a movimentação vertical da barra 3, durante o processo de elevação do mecanismo, o apoio encosta no chão, aumentando a distância entre eixos para os 600mm desejados.

Para que a cadeira seja compatível com os diversos aros de rodas existentes no mercado, faz-se importante que o comprimento deste pé adicional seja regulável.



Figura 96: Apoio adicional para garantir estabilidade.

A cadeira de rodas finalizada pode ser vista na Figura 97 e na Figura 98.



Figura 97: Desenho da cadeira de rodas completa.

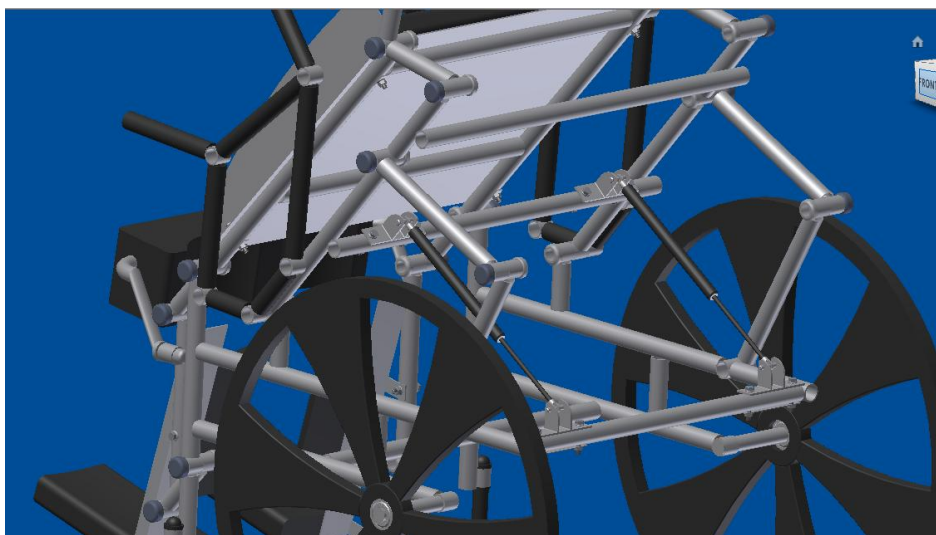


Figura 98: Destaque para o mecanismo de acionamento

12. LEVANTAMENTO DO CUSTO

O Custo da Cadeira de Rodas será calculado considerando os seguintes fatores:

- Material;
- Peças Prontas;
- Fabricação;
- Montagem.

Não será considerada a produção em série da cadeira, uma vez que não é do escopo deste trabalho, porém deve-se manter em mente que a produção em série diminuiria o custo a ser calculado.

- Material

Basicamente a cadeira será construída de maneira modular, como descrito anteriormente, possuindo quatro materiais principais para sua construção:

- Tubos de aço para estrutura;
- Tubos de aço para as articulações;
- Tubo de aço para eixo da roda traseira;
- Solda.

- Peças prontas

Com o intuito de se reduzir o custo da cadeira, decidiu-se em utilizar o maior número possível de “artigos de prateleira”, ou seja, peças que podem ser compradas de diferentes fornecedores e que podem apenas serem montadas na estrutura da cadeira, são essas:

- Manoplas;
- Assento;
- Encosto;
- Rodas Traseiras;

- Casters;
- Apoiaadores de Joelho;
- Freios;
- Encosto Pés;
- Encosto Braços;
- Parafusos;
- Porcas;
- Arruelas;
- Capas.

12.1. Fabricação e Montagem

O custo de Fabricação e Montagem será calculado considerando uma estimativa de homens-hora necessários desde o início da fabricação até sua montagem final, além do custo envolvido na soldagem da cadeira.

12.1.1. Solda

Calculando a área da secção da solda utilizada calculada anteriormente, vem que:

$$A = \frac{4,37 \times 3,06}{2} = 6,7 \text{ mm}^2 \quad (12.1.1.1)$$

Observando a construção da cadeira, foi observado que são necessários 48 cordões de solda, sendo cada um deles, segundo o cálculo da resistência de solda, 60% do perímetro do tubo. Tem-se que o comprimento de cada cordão é dado por:

$$Lc = 0,6 \times 2\pi \times Re = 0,6 \times 2\pi \times 12,7 = 48 \text{ mm} \quad (12.1.1.2)$$

$$Lc \text{ total} = 84 \times 48 = 4032 \text{ mm}$$

Sendo a densidade da solda considerada $7,94.10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ vêm as seguintes massas, por cordão de solda e total, respectivamente:

$$Mc = Lc \times A \times d = 48 \times 6,7 \times 7,94.10^{-6} = 2,55 \text{ g} \quad (12.1.1.3)$$

$$Mc \text{ total} = 84 \times 2,55 = 214,2 \text{ g}$$

Cálculo do tempo de Soldagem

Assumindo que cada cordão de solda seja feito com uma taxa de deposição de 2 kg/h para um eletrodo de 3,2 mm com uma corrente de 300 A, como na Figura 99.

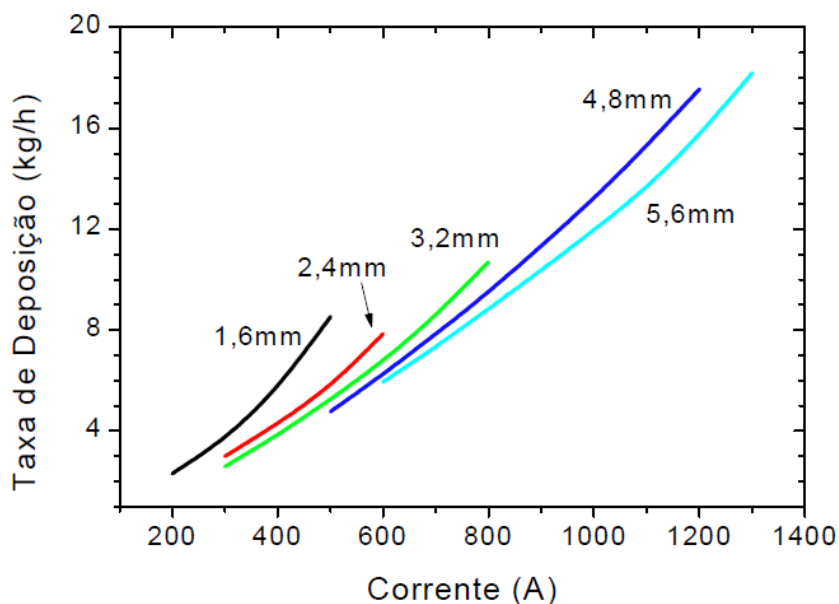


Figura 99: Gráfico de taxa de deposição do cordão de solda por corrente.

Pode-se dizer que o tempo de arco aberto seja:

$$t_{arc} = \frac{2,55 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,6s \quad (12.1.1.4)$$

Já o tempo total de soldagem é dado pela seguinte expressão, segundo Modenesi (2001):

$$Tt = \frac{t_{arc}}{\phi} = \frac{2,3}{0,3} = 15s \quad (12.1.1.5)$$

Onde ϕ é dado pela Tabela 14, e depende da maneira que a solda é feita, para incluir não apenas o tempo do arco como o tempo para outras operações da soldagem.

Tabela 14: Tabela do fator de tempo segundo modo de operação.

Modo de operação	ϕ (%)
Manual	05-30
Semi-automático	10-60
Mecanizado	40-90
Automático	50-100

Eletrodos

Assumindo um custo de R\$ 8,00/kg de eletrodos de aço baixo carbono, chega-se no seguinte custo por fio de solda:

$$C_e = \frac{m}{\phi} \cdot C = \frac{2,55 \cdot 10^{-3}}{0,7} \cdot 15 = 0,06 \quad (12.1.1.6)$$

Sendo ϕ a eficiência prática da deposição.

Mão de obra

Observando o tempo da solda e considerando que entre uma solda e outra o soldador deve posicionar as peças corretamente com alta precisão em um gabarito, é razoável dizer que o operário pode levar em torno de 5 minutos para cada fio de solda.

Portanto totalizando em torno de 7h para soldar todas as peças. O salário de um bom soldador é em torno de R\$ 1.600,00 segundo Pesquisa do Datafolha (2011).

Considerando um turno de 8h, trabalhando 22 dias ao mês, a hora deste trabalhador é R\$ 9,00.

Portanto para realizar as soldas de uma cadeira, os custos com mão de obra são de R\$ 63,00.

Energia Elétrica

O soldador levará 3h para efetuar todas as soldas, a corrente para o eletrodo é 400 A, e considerando que o equipamento para soldagem seja 220 V, com uma eficiência de 70% e utilizando um custo de R\$ 0,25/kWh.

$$C_{el} = \frac{220.400}{0,7} \cdot 3,0,25 = 70,71$$

Portanto o custo final para realizar todas as soldas da cadeira será de R\$ 138,75.

O custo unitário de cada cordão de solda será R\$ 1,65.

12.1.2. Corte dos tubos e furação

Além da soldagem das peças nos gabaritos haverá um tempo necessário para corte dos tubos, no total são 80 tubos, incluindo os tubos necessários para as articulações do mecanismo e as barras da estrutura e mecanismo. Sendo 2 cortes por tubo serão necessários ao todo 160 cortes, considerando que seja necessário 3 minutos por peça, considerando não apenas a operação do corte em si, mas também as outras operações necessárias, como posicionamento da peça e operação da ferramenta de corte (serra de bancada). Considera-se também que esta é uma operação que deve ser feita por dois homens, dobrando portanto o homem-hora necessário para a fabricação dos tubos.

$$T = 80 \times 3 = 240 \text{ min} = 4h \quad (12.1.2.1)$$

$$Hh = 2 \times T = 8 Hh$$

$$C = Hh \times \frac{\text{Custo}}{\text{hora}} = 8 \times 9 = R\$ 72,00$$

Portanto o custo por tubo cortado é de R\$ 0,90

12.1.3. Montagem

Com todas as peças soldadas a montagem consiste basicamente em:

1. Encaixar as barras dos mecanismos na estrutura principal;
2. Apertar todos os parafusos do mecanismo;
3. Posicionar e fixar suporte do assento;
4. Encaixar as Molas a gás e apertar seus parafusos;
5. Encaixar e fixar Rodas traseiras;
6. Encaixar e fixar Casters;
7. Fixar suporte dos pés;

8. Fixar outros acessórios (joelhos, encostos, cinto etc.).

Considerando que por cada atividade sejam necessários 10 minutos, com algum fator de segurança pode-se afirmar que será necessária 1,5 h para realizar toda a montagem da cadeira, portanto a montagem da cadeira custa em torno de R\$ 14,00 considerando o mesmo salário do soldador.

12.2. Resumo dos custos

Levantando os preços médios dos principais itens que afetam no custo da cadeira, chegou-se na Tabela 15, que considera o custo de fabricação, montagem e peças.

Para as estimativas dos componentes levantados na tabela, utilizou-se como referências 1.800 Chair (2011); Preferred Health Choice (2011); Agrotama (2011); Edmond Wheelchair (2011); Comprarcerto (2011); Steelonthenet (2011); Mercadolivre (2011); Nextag (2011).

Tabela 15: Resumo dos custos envolvidos com a fabricação da cadeira.

Peça	Quantidade	Unidade	Custo/unidade (R\$)	Total(\$)
Assento	1	pç	66,60	66,60
Encosto	1	pç	74,00	74,00
Rodas Traseiras	2	pç	138,75	277,50
Casters	2	pç	111,00	222,00
Casa Caster	2	pç	88,80	177,60
Apoiadores de Joelhos	2	pç	74,00	148,00
Freios	2	pç	68,03	136,06
Encosto Braços	2	pç	22,20	44,40
Encosto Pés	2	pç	74,00	148,00
Tubos 1"	15	kg	1,85	27,75
tubos 0,5"	1	kg	1,85	1,85
Mola a gás	2	pç	92,50	185,00
Cinto	1	pç	35,15	35,15
Freios	2	pç	90,65	181,30
Solda	84	pç	1,65	138,60
Corte	80	pç	0,90	72,00
Montagem	1,5	h	9,00	13,50
Total				1949,31

Assim, considerando que o lucro sobre o custo total da cadeira deva ser de 30%, tem-se como preço de venda da cadeira um valor de R\$ 2.534,00.

O lucro de 30% foi considerado como uma estimativa para o preço de venda da cadeira, uma vez que para determinar uma margem de lucro exata seria necessária a elaboração de um plano de negócios detalhado, considerando fatores como impostos, juros de financiamento, maquinário, mão de obra e local de fabricação.

13. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

O trabalho abrangido no presente relatório consistiu na síntese e análise de um novo mecanismo capaz de elevar uma cadeira de rodas de modo a posicionar seu ocupante na posição “em pé”.

Para a realização do trabalho, desde a concepção da geometria do mecanismo principal, o quadrilátero articulado duplo, até a análise de estabilidade e dimensionamento estrutural da cadeira de rodas, foram criadas ferramentas como modelos matemáticos da propulsão da cadeira, análise de posicionamento do quadrilátero articulado duplo, análise cinemática do mecanismo e modelo matemático do mecanismo (equações dinâmicas). Também foi desenvolvido um modelo em ADAMS para simulação da cadeira de rodas, resultando em um modelo condizente com os resultados adquiridos a partir do modelo matemático do mecanismo.

Para a simulação dos modelos matemáticos foi desenvolvida uma planilha em MS Excel, responsável por integrar as equações a partir dos parâmetros físicos da cadeira, como comprimento geometria e material das barras, pontos de articulação da estrutura, altura e peso do usuário.

Neste trabalho também foi desenvolvida uma metodologia para o projeto de um mecanismo acionador para a cadeira, que segue os critérios ergonômicos.

Uma das principais premissas a partir da qual o trabalho foi construído foi que o acionamento do mecanismo deveria ser totalmente mecânico, sem o auxílio de componentes elétricos e eletrônicos. Como resultado, o mecanismo de barras articuladas e propulsão assistida por mola a gás se mostraram dentro das forças máximas aceitáveis para um cadeirante médio, de 20 kgf em cada braço.

O movimento de elevação se mostrou dentro dos parâmetros desejados, de modo que a posição “em pé” apresentou uma inclinação de menos de 15 °, enquanto a posição “sentada” apresentou o assento horizontal com o plano do solo e uma inclinação para as costas de 95 °.

As dimensões da cadeira foram um pouco maiores que as desejadas, com uma largura de 750 mm, por conta da espessura mínima exigida para as barras

do mecanismo e da estrutura. Por outro lado, o comprimento da cadeira foi mantido, de modo que esta é razoavelmente manobrável.

Assim como foi definido nos objetivos do trabalho, a cadeira destina-se às pessoas que tenham força suficiente nos membros superiores, uma vez que para um usuário de 100kg será necessário uma força de 10 kgf em cada braço para iniciar o movimento do mecanismo. Com a subida do mecanismo o momento do pistão aumentará, o momento resistente do peso do usuário diminuirá a força do braço pode diminuir de acordo com o movimento da cadeira, sendo portanto os 10 kgf necessários apenas no início do movimento.

A massa da estrutura metálica da cadeira ficou em 9kg, adicionando os acessórios como rodas, freios, assento e encostos a cadeira deve pesar por volta de 15 kg, desta forma cumpriu-se o objetivo do projeto em relação ao peso da cadeira, que deveria pesar por volta de 20 kg como as outras cadeiras da mesma categoria.

Assim como o peso da cadeira seu custo também foi diminuído, como já apresentado, uma cadeira desta categoria custa por volta de R\$ 5000,00, já o preço de venda da cadeira, com um lucro de 30% sobre o custo de produção é de R\$ 2600,00. É importante notar que este custo é um budget, ou seja, não foram analisadas os custos de peças, mão de obra direta e matéria-prima de maneira específica, mas sim foi feito um levantamento do custo de peças similares, salários compatíveis etc.

Outro ponto importante de ser observado, é que foram considerados apenas os custos diretos da fabricação da cadeira, como mão de obra, energia e material, além de não ser considerada uma produção em série, uma vez que não é do escopo deste trabalho.

Portanto, para chegar-se a um valor mais preciso seria necessário levantar fornecedores específicos para cada peça necessária para construção da cadeira.

Por fim, cumpriu-se o objetivo deste trabalho quanto ao custo, que era reduzir o preço de venda de cadeiras de rodas que permitam com que o usuário

fique de pé, porém não foi atingida a meta inicial que era o preço de venda de R\$ 2.100,00.

Este projeto cumpriu com seu escopo que era realizar um projeto básico da cadeira, os próximos passos para a continuidade deste projeto seria a construção do protótipo para identificação de possíveis problemas quanto à sua construção, pesquisa com potenciais usuários da cadeira para levantar problemas e pontos fortes no uso do produto, além de ser possível fazer testes com um protótipo, validando os modelos desenvolvidos neste trabalho e também sendo possível analisar casos não considerados durante o projeto da cadeira, como vibração, fadiga, durabilidade das peças, possíveis ruídos e o atrito entre as articulações.

14. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACE Controls Inc., Gas Springs & Hydraulic Dampers, Farmington Hills, Michigan, Dec. 2008.
- ADAMS, Kent J.; SWANK, Ann M.; BARNARD, Kerry L.; BERNING, Joe M.; EVENE-ADAMS, Patricia G.; Safety of Maximal Power, Strength, and Endurance Testing in Older African American Women. *Journal of Strength and Conditioning Research*, 14(3), 254-260, 2000.
- ARVA, Julianna; PALEG, Ginny; LANGE, Michelle; LIEBERMAN, Jenny; SCHMELER, Mark; DICIANO, Brad; BABINEC, Mike; RESNA Position on the Application of Wheelchair Standing Devices, Rehabilitation Engineering and Assistive Technology Society of North America, Mar. 2007.
- BOSTELMAN, Roger; ALBUS, James; Survey of Patient Mobility and Lift Technologies: Toward Advancements and Standards, National Institute of Standards and Technology, Internal Report #7384, Dez. 2006.
- BRESSLER, Peter W.; Patente número 3.589.769 Standing Wheelchair, United States Patent, Jun. 1971.
- CHURCHWARD, R.; The development of a standing wheelchair; Mechanical and Production Engineering Department, Royal Melbourne Institute of Technology; Applied Ergonomics, 1985.
- COELHO, Tarcísio A. H.; Metodologia para Análise e Síntese de Mecanismos (material de apoio para PMR2430 e PMR2331); Escola Politécnica; São Paulo, 23 de outubro de 2008.
- COOPER, R. A.; MACLEISH, M.; Racingwheelchair roll stability while turning: A simple model. *Journal of Rehabilitation Research and Development*. Vol 29, No 2, 23-30. California State University, 1992.
- COOPER, Rory A.; Wheelchair selection and configuration; Demos Medical Publishing, Pittsburg, Estados Unidos. 1998.
- DEJEAN, Pierre-Henri; NAËL, Michel; Ergonomia do produto; in *Ergonomia*; Paris, França. 2004.
- DEUCHER, Conrad; Patente número 4.076.304 Erecting seat structure to assist invalids from seated to standing, upright position, particularly erecting wheelchairs, United States Patent, Uster, Suíça, Fev. 1978.
- DIAZ, Joshua; HELFENSTINE, Calvin; HYDER, Scott; KANNANGARA, Milinda; ME450 Senior Design Project: Elevating Wheelchair; Final Report, Team 3: Section 2. Professor Koren, Out, 2007.
- DUNN, R. B.; WALTER, J. S.; LUCERO, Y.; WEAVER, F.; LANGBEIN, E.; FEHR, L.; JOHNSON, P.; RIEDY, L.; Follow-up assessment of standing mobility device users. *Assist Technol*, 10(2), 84-93; 1998.

- EASTWOOD, W.; WOOD, A. A.; Recent Research on Joints in Tubular Structures; Department of civil and Structural Engineering, University of Sheffield. Dez. 1970.
- ENG, Janice J.; LEVINS, Stephen M.; TOWNSON, Andrea F.; MAH-JONES, Dianna; Bremmer, Joy; HUSTON, Grant; Use of Prolonged Standing for Individuals with Spinal Cord Injuries; Physical Therapy, Volume 81, Number 8, 1392-1399, Ago.2001.
- FALZON, Pierre; Natureza, objetivos e conhecimentos da ergonomia. Elementos de uma análise cognitiva da prática; in Ergonomia; Paris, França. 2004.
- FINLEY, M. A.; RODGERS, M. M.; Effect of 2-speed geared manual wheelchair propulsion on shoulder pain and function.ArchPhysMedRehabil 2007; 88:1622-1627.
- GOHER, K.M. A New Configuration of Two-Wheeled Inverted Pendulum: A Lagrangian Based Mathematical Approach. Multidisciplinary Journals in Science and Technology, Journal of Selected Areas in Robotics and Control. University of Sheffield. Dec 2010.
- IBGE. Censo Demográfico 2000: características da população e dos domicílios- resultados do universo. Rio de Janeiro, 2000.
- JANSSEN, W.; Determinants of the Sit-to-Stand Movement: A Review. Physical Therapy, Vol. 82. Number 9. Set, 2002.
- JOHNSON, Jay A.; WADE, Paul T.; YU Qinghuan; Patente número 6.231.067 Motorized Standing Wheelchair, United States Patent, FENA Design Inc., Mai 2001.
- KAMINSKI, Paulo C.; Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade; Ltc editora. São Paulo, 2000.
- KAUZLARICH, J.J.; THACKER, J. G. Wheelchair tire rolling resistance and fatigue, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol 22, No 3, 25-41; University of Virginia. Jul 1985.
- KAYE, H.S.; KANG, T.; LAPLANTE, M.P.; 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. 2000.
- KAYE, H.S., KANG, T., LAPLANTE, M.P.; Wheelchair Use in United States.Disability Statistics Center, Abstract 23. San Francisco. University of California. 2002.
- KREUTZ, David; Standing Frames and Standing Wheelchairs: Implications for StandingTop Spinal Cord InjRehabil2000;5(4):24–28, Spring, 2000.
- KUBERACKI, B.; MIANOWSKI, K.; SIWICKI, I.; Tetrapodium PW - new quality in daily life of the disabled.International Conference of the Polish Society of Biomechanics, Warsaw.Ago. 2010.

- KUIKEN, Todd A.; Patente US 2004/0212177 A1 Mannually Operable Standing Wheelchair, United States Patent Application Publication, Gardner Cartoon & Douglas LLP, Oct. 2004.
- KURTIS, K. A.; Development of the wheelchair user's shoulder pain index (WUSPI). *Paraplegia* 1995; 33:290-293.
- KURTIS, K. A.; Tyner, T. M.; Zachary L.; Effect of a standard exercise protocol on shoulder pain and function. *ArchPhyMedRehabil* 2007; 99:1622-1627.
- LEITE, Juliana Valéria; RAEL, Sofia; CASTRO, Wagner; VINCENTINI; Ariana; Influência do ortostatismo no controle de tronco e na espasticidade de pacientes paraplégicos. *INTELLECTUS – Revista Acadêmica Digital do grupo POLIS Educacional*, Ano 04, No 5, Jul./Dez. 2008.
- LÓPEZ, Arturo L.; MENESES, Joaquín P.; VENEGAS, José C.; GÓMEZ, Eduardo A.; SÁNCHEZ, José, C.; Analysis of Pneumatically Actuated Mechanisms, *Ingeniera Mecânica, Tecnologia y desarrollo*, Vol. 3 No 4 (2010) 123 – 134. Salamanca, México, 2010.
- MANKOWSKI, John P.; Patente número 5.096.008 Stand-up Wheelchair, United States Patent, Jericho Corporation, Detroid. Mar 1992.
- MASHUDA, David; Patente número 3.964.786 Mechanized Wheelchair, United States Patent, Evan City, Jun. 1976.
- MCKINLEY, W. O.; JACKSON, A. B.; CARDENAS D. D.; DEVIVO M. J.; Long-term medical complications after traumatic spinal cord injury: a regional model systems analysis. *Archives of Physical Medicine & Rehabilitation*. 80(11):1402-10, 1999 Nov.
- MODENESI, P. J. Estimativa de Custos em Soldagem, Universidade Federal de Minas Gerais, Janeiro, 2001.
- MORROW, D. A.; GUO, L. Y.; ZHAO, K. D.; SU, F. C.; AN, K. N.; 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; 2003.
- MOW, Van C.; HAYES, Wilson C.; *Basic Orthopaedic Biomechanics*, 2nd Edition. Lippincott Wilian and Wilkins; 1997.
- NERI, M. Retratos da deficiência no Brasil. Rio de Janeiro: FGV/IBRE, CPS, 2003.
- Norma Brasileira ABNT NBR 9050; Acessibilidade a edificações, mobiliários, espaços e equipamentos urbanos, ICS 91.010.49. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2004.
- OPENSHAW, S.; TAYLOR, E.; *Ergonomics and Design, A Reference Guide*, Allsteel Inc., Muscatine, Iowa, 2006.

- PERKS, Barnaby A.; MACKINTOSH, Rosalind; STEWART, Colin P. U.; BARDSLEY, Geoff, I.; A survey of marginal wheelchair users. *Journal of Rehabilitation, Research and Development*, Vol. 31 No 4, 297-302, Nov 1994.
- PERRY, Dale; Patente número 5.366.036 Power Stand-Up and Reclining Wheelchair, United States Patent, Nov. 1994.
- PETZÄLL, Jan; Traversing step obstacles with manual wheelchairs. Department of Traffic Planning and Engineering, Lund Institute of Technology, Lund University, Sweden. *Applied Ergonomics* Vol 27. No 5, pp. 327-341, 1996.
- SANTOS, A., SANTOS, L.K.S., RIBAS, V.G., *Acessibilidade de habitações de interesse social ao cadeirante: Um estudo de caso*. Porto Alegre, 2005.
- SIBELLA, F. Biomechanical Analysis of Sit-To-Stand Movement in Normal and Obese Objects. Department of Bioengineering. Politecnico di Milano. Jan 2003.
- TUAN, V. A.; RONDAL, J.; Flat Cutting of Tube Ends for Joining Circular Hollow Sections; Université de Liège, Belgique. Set. 1985.
- VALOT, Claude; O transporte, a segurança e a ergonomia; in *Ergonomia*; Paris, França. 2004.
- Van der HELM, F.C.T. Quasi-Static Analysis of Muscle Forces in the Shoulder Mechanism during Wheelchair Propulsion. University of Amsterdam. 1996.

14.1. Webliografia

- 1.800 WHEELCHAIR; preço de componentes de cadeiras de rodas;
<<http://www.1800wheelchair.com/>>, acesso em 12 Nov. 2011.
- ACE; Gas Springs & Hydraulic Dampers Catalogue;
<<http://www.acecontrols.com/PDF/GasSpringCatalog.pdf>>, acesso em 30 Out. 2011.
- AÇOS CAPOREAL, Catálogo de tubos de aço inoxidáveis;
<http://www.caporal.com.br/pt/produtos/tubos_aco_inox_com_costura_retangular/tubo_retangular.php>, acesso em 28 Jul. 2011.
- AGROTAMA; preço de transformador de solda;
<<http://www.agrotama.com.br/canais/produtos/detalhes.asp?codLoja=100502>>, acesso em 12 Nov. 2011.
- AST BEARINGS; Bearings and Related Products & Services;
<<http://www.astbearings.com/>>; acesso em 08 Nov. 2011.
- BIODYNAMICS; produtos para cadeirantes;
<<http://www.mobilityvoice.com/index.php>>, acesso em 27 Nov. 2010.

- COMPRARCERTO; preço de eletrodo de aço carbono;
<<http://www.comprarcerto.com.br/eletrodo-de-aco-carbono-7018-embalagem-5-kg>>, acesso em 13 Nov. 2011.
- DATAFOLHA; estimativa de salários;
<<http://assija.com.br/downloads/salarios.pdf>>, acesso em 13 Nov. 2011.
- EDMOND WHEELCHAIR; preço de freios de cadeiras de rodas;
<http://www.edmond-wheelchair.com/quickie_wheelchair_brakes.htm>, acesso em 13 Nov. 2011.
- ENCICLOPÉDIA ENCYDIA; Mecanismo de quatro barras;
<http://pt.encydia.com/es/Mecanismo_de_quatro_barras>, acesso em 30 Mai. 2011.
- INDEPENDENT LIVINC CENTRE; centro de apoio virtual de tecnologia assistiva;
<<http://www.ilcnsn.asn.au/>>, acesso em 17 Nov. 2010.
- MERCADO LIVRE; preço de eletrodos para solda elétrica;
<http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-206354426-eletrodo-revestido-para-solda-eletrica-325mm-e-6013-_JM>, acesso em 13 Nov. 2011.
- NEXTAG; preço de molas a gás; <<http://www.nextag.com/gas-spring/compare.html>>, acesso em 13 Nov. 2011.
- PORTAL METALICA, Catálogo de perfis de alumínio;
<<http://www.metalica.com.br/perfil-industrial-de-aluminio-tubo-retangular-e-quadrado>>, acesso em 28 Jul. 2011.
- PREFERED HEALTH CHOICE; preços de apoios para pernas de cadeiras de rodas; <http://www.phc-online.com/Wheelchair_Footrests_p/invacare-t93hx.htm>, acesso em 13 Nov. 2011.
- ROYMECH, Weld Stress Calculations;
<http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Form/Weld_strength.html>, acesso em 10 Nov. 2011.
- STEELONTHENET; preço de perfis de aço tubulares;
<http://www.steelonthenet.com/price_info.html>. acesso em 13 Nov. 2011.