

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

ALTERAÇÃO DE PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM DISPOSITIVO DE ELEVAÇÃO DE  
AUTOMÓVEIS

por

Gustavo Batista Ribeiro

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

Porto Alegre, junho de 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

ALTERAÇÃO DE PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM DISPOSITIVO DE ELEVAÇÃO DE  
AUTOMÓVEIS

por

Gustavo Batista Ribeiro

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

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. José Antônio Esmério Mazzaferro

Comissão de Avaliação:

Prof. Joyson Luiz Pacheco

Prof. Ney Francisco Ferreira

Prof. Vilson João Batista

Porto Alegre, 17, junho de 2011

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha mãe, Bernadete Batista Ribeiro, por não ter medido esforços para tornar este momento possível.

## AGRADECIMENTOS

Em especial, agradeço à minha família. À minha mãe Bernadete por todo o esforço e dedicação ao longo desses anos, e à minha irmã Aline pelo apoio incondicional nas horas mais difíceis.

À minha namorada Aline por toda a paciência e compreensão.

Ao meu tio Luiz Carlos, parceiro e mentor neste projeto, por todo o aprendizado e disponibilidade nesses últimos meses.

Ao meu orientador José A. E. Mazzaferro, pela orientação, por todo conhecimento compartilhado durante a orientação deste trabalho, pela atenção e esclarecimentos.

Aos professores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, que contribuíram para minha graduação, em especial aos do departamento de Engenharia Mecânica.

Às empresas nas quais estagiei, GERDAU e AMBEV, por todo o conhecimento e oportunidades oferecidas.

Aos meus amigos e colegas de curso, em especial André, Leonardo e Vinícius, pelo companheirismo e por todos os momentos de descontração.

RIBEIRO, G. B. **Alteração de Projeto e Fabricação de um Dispositivo de Elevação de Automóveis**. 2011. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **RESUMO**

O presente trabalho tratou de uma inovação tecnológica que permitiu alterar o funcionamento de um dispositivo de elevação de automóveis, antes hidráulico agora mecânico, com o intuito de diminuir a manutenção e o desgaste de peças que o sistema hidráulico oferece. Para tal, foi aplicada uma metodologia de projeto abrangendo o dispositivo como um todo, desde a escolha dos materiais, tipos de junções, cálculo de esforços visando ergonomia, dimensionamento de elementos de transmissão, análise estrutural por elementos finitos e estimativa de custos. Esperou-se alcançar um projeto seguro, tanto do ponto de vista estrutural quanto ergonômico, compatível financeiramente com os dispositivos já existentes no mercado. Além disso, melhorias foram propostas para tornar o projeto mais seguro do ponto de vista estrutural.

**PALAVRAS-CHAVE:** macaco mecânico, metodologia de projeto, ergonomia, parafuso de potência.

RIBEIRO, G. B. **Change of Design and Manufacture of a Lifting Device for Automobiles.** 2011. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **ABSTRACT**

This present work proposed a technological innovation that changed the operation of a car elevation device from hydraulic to mechanic, in order to reduce the maintenance needed and reduce components wear. Thus, it was applied a design methodology covering the device as a whole, since the materials choice, types of joints, force calculation with ergonomic aim, transmission elements calculation, structural analysis with finite element and cost evaluation. The main goal was to achieve a safe design, as of a structural point of view as of an ergonomic, price compatible with the devices already in the market. In addition, improvements were proposed to make the project structurally safer.

**KEYWORDS:** screw jack, design methodology, ergonomics, power screw.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1:	Modelo de macaco hidráulico	1
Figura 3.1:	(a) Macaco mecânico , 1884	3
	(b) Melhoria de projeto, 1884	3
Figura 3.2:	Macaco mecânico, 1989	4
Figura 4.1:	Componentes de um dispositivo hidráulico	5
Figura 4.2:	(a) Sistema de transmissão por corrente e pinhão	6
	(b) Detalhe do sistema de cruzetas	6
	(c) Sistema de cruzetas e parafuso de potência	6
	(d) Detalhe do mancal de rolamento	6
	(e) Sistema de cruzetas, mancal de rolamento e rosca fêmea	6
	(f) Vista em corte do conjunto completo	6
	(g) Conjunto completo	6
Figura 5.1:	Vista frontal do dispositivo mecânico	8
Figura 5.2:	Esquema de funcionamento de um macaco hidráulico	10
Figura 6.1:	(a) Tensão obtida via elementos finitos da parte fixa da estrutura	12
	(b) Tensão obtida via elementos finitos da parte móvel da estrutura	12
Figura 7.1:	(a) Modelo de dispositivo de segurança com haste de sustentação fixada à pista dentada	14
	(b) Modelo de dispositivo de segurança com braço de sustentação dentado	14
	(c) Modelo de dispositivo de segurança com haste dentada	14
Figura A.1:	Gráficos de convergência do ponto 10: deslocamentos em x e y	16
Figura A.2:	Gráficos de convergência do ponto 10: tensões em x e y	16
Figura A.3:	(a) Tensão máxima no parafuso sem-fim	17
	(b) Deslocamento máximo no parafuso sem-fim	17
Figura A.4:	(a) Parte móvel da estrutura com carregamento e engastes	17
	(b) Parte fixa da estrutura com os carregamentos obtidos da parte móvel e engastes	17
Figura A.5:	Vista lateral do dispositivo	18

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela A.1:	Deslocamentos do ponto 10 em X e Y	16
Tabela A.2:	Tensões no ponto 10 em X e Y	16
Tabela A.3:	Resultados obtidos para o parafuso sem-fim	17
Tabela A.4:	Seleção de materiais	19

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Ponto de aplicação de cargas	
$a$	Número de roscas paralelas	
$a_L$	Distância do pino injetor até o ponto de fixação	[ $m$ ]
$A_x$	Força na direção x no ponto A	[ $N$ ]
$B$	Ponto de aplicação de cargas	
$b$	Diâmetro do suporte de borracha	[ $m$ ]
$B_x$	Força na direção x no ponto B	[ $N$ ]
$B_y$	Força na direção y no ponto B	
$C_x$	Força na direção x no ponto C	[ $N$ ]
$D_r$	Diâmetro maior do reservatório de óleo	[ $m$ ]
$d$	Diâmetro menor do reservatório de óleo	[ $m$ ]
$d$	Distância vertical entre os pontos A e B	[ $m$ ]
$D$	Diâmetro pinhão	[ $m$ ]
$E$	Módulo de elasticidade	[ $Pa$ ]
$F$	Força exercida na manivela	[ $N$ ]
$f$	Força	[ $N$ ]
$F_c$	Carregamento	[ $N$ ]
$F_p$	Peso	[ $N$ ]
$\sum F_x$	Somatório de força na direção x	
$\sum F_y$	Somatório de força na direção y	
$I$	Momento de inércia	[ $m^4$ ]
$L$	Distância do ponto A até o ponto de aplicação da carga	[ $m$ ]
$L_b$	Comprimento do braço de elevação	[ $m$ ]
$L_i$	Comprimento característico	
$M$	Momento fletor causado pelo braço de elevação do dispositivo	[ $N \cdot m$ ]
$m$	Massa	[ $kg$ ]
$M_A$	Momento no ponto A	
$n_d$	Fator de segurança	
$n_e$	Número de filetes que suportam a carga	
$P$	Peso	[ $N$ ]
$p$	Passo da rosca	[ $m$ ]
$P_{crit}$	Carga crítica	[ $Pa$ ]
$Pot$	Potência	[ $W$ ]
$p_r$	Pressão	[ $Pa$ ]

$Q$	Força aplicada pelo usuário	[N]
$R$	Raio	[m]
$r_e$	Raio externo	[m]
$r_f$	Raio do passo	[m]
$r_p$	Raio do passo	[m]
$r_r$	Raio da raiz	[m]
$t$	Distância horizontal entre os pontos A e B	[m]
$T_C$	Torque motor	[N.m]
$V$	Velocidade tangencial	[m/s]
$Vel$	Velocidade da manivela	[m/s]
$w$	Velocidade angular	[rad/s]
$W$	Distância do apoio ao ponto A	[m]
$\mu$	Coeficiente de atrito	
$\tau_{Cis}$	Tensão equivalente na raiz da rosca	[Pa]
$\sigma$	Pressão de esmagamento entre roscas	[Pa]
$\sigma_b$	Tensão de flexão na raiz da rosca	
$\sigma_e$	Tensão de escoamento	[Pa]
$\sigma_{nom}$	Tensão normal	[Pa]
$\sigma_{VM}$	Tensão de Von Mises	[Pa]
$\sigma_{adm}$	Tensão admissível	[Pa]
$\theta$	Ângulo de inclinação da parte móvel	[°]
$\theta_a$	Ângulo de avanço	[°]

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3.1. Elemento de Transmissão de Potência Flexível.....	2
3.2. Parafusos de Potência.....	3
3.3. Dispositivos Existentes que Utilizam Rosca Sem-Fim.....	3
3.4. Dispositivos Semelhantes ao Projeto em Questão.....	4
3.5. Forma e Função: Estética e Ergonomia .....	4
3.6. Projeto Considerando a Segurança .....	5
3.7. Normas e Legislação .....	5
4. DESCRIÇÃO DO PROJETO, ANÁLISE DE MERCADO E SELEÇÃO DE MATERIAIS .....	5
4.1. Descrição do Projeto.....	5
4.2. Análise de Mercado .....	6
4.3. Seleção de Materiais .....	7
5. PROJETO CONSIDERANDO A ERGONOMIA .....	7
5.1. Aspectos Biomecânicos e Fisiológicos.....	7
5.2. Cálculo da Força Necessária para Acionar a Manivela .....	8
5.3. Cálculo da Força Necessária para Acionar um Dispositivo Hidráulico.....	10
6. ANÁLISE ESTRUTURAL .....	11
6.1. Definição do Problema para Cálculo via Elementos Finitos .....	11
6.1.1. Metodologia.....	11
6.1.1.1. Condições de Contorno.....	11
6.1.1.2. Convergência de Malha.....	12
6.1.2. Resultados Obtidos .....	12
6.1.2.1. Parte Móvel .....	12
6.1.2.2. Parte Fixa.....	12
6.2. Projeto e Análise Estrutural do Parafuso de Potência .....	12
7. PROPOSTA DE MELHORIAS.....	13
8. DISCUSSÃO DE RESULTADOS E CONCLUSÃO.....	14
8.1. Discussão de Resultados.....	14
8.2. Conclusão.....	14
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
APÊNDICE "A":.....	16
1 – Convergência de Malha Obtida da Análise Estrutural .....	16

APÊNDICE "B":.....	17
2 – Análise Estrutural do Parafuso de Potência .....	17
3 – Modelo Utilizado no Software para a Análise Estrutural .....	17
APÊNDICE "C":.....	18
4 – Análise do Ponto Crítico.....	18
APÊNDICE "D":.....	19
5 – Seleção de Materiais .....	19
ANEXO I .....	20
1 – Projeto Preliminar e Análise de Tensões no Parafuso de Potência .....	20

## 1. INTRODUÇÃO

O princípio de transmissão de forças utilizando um fluido em repouso vem sendo estudado ao longo de muitos anos. Em 1663, o pioneiro Blaise Pascal esclareceu os princípios barométricos, da prensa hidráulica e da transmissibilidade de pressões. Estabeleceu o princípio de Pascal que diz que em um líquido em repouso ou equilíbrio as variações de pressão transmitem-se igualmente e sem perdas para todos os pontos da massa líquida. Baseado nesses conhecimentos, inúmeros dispositivos foram inventados com o intuito de amenizar o esforço humano no içamento de cargas entre esses a prensa hidráulica, considerado o maior benefício tecnológico decorrente do princípio de Pascal.

Oriundo da prensa hidráulica o macaco hidráulico, Figura 1.1, é um instrumento utilizado, da mesma forma, para elevação de cargas diversas sendo aplicado, principalmente, no ramo automobilístico. Seu inventor foi Richard Dudgeon em meados de 1851, ano que foi concedida a primeira patente para um macaco hidráulico.



Figura 1.1 – Modelo de macaco hidráulico (Fonte: [www.acasadosmacacos.com.br](http://www.acasadosmacacos.com.br))

Uma vez que os dispositivos hidráulicos contêm óleo em um compartimento fechado fixo na estrutura, é necessária uma vedação perfeita para que seu funcionamento seja eficaz e para que não ocorram danos ambientais.

Sendo oficinas mecânicas e borracharias os campos de aplicação desses dispositivos, alguns fatores externos interferem negativamente resultando em danos de alguns dos componentes, propiciando vazamentos de óleo e, por conseqüência, a inutilização do equipamento. Os fatores mais frequentes, após um levantamento feito em alguns estabelecimentos, foram:

- sobrecarga (utilização fora dos parâmetros de operação, ou seja, exceder a capacidade nominal do equipamento);
- manuseio e operação incorretos (movimentação desordenada até o local de uso, movimentação do braço responsável pelo içamento feita de formas variadas, falta de conhecimento por parte do operador);
- infra-estrutura dos estabelecimentos precária (dificultando a fixação dos apoios do equipamento no solo, dificuldade para a movimentação, citada anteriormente);
- falha dos componentes do dispositivo (sujeira nas válvulas, bloqueio de ar, reservatório de óleo cheio de mais ou com nível muito baixo, falta de lubrificação, borrachas de vedação e retentores danificados).

Atualmente, qualquer projeto deve considerar riscos ambientais. Um vazamento de óleo é extremamente prejudicial ao solo, pois o torna infértil, prejudica a fauna e a flora e, principalmente, os lençóis freáticos. Algumas prefeituras estão fiscalizando esses vazamentos e aplicando multas aos proprietários dos estabelecimentos. Uma das cidades onde essas medidas estão sendo tomadas é Ponta Grossa, Paraná. Segundo o modelo de gestão e meio

ambiente da divisão de resíduos sólidos da secretaria municipal de agricultura, 2007, os estabelecimentos irregulares foram multados em R\$ 1.072,00 cada, por derramamento de óleo no solo. De acordo com o dados do Departamento de Meio Ambiente da Prefeitura, o óleo usado pode contaminar até um milhão de litros de água, por isso é considerado uma substância de grande potencial de contaminação.

A fim de levantar algumas informações realizou-se um estudo em uma oficina mecânica especializada em manutenção de macacos hidráulicos. Nesse estudo procurou-se evidenciar os problemas apresentados pelos equipamentos hidráulicos e, principalmente, a frequência com que os mesmos retornavam para uma nova manutenção. Percebeu-se aí o curto período de utilização que esses equipamentos proporcionavam aos seus proprietários, algo em torno de 120 dias.

Tendo em vista esse cenário melhorias foram estudadas e, após um longo período de planejamento e viabilização, um novo equipamento foi projetado e fabricado. Trata de um sistema de elevação de carga que possui tanto a estrutura quanto o movimento de elevação muito semelhante ao macaco hidráulico, porém agora mecânico. Tal equipamento é capaz de içar cargas elevadas exigindo um esforço mínimo do operador. Sendo um equipamento mecânico, a manutenção é menos frequente e o tempo de utilização mais prolongado.

Algumas modificações visando à ergonomia e à segurança do usuário serão estudadas com o intuito de facilitar e garantir uma operação sem riscos.

## 2. OBJETIVOS

O trabalho em questão objetiva eliminar os problemas referentes a um sistema hidráulico, remodelando o dispositivo e tornando-o mecânico. Como consequência, o equipamento tornar-se-á mais eficiente, pois propiciará ao usuário um período maior de utilização para as condições adversas oferecidas por oficinas mecânicas e borracharias. Tal sistema deverá apresentar análise de esforços satisfatória, tanto do ponto de vista ergonômico quanto estrutural.

Quanto à sua configuração, por ser um equipamento que requer movimentação, o dispositivo mecânico necessita ser leve, com rodas emborrachadas de tamanho suficiente para poder se movimentar em piso com condições adversas e os rolamentos das rodas devem funcionar perfeitamente para facilitar a mobilidade. Deve possuir um braço móvel um tanto quanto comprido para facilitar o manuseio na hora de içar e baixar a carga visando à ergonomia. A força exercida pelo usuário deve ser relativamente pequena possibilitando uma jornada de trabalho tranquila. O componente do equipamento que entra em contato com a carga deve ser emborrachado para evitar danos.

Quanto à segurança, deve haver proteção do parafuso de potência evitando, assim, sujeira e contaminação do óleo de lubrificação; a parte móvel que faz o movimento de subida e descida deve ser pintada na cor amarela evidenciando que é uma parte móvel e deve conter no equipamento adesivos orientando o operador quanto à capacidade de carga, formas corretas de manuseio e fabricante; etiqueta com dados nominais do equipamento e recomendações de operação.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1. Elemento de Transmissão de Potência Flexível

De acordo com Collins, J. A., 2006, transmissão por correntes pode vencer grandes distâncias entre centros e pode prover uma transmissão positiva de velocidade, torque e potência. São transmissões mais compactas se comparada com transmissões por correias e menos compactas que as transmissões por engrenagens. Pode-se esperar de uma transmissão por corrente, apropriadamente lubrificada uma vida longa em serviço. Sua utilização permite que vários eixos sejam simultaneamente conduzidos por um único eixo de

entrada motor, visto que o ângulo de abraçamento em qualquer roda dentada seja cerca de  $120^\circ$ .

As correntes para transmissão de potência são fabricadas através de uma série contínua de conexões por pino, que se engrenam sequencialmente com os dentes da roda dentada à medida que a corrente passa em torno de duas ou mais rodas dentadas; conseqüentemente cada junção age como um munhão e um mancal.

### 3.2. Parafusos de Potência

Segundo Collins, J. A., 2006, parafusos de potência, algumas vezes chamados de macacos, fusos ou atuadores lineares, são elementos de máquinas que transforma movimento rotativo em movimento de translação, ou amplificam uma pequena força tangencial deslocando-se (em trajetória circular) ao longo de uma grande distância em uma grande força axial deslocando-se ao longo de uma pequena distância. Geometricamente, um parafuso de potência é um eixo roscado apoiado em uma das extremidades, encaixado em uma porca acoplada à rosca. Com as restrições adequadas, tanto a porca pode ser girada de modo a causar movimento de translação do eixo roscado (parafuso) quanto o parafuso pode ser girado de modo a causar translação axial da porca.

### 3.3. Dispositivos Existentes que Utilizam Rosca Sem-Fim

Alguns registros de dispositivos mecânicos de elevação de cargas foram encontrados através das ferramentas de pesquisa contidas nos sites das instituições responsáveis pelo fornecimento de patentes.

Edwakh H. Middleton, 1884, através do Instituto de Marcas e Patentes dos Estados Unidos (USPTO) publicou o pedido de patente para uma melhoria de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 292568. Tal dispositivo é composto de um suporte, um parafuso sem-fim apoiado sobre esse suporte e um eixo com rosca acoplado a uma roda dentada; o acoplamento é feito entre a roda dentada e o parafuso sem-fim. O dispositivo é compacto, porém robusto, capaz de içar automóveis. A Figura 3.1(a) apresenta o dispositivo.

Albert R. Tiffaht, 1884, via USPTO publicou o pedido de patente para uma melhoria de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 295838. Tal dispositivo se assemelha muito com o anterior, pois possui o mesmo mecanismo de içamento, ou seja, um parafuso sem-fim, apoiado nas paredes do suporte, acoplado a uma manivela através de uma porca. A parede do suporte, em formato cilíndrico, possui rosca para que o parafuso sem-fim gire livremente. Na Figura 3.1(b) pode ser visto dispositivo.

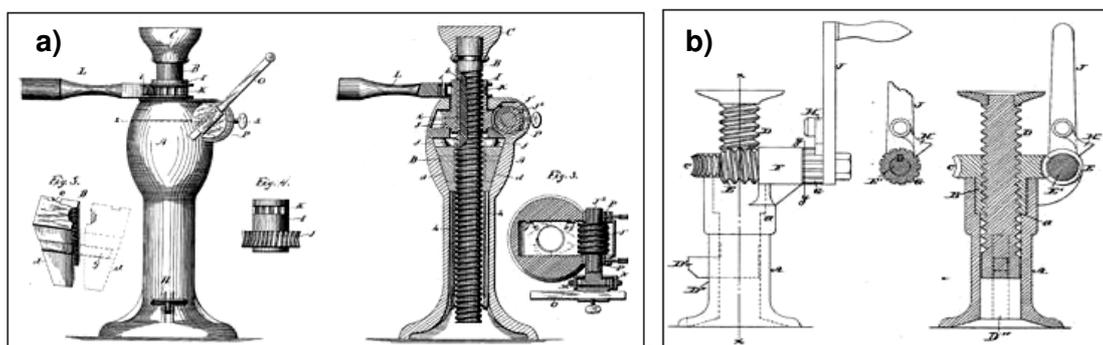


Figura 3.1 – (a) Macaco mecânico, 1884. (b) Melhoria de projeto, 1884 (Fonte: [www.uspto.gov](http://www.uspto.gov))

Fritz Schulz, 1900, via USPTO publicou o pedido de patente para uma melhoria de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 647765. Tal dispositivo tem a mesma ideia dos anteriores, porém o acoplamento é feito através de engrenagens cônicas de dentes retos, sendo uma delas presa por uma haste na manivela de içamento, e a outra é fixa por onde se movimenta um parafuso sem-fim responsável pela subida e descida do dispositivo.

A grande diferença das outras melhorias é que essa é facilmente desmontável e não possui parafusos de fixação.

Andrew J. Oliver, 1906, via USPTO publicou o pedido de patente para uma melhoria de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 825752. Tal dispositivo tem o mesmo sistema dos anteriores, ou seja, um parafuso sem-fim engrenado a uma porca fixa na manivela de içamento responsável pela subida e descida do dispositivo.

John W. Bate, 1923, via USPTO publicou o pedido de patente para uma melhoria de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 1444447. Tal dispositivo possui como elemento principal um parafuso sem-fim movimentado por uma engrenagem cônica de dentes retos. A essa engrenagem é acoplado uma manivela capaz de girá-la. A manivela gira o parafuso sem-fim resultando no içamento da mesa.

George H. James, 1930, via USPTO publicou o pedido de patente para uma inovação de um dispositivo mecânico com o título de Macaco Mecânico e registro 1786305. Tal dispositivo possui o funcionamento diferente dos vistos até então. Trata-se de um parafuso com roscas direita em uma das suas extremidades e esquerda na outra que se movimentam em porcas fixadas na estrutura. Quando o mecanismo é girado pela guia, esse faz um movimento de sanfona içando e baixando a carga de acordo com o sentido do giro imposto pelo usuário. Uma vantagem desse sistema é o tamanho, facilitando o transporte e o manuseio em determinadas situações.

### 3.4. Dispositivos Semelhantes ao Projeto em Questão

José Carlos Nogueira, 1988, através do Instituto Nacional da Propriedade Industrial (INPI) publicou o pedido de patente para um dispositivo mecânico com o título Disposição em Macaco Mecânico e registro MU6700378. Tal dispositivo é especialmente destinado a levantar automóveis; é constituído de um carrinho sobre o qual tem montada uma estrutura articulada provida de segmento tubular para encaixe de alavanca, um suporte regulável para ajuste no elemento a ser levantado e um elemento de travamento. Com um simples movimento da alavanca ergue-se a carga.

Geraldo Cesar Covre, 1989, publicou o pedido de patente para um dispositivo mecânico com o título Macaco Mecânico e registro PI8801299. Tal dispositivo se baseia em um sistema pantográfico de transformação de força acionado através de um cabo ou alavanca destacável que, ao ser empurrado para baixo, provoca a subida sincronizada da parte do assento de elevação do macaco e a conseqüente elevação do lado desejado do automóvel sob o qual o macaco mecânico se encontra. A Figura 3.2 apresenta o dispositivo.

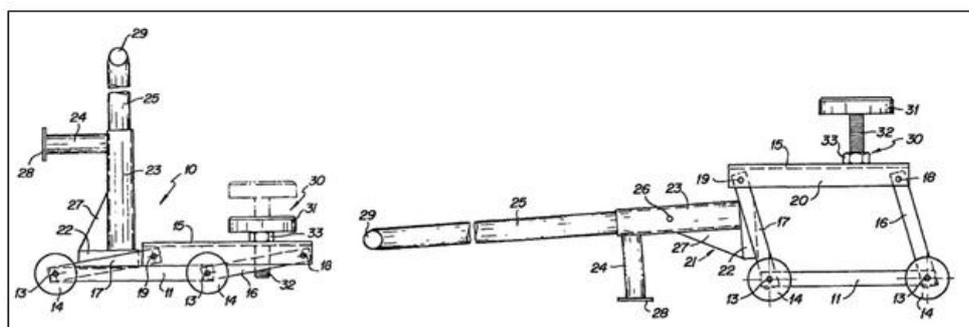


Figura 3.2 - Macaco mecânico, 1989 (Fonte: [www.uspto.gov](http://www.uspto.gov))

### 3.5. Forma e Função: Estética e Ergonomia

De acordo com Collins, J. A., 2006, a demanda por um novo produto, ou por um produto revisado, depende muito da percepção do consumidor e da aceitação do mercado, tanto quanto de sua funcionalidade técnica. Essa abordagem parece resultar em melhor atratividade para o consumidor, engendrada por integração de aparência estética, perspectiva, proporção e

estilo em um estágio inicial; o aspecto atrativo de um produto desempenha, frequentemente, importante papel de marketing.

A atividade de projetar máquinas com uma interface amistosa para uso seguro, fácil e produtivo é chamada de ergonomia ou engenharia de fatores humanos. Um conceito-chave no projeto ergonômico é que os operadores humanos apresentam uma grande variação em estatura, peso, força física, acuidade visual, audição, inteligência, instrução, julgamento, resistência física e outros atributos humanos. Como a maioria dos produtos e sistemas são projetados para serem utilizados por um grupo de pessoas, em vez de um indivíduo específico, torna-se necessário considerar o conjunto de capacidades e debilidades da população de potenciais usuários como um todo. Para se atingir tal objetivo, um projetista deve estar bem informado sobre antropometria, psicologia do comportamento humano e como integrar esses fatores às exigências técnicas, de modo a se conseguir uma máquina segura e produtiva.

### 3.6. Projeto Considerando a Segurança

Segundo Pahl, G. et al., 2005, apesar da intensa eliminação de erros e grandezas perturbadoras, sobrarão lacunas de informação e incertezas de avaliação. Por razões técnicas e econômicas, nem sempre é possível eliminá-las com a ajuda de pesquisa teórica ou experimental. Frequentemente só se consegue uma delimitação.

Sempre se poderia estar tentado a projetar de modo a ficar suficientemente longe de um possível limite e, assim, contornar um possível risco de restrição da função ou de avarias prematuras, eliminando-se o risco de aproveitamento apropriado, menor, com respeito à duração do ciclo de vida ou da taxa de desgaste. O praticante sabe que com essa mentalidade se dirige muito rapidamente ao encontro de outro risco: a solução adotada se torna muito grande, muito pesada ou muito cara e não consegue mais concorrer no mercado. Ao risco técnico se contrapõe o econômico.

Diante dessa situação, baseado na análise de falhas das grandezas perturbadoras e também dos pontos vulneráveis, é necessária a prevenção com soluções substitutas na eventualidade de a solução original não satisfazer algum ponto cercado por incertezas. De imediato deverá ser dada a preferência à solução mais econômica, de acordo com o restante do trabalho.

De acordo com Collins, J. A., 2006, para oferecer uma operação segura e confiável diante de variabilidades e incertezas, é prática comum a utilização de um fator de segurança de projeto para assegurar que a mínima resistência ou capacidade exceda seguramente a máxima tensão ou carregamento para todas as condições de operação previsíveis.

### 3.7. Normas e Legislação

A norma ABNT NBR ISSO 11530:2009 especifica o projeto e os requisitos de segurança necessários assim como os métodos de ensaio para macacos hidráulicos de veículos rodoviários automotores, utilizados para a troca das rodas e para a colocação de correntes.

## 4. DESCRIÇÃO DO PROJETO, ANÁLISE DE MERCADO E SELEÇÃO DE MATERIAIS

### 4.1. Descrição do Projeto

O projeto proposto tem como principal modificação o sistema de elevação. O dispositivo original, hidráulico, conta com um reservatório de óleo e dois cilindros, um injetor e outro empurrador, que são movimentados de acordo com a necessidade do usuário. A Figura 4.1 apresenta o sistema.

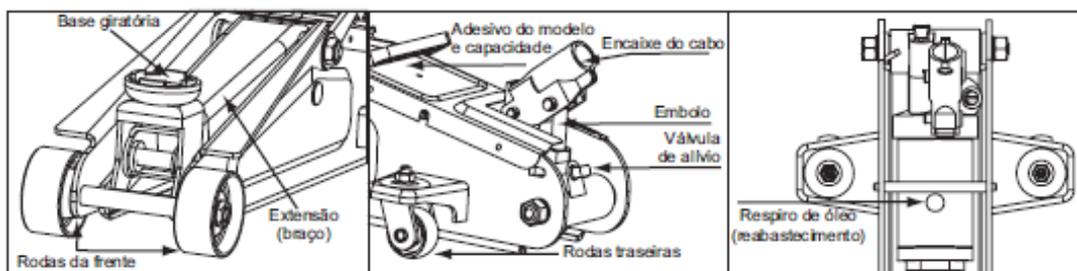


Figura 4.1 – Componentes de um dispositivo hidráulico (Fonte: Kajima, manual do operador, 2009)

Para o dispositivo mecânico, todo o sistema hidráulico foi eliminado, dando lugar a um conjunto de componentes responsáveis pelo içamento da carga.

Partindo de um sistema de transmissão por corrente e pinhão de diferentes diâmetros, o funcionamento do dispositivo se dá através de uma manivela que gira um pinhão e movimentada a corrente. Esta movimentada outros quatro pinhões que, por conseguinte, giram um sistema de cruzetas. Fixo a esse sistema está o parafuso de potência que é sustentado por um mancal de rolamentos, cônico e esférico, acoplado a uma rosca fêmea. Esta, por sua vez, está fixa nas chapas laterais da parte móvel do dispositivo e é responsável por transmitir o esforço, oriundo do carregamento, para os filetes de rosca. A Figura 4.2 apresenta os componentes do dispositivo.

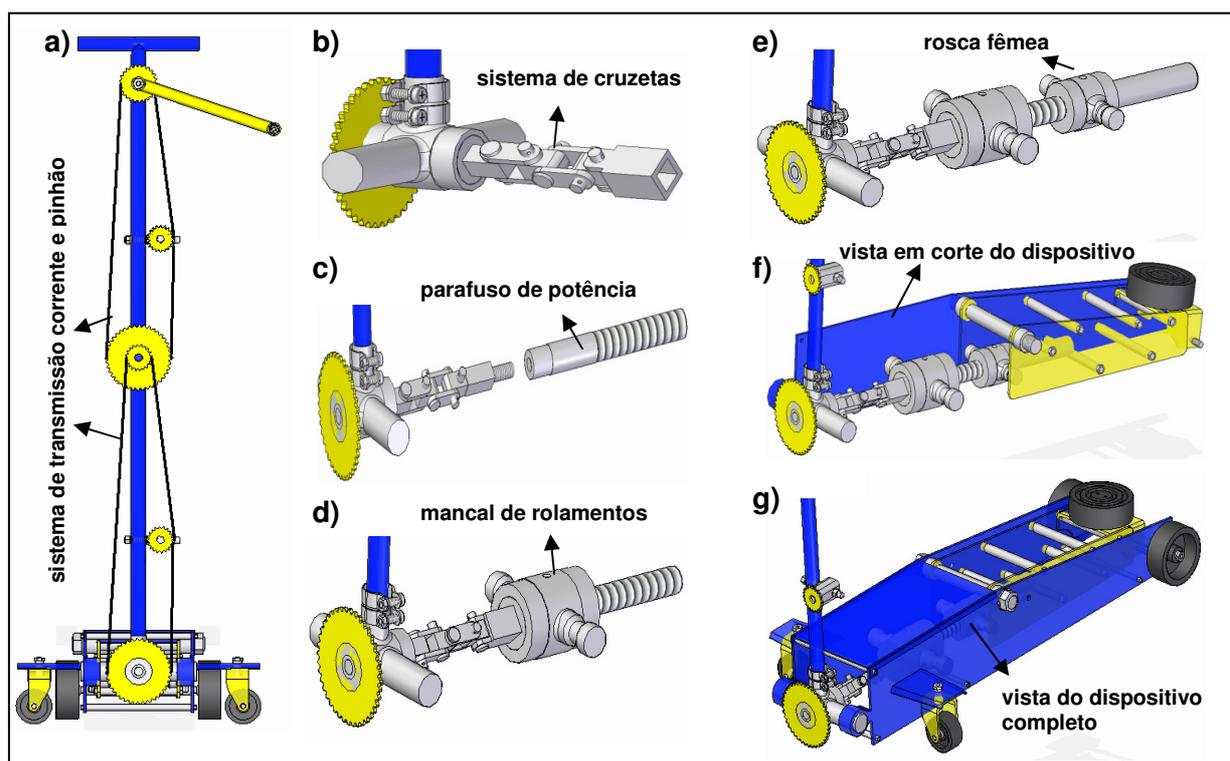


Figura 4.2 – (a) Sistema de transmissão por corrente e pinhão. (b) Detalhe do sistema de cruzetas. (c) Sistema de cruzetas e parafuso de potência. (d) Detalhe do mancal de rolamento. (e) Sistema de cruzetas mancal de rolamento e rosca fêmea. (f) Vista em corte do conjunto completo. (g) Conjunto completo.

#### 4.2. Análise de Mercado

Um documento emitido pela prefeitura municipal de Camaquã, RS, no dia 19 de abril de 2011, informa que a cidade possui 83 registros de empresas exercendo atividade de oficina mecânica e 15 registros de empresas no ramo de borracharia. Assumindo que cada estabelecimento possui, no mínimo, duas unidades do dispositivo hidráulico (levantamento feito

em alguns desses estabelecimentos) é possível estimar uma produção tomando como base o número de veículos registrados no DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito) para a mesma cidade. De acordo com o departamento, no final do mês de março de 2011, a cidade contava com 28.969 veículos em circulação, logo é necessário um dispositivo hidráulico para 148 automóveis.

Segundo a ANFAVEA, 2011, o aumento na frota de veículos entre 2009 e 2010 foi 5.456 milhões, um crescimento de 9,19%. Em dezembro de 2010 o número de veículos no Brasil era de 64.817.974. Uma expansão de 5,2% está prevista para as vendas de veículos em 2011. Os motivos para se acreditar em tal expansão são o crescimento da economia e a farta oferta de crédito no país, que tem feito com que, a cada ano, novos recordes de vendas sejam alcançados.

Tendo em vista esse aumento nas vendas, um regime de produção acelerado seria necessário para suprir o mercado consumidor, pois de acordo com o crescimento para 2011 seriam necessários, aproximadamente, 22.800 unidades do dispositivo mecânico.

#### 4.3. Seleção de Materiais

O material utilizado no projeto, quase que na sua totalidade, foi o aço 1020. Tal aço, segundo Collins, J. A., 2006, possui 0,2% de teor de carbono, limite de elasticidade de 170 MPa e limite de escoamento de 210 MPa; é indicado para longarinas, chassis, peças em geral para máquinas e veículos submetidos a esforços pequenos e médios. É um aço altamente tenaz, particularmente indicado para fabricação de peças. Há ainda teflon na manivela, material de alta durabilidade e fácil usinabilidade.

As peças foram usinadas em torno mecânico e produzidas especificamente para o projeto. As chapas, tanto da parte móvel, quanto da parte fixa são as mesmas utilizadas em dispositivos hidráulicos com algumas modificações, principalmente, de furação, assim como as rodas dianteiras e traseiras e o suporte de borracha.

A pintura foi realizada em duas etapas e o método utilizado foi aspersão com utilização de pistola e compressor. Na primeira etapa foi aplicado um fundo, utilizado para corrigir imperfeições superficiais e, após, aplicado tinta nas cores azul e amarelo.

Segundo A Casa dos Macacos, os valores dos equipamentos variam de acordo com suas capacidades, mecanismos utilizados, material e aplicação. Para dispositivos de elevação hidráulicos tipo jacaré, modelo com quatro rodas utilizado nas oficinas mecânicas para troca de pneus semelhante ao projeto em questão, o valor é aproximadamente R\$ 700,00. Para o dispositivo mecânico, o valor do projeto final foi, aproximadamente, R\$ 1090,50. O valor elevado se justifica pela produção artesanal das peças que o compõem. Uma vez que seja produzido em grande escala, o valor tornar-se-á compatível com os dispositivos hidráulicos existentes no mercado. Na Tabela A.4, do Apêndice D, consta o levantamento de preço feito por peça fabricada assim como o valor final do projeto.

## 5. PROJETO CONSIDERANDO A ERGONOMIA

Segundo Pahl, G. et al., 2005, a ergonomia trata das características entre o indivíduo e o produto técnico. O ponto de partida nas considerações é o indivíduo, na medida em que ele é o usuário. Nesse contexto, é conveniente ter presentes aspectos biomecânicos e fisiológicos.

### 5.1. Aspectos Biomecânicos e Fisiológicos

Ainda segundo Pahl, G. et al., 2005, o manuseio e a utilização de produtos técnicos conduzem a determinadas posturas e movimentos corporais. Esses resultam do arranjo espacial consequente da forma do produto projetado e, do lado do usuário, das dimensões corporais.

As posturas e movimentos corporais requeridos no manuseio e utilização de um produto técnico condicionam o trabalho muscular estático e dinâmico. Forças maiores só podem ser aplicadas por pouco tempo.

Para as considerações ergonômicas, é preciso fazer distinção entre carregamento, solicitação e fadiga. Carregamento designa as influências que atuam externamente. Carregamento conduz o indivíduo de acordo com seus dados individuais, como idade, sexo, constituição física estado de saúde, treinamento a uma solicitação. Em consequência da solicitação, dependendo da sua intensidade e duração, pode se manifestar a fadiga, a qual pode ser compensada pelo descanso. Estado como monotonia, pelo contrario, não são compensadas através de descanso, mas através de mudança de atividade.

Para o dispositivo mecânico, levando-se em conta os aspectos biomecânicos, utilizou-se um comprimento de braço móvel adequado para que a manivela ficasse a uma altura condizente com a operação. Quanto aos aspectos fisiológicos, os cálculos demonstram que o esforço exercido pelo usuário é pequeno podendo ser comparado com o dispositivo hidráulico. Problemas de fadiga podem ser compensados com descanso, pois tanto o içamento quanto a descida são relativamente rápidos podendo o usuário descansar quando o dispositivo chegar no fim de curso.

## 5.2. Cálculo da Força Necessária para Acionar a Manivela

Para calcular a força que o usuário precisará exercer no dispositivo para que o mesmo eleve um automóvel em uma eventual troca de pneu, por exemplo, foram feitas algumas considerações. A Figura 5.1 auxilia no entendimento do problema.

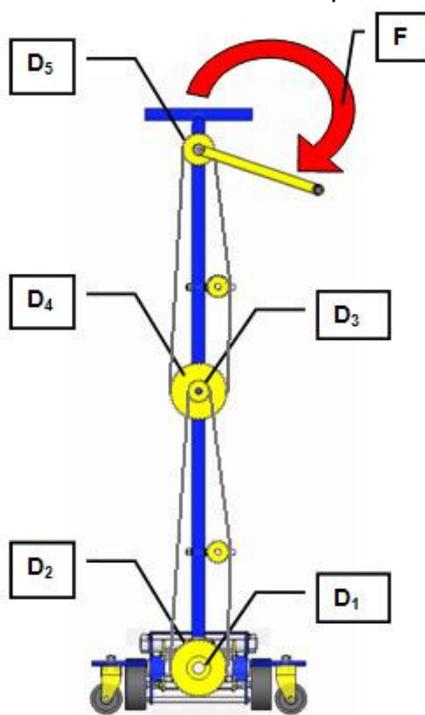


Figura 5.1 - Vista frontal do dispositivo mecânico

Quanto ao carregamento:

- Massa de 250 kg (aproximadamente  $\frac{1}{4}$  de um automóvel)

Considerações para o cálculo:

- Ponto 1 (eixo) para 2 (polia): velocidade angular constante
- Ponto 2 (polia) para 3 (eixo): velocidade linear constante
- Ponto 3 (eixo) para 4 (polia): velocidade angular constante
- Ponto 4 (polia) para 5 (eixo): velocidade linear constante
- Ponto 5 (eixo) para 6 (manivela): velocidade angular constante

Dados do problema:

- $m$  (massa) = 250 kg
- $P$  (peso) = 250 kg \* 9,8 m/s<sup>2</sup> = 2450 N
- $Vel$  = 0,01 m/s (valor estimado)
- $D_1$  = 40 mm;
- $D_2$  = 150 mm;
- $D_3$  = 62 mm;
- $D_4$  = 150 mm;
- $D_5$  = 62 mm;
- $L_c$  = 600 mm.

Resolução do problema:

$$Pot = F * Vel = 2450 * 0,01 = 24,5 W \quad (5.1)$$

$$V_1 = w_1 * R_1 \quad (5.2)$$

assim,

$$w_1 = 0,5 \text{ rad/s} \quad (5.3)$$

como  $w_1 = w_2$ ,

$$V_2 = w_2 R_2 = 0,5 * 0,075 \quad (5.4)$$

$$V_2 = 0,0375 \frac{m}{s} \quad (5.5)$$

como  $V_2 = V_3$ ,

$$V_3 = w_3 R_3 \quad (5.6)$$

$$w_3 = 1,21 \text{ rad/s} \quad (5.7)$$

como  $w_3 = w_4$ ,

$$V_4 = w_4 R_4 = 1,21 * 0,075 \quad (5.8)$$

$$V_4 = 0,09 \frac{m}{s} \quad (5.9)$$

como  $V_4 = V_5$ ,

$$V_5 = w_5 R_5 \quad (5.10)$$

$$w_5 = 2,926 \text{ rad/s} \quad (5.11)$$

Como  $w_5 = w_6$ , calcula-se a velocidade linear no braço da manivela e, em seguida, a força necessária para acioná-la:

$$V_6 = w_6 R_6 = 2,926 * 0,6 \quad (5.12)$$

$$V_6 = 1,756 \frac{m}{s} \quad (5.13)$$

dado que

$$Pot = F * V_6 \quad (5.14)$$

$$F = \frac{Pot}{V_6} \quad (5.15)$$

$$F = 13,95 N \quad (5.16)$$

onde  $L_c$  é o comprimento da alavanca [m],  $Pot$  é a potência [W],  $Vel$  a velocidade da manivela estimada [m/s],  $V$  a velocidade tangencial [m/s],  $w$  a velocidade angular [rad/s],  $R$  o raio [m] e  $F$  [N] a força exercida na manivela para elevação do dispositivo.

A relação de transmissão pode ser calculada através do número de dentes dos pinhões do sistema de transmissão.

- $Z_5 = 14$  dentes;
- $Z_4 = 36$  dentes;
- $Z_3 = 14$  dentes;
- $Z_2 = 36$  dentes

$$i = \frac{Z_4}{Z_5} \times \frac{Z_2}{Z_3} \quad (5.17)$$

$$i = 6 \quad (5.18)$$

onde  $Z$  é o número de dentes e  $i$  é a relação de transmissão.

De acordo com o valor de  $i$  calculado a relação de transmissão é 1:6, ou seja, uma volta completa realizada pelo pinhão 5 implica em 6 voltas completas do pinhão 2.

### 5.3. Cálculo da Força Necessária para Acionar um Dispositivo Hidráulico

Para o cálculo da força em um dispositivo hidráulico foi utilizado o conceito de prensa hidráulica que segue o princípio de Pascal. Tanto na prensa hidráulica quanto em um macaco hidráulico o sistema consiste em um pino (injetor) que empurra o fluido (óleo) contra outro pino, esse com maior diâmetro (empurrador). Algumas considerações foram feitas para a realização dos cálculos. A Figura 5.2 apresenta um modelo simplificado de um dispositivo hidráulico para o cálculo da força de elevação necessária.

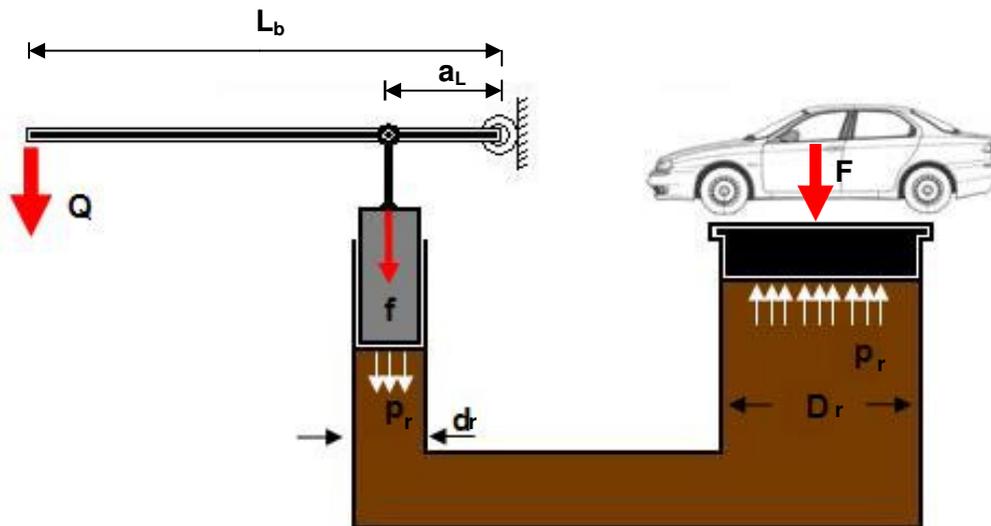


Figura 5.2 – Esquema de funcionamento de um macaco hidráulico

Quanto ao carregamento:

- Massa de 250 kg (aproximadamente  $\frac{1}{4}$  de um automóvel);

Considerações para o cálculo:

- Fluido de trabalho: óleo (segundo Fox, R. W., et al., 2006, o fluido é incompressível e está em repouso);
- $F_p$  (peso) = 250 kg \* 9,8 m/s<sup>2</sup> = 2450 N;
- $a_L = 20$  mm;
- $L_b = 1500$  mm;
- $d_r = 9,5$  mm (medida para dispositivos hidráulicos com capacidade até 6 ton);
- $D_r = 30$  mm (medida para dispositivos hidráulicos com capacidade até 6 ton);

- $p_r = \text{pressão [Pa]}$ ;
- $f = \text{força [N]}$ ;

onde  $L$  o comprimento do braço de elevação [ $m$ ],  $f$  a força feita pelo pino injetor [ $N$ ],  $a_L$  o comprimento do pino injetor até o ponto de fixação [ $m$ ],  $F$  o peso exercido pelo carro sobre o dispositivo [ $N$ ],  $d$  o diâmetro menor do reservatório de óleo [ $m$ ] e  $D$  o diâmetro maior [ $m$ ].

Resolução do problema:

$$M = Q * L = f * a_L = P * \frac{\pi d^2}{4} * a \quad (5.19)$$

$$Q = \frac{\pi d^2}{4L} * p * a_L \quad (5.20)$$

sendo

$$p = \frac{4F_p}{\pi D^2} \quad (5.21)$$

assim

$$Q = \frac{d^2}{L} * \frac{F_p^2}{D^2} * a_L \quad (5.22)$$

$$Q = 3,27 \text{ N} \quad (5.23)$$

onde  $M$  é o momento causado pelo braço responsável pela elevação do dispositivo [ $N.m$ ] e  $Q$  a força aplicada pelo usuário [ $N$ ].

## 6. ANÁLISE ESTRUTURAL

### 6.1. Definição do Problema para Cálculo via Elementos Finitos

Para a definição de deslocamentos e demais grandezas físicas, optou-se por simplificar a geometria utilizando sua simetria. O dispositivo mecânico foi dividido em duas partes, o que facilitou a modelagem e análise, permitindo a obtenção de resultados sem problemas. A força exercida sobre a estrutura foi a de  $\frac{1}{4}$  do peso de um automóvel de grande porte (aproximadamente  $17658 \text{ N}$ ), e as restrições de engaste foram fielmente respeitadas. O material utilizado no projeto foi o aço 1020 que possui um limite de escoamento de  $210 \text{ MPa}$ , densidade de  $7800 \text{ kg/m}^3$  e coeficiente de Poisson de  $0,3$ . Foram feitas três análises para três ângulos distintos: para o final do curso (estando a parte móvel do dispositivo a  $45^\circ$  em relação à base), uma posição intermediária, (estando a parte móvel do dispositivo a  $36,40^\circ$  em relação à base), e para o início do curso (estando a parte móvel do dispositivo a  $27,81^\circ$  em relação à base). Com estas três inclinações foi possível obter resultados que abrangem todo o campo de tensões e deformações na estrutura.

#### 6.1.1. Metodologia

##### 6.1.1.1. Condições de Contorno

As condições de contorno em uma análise estática se dividem em dois grupos principais: as restrições ao movimento e os esforços solicitantes. Para o modelo proposto, foi considerada primeiramente para a parte móvel do dispositivo, Figura A.4(a) do Apêndice B, uma restrição no furo, estando apenas o giro no eixo  $z$  livre, e uma restrição onde está o parafuso de potência, a qual está restrita em todas as direções. O esforço está aplicado na parte oposta aos engastes, de acordo com o modelo, no valor de  $\frac{1}{4}$  do peso do veículo. Para a parte fixa do projeto, Figura A.4(b) do Apêndice B, as restrições estão nas rodas e os esforços aplicados foram obtidos da parte móvel.

Como a restrição e os esforços foram aplicados nos furos foi utilizado MPC (Restrição de vários pontos) do tipo rígido. Desta forma foi possível transferir as restrições e os esforços, que foram aplicados no centro dos furos, para suas extremidades.

### 6.1.1.2. Convergência de Malha

Foi realizada uma análise de convergência de malha de elementos finitos para avaliar a sensibilidade do modelo em relação a este parâmetro. Os gráficos de convergência estão ilustrados nas Figuras A.1 e Figuras A.2 no Apêndice A, relacionando os graus de liberdade do modelo, com o deslocamento e tensão na direção X e Y para o ponto 10 com coordenadas  $X=0,3933$  e  $Y=0,0588$ ).

### 6.1.2. Resultados Obtidos

#### 6.1.2.1. Parte Móvel

O valor de tensão na região de aplicação de carga é  $276 \text{ MPa}$  (para a inclinação de  $45^\circ$ ), sendo o limite de escoamento do aço utilizado  $210 \text{ MPa}$ . Tal valor é desconsiderado da análise por ser um concentrador de tensão, conforme consta no Apêndice C. Na região de interesse, conforme Figura 6.1(a), o valor de tensão é baixo, aproximadamente,  $60 \text{ MPa}$ , o que torna a estrutura da parte móvel segura. O valor máximo de deslocamento é  $3,32\text{E-}4 \text{ m}$  (para a inclinação de  $27,81^\circ$ ), valor considerado pequeno.

#### 6.1.2.2. Parte Fixa

O valor de tensão de Von Mises na região de aplicação de carga está dentro de uma faixa aceitável, já que o valor de tensão máxima atingiu  $88,6 \text{ MPa}$  (para a inclinação de  $45^\circ$ ), porém deve ser desconsiderado conforme citado anteriormente. Na região de interesse, a tensão encontrada, conforme Figura 6.1(b), foi de, aproximadamente,  $20 \text{ MPa}$  e o valor máximo de deslocamento de  $95,5\text{E-}5 \text{ m}$  (para a inclinação de  $27,81^\circ$ ), ambos os valores insignificantes.

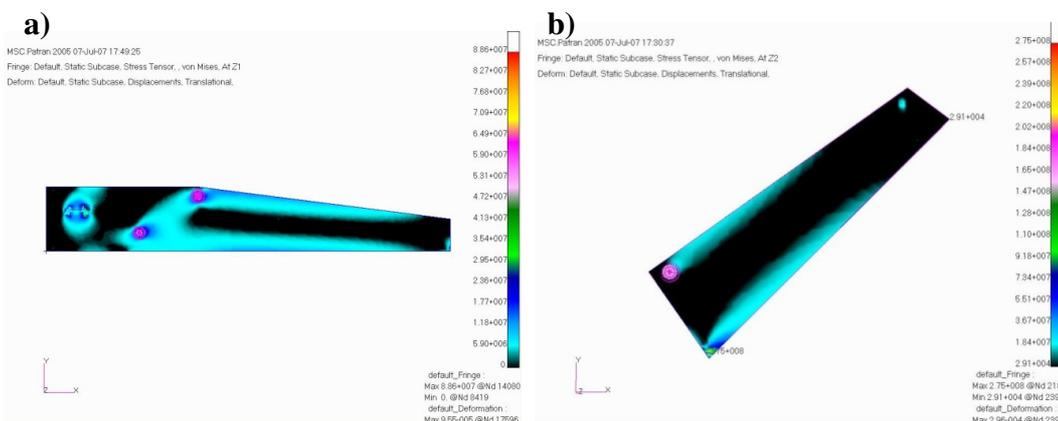


Figura 6.1 – (a) Tensão obtida via elementos finitos da parte fixa da estrutura. (b) Tensão obtida via elementos finitos da parte móvel da estrutura

## 6.2. Projeto e Análise Estrutural do Parafuso de Potência

De acordo com as Equações A.19 – A.26 do Anexo I foi possível projetar um parafuso de potência a fim de suprir o esforço exercido sobre o dispositivo mecânico de elevação. O diâmetro mínimo calculado para o parafuso através de Equação A.19 com um coeficiente de segurança  $n = 1,5$  foi de  $0,9 \text{ pol.}$  O diâmetro do parafuso utilizado no projeto, conforme Tabela A.4 do Apêndice D, foi de  $1 \frac{1}{2} \text{ pol.}$  As tensões calculadas são mostradas abaixo:

- tensão cisalhante:  $\tau_{Cis} = 1,92 \text{ MPa}$ ;
- tensão normal:  $\sigma_{nom} = 3,09 \text{ MPa}$ ;
- tensão de flexão na rosca:  $\sigma_b = 2,32 \text{ MPa}$ ;
- tensão de Von Mises:  $\sigma_{VM} = 5,76 \text{ MPa}$ ;
- tensão admissível:  $\sigma_{adm} = 140 \text{ MPa}$ .

Como  $\sigma_{VM} < \sigma_{adm}$ , logo, o projeto está seguro.

## 7. PROPOSTA DE MELHORIAS

A partir da proposta de solução elaborada na concepção do projeto que delimitam ou evitam o risco de a mesa de elevação descer sobre o usuário, desenvolver-se-á uma solução alternativa que será adaptada no projeto original. Segundo Pahl, G. et al., 2005, essa solução alternativa é efetivada pelo planejamento prévio e deliberado dessas providências na solução adotada. Ocorrendo o caso em que o resultado não corresponde às expectativas, a falha poderá, eventualmente com um esforço maior, ser sanada sem necessidade de um gasto maior de tempo e dinheiro.

Uma busca por patentes e produtos existentes relacionados à segurança foi realizada. Foram encontrados alguns dispositivos de segurança, todos estes aplicados a equipamentos hidráulicos e diferentes dos modelos propostos. Paul Lucas, 1973, via USPTO publicou o pedido de patente de registro 3759488, onde um bloco de molas é usado para impedir que o pistão hidráulico retraia, uma vez que foi içado. Joseph B. Martney Jr., 2005, via USPTO publicou o pedido de patente de registro 6929248, a qual descreve um dispositivo no qual um braço de alavanca é usado para levantar o macaco, e é mantido no lugar por uma engrenagem de um quarto de círculo, situada ao lado do dispositivo. Harry H. Arzouman, 1993, via USPTO publicou o pedido de patente de registro 5183235 que descreve um pistão hidráulico usado para levantar a carga. O pistão é entalhado em ambos os lados e molas travas são usadas para impedir que o pistão retraia.

Alguns modelos de dispositivos de segurança propostos estão listados abaixo:

Haste auxiliar de sustentação fixada à pista dentada: o braço de travamento, mostrado na Figura 7.1(a), funciona através da colocação de uma faixa ao longo da parte inferior do dispositivo que permite que o braço fique preso sendo capaz de bloquear, em várias posições, com o dispositivo içado.

- Vantagens: grande número de pontos de bloqueio na pista.
- Desvantagens: mecânica quando o macaco está na posição mais baixa e também o fato de o sistema estar longe do alcance das mãos do usuário.

Substituição do braço de sustentação: semelhante ao anterior, exceto pelos dentes estarem colocados no próprio braço de sustentação, o que permite maior resistência pelo fato de não haver nenhuma restrição quanto ao seu tamanho e forma. Com um pino acoplado na parte inferior do dispositivo em vermelho, conforme Figura 7.1(b).

- Vantagens: o sistema é capaz de bloquear para diferentes alturas.
- Desvantagens: movimentação por parte do operador para utilizar o dispositivo.

Haste dentada: este sistema, mostrado na Figura 7.1(c), evoluiu a partir da geometria do dispositivo de elevação com a haste de sustentação, uma vez que esses dois formam um paralelogramo que se mantém no içamento. Os pinos fixados ao dispositivo de elevação travam em uma trilha dentada localizada na haste de sustentação impedindo que o sistema retraia.

- Vantagem: sistema compacto assim como a segurança de ter acrescentado mais de um pino de segurança podendo liberar a catraca em etapas.

- Desvantagem: complexidade envolvida na liberação dos pinos, quando necessário.

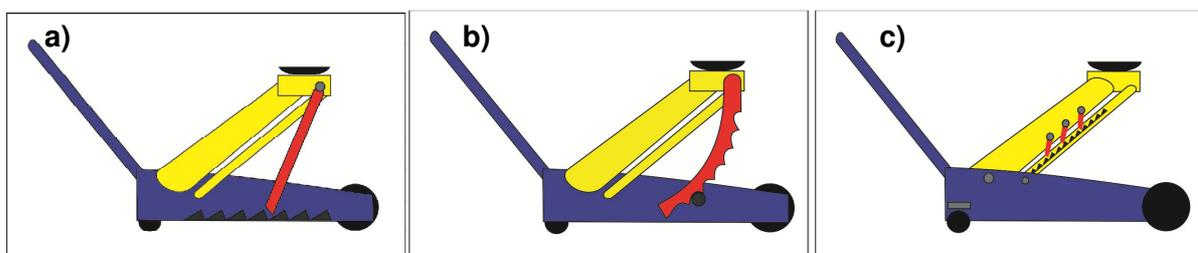


Figura 7.1 – (a) Modelo de dispositivo de segurança com haste de sustentação fixada à pista dentada. (b) Modelo de dispositivo de segurança com braço de sustentação dentado. (c) Modelo de dispositivo de segurança com haste dentada

## 8. DISCUSSÃO DE RESULTADOS E CONCLUSÃO

### 8.1. Discussão de Resultados

Tomando como base os valores calculados para os esforços ergonômicos de ambos os dispositivos, hidráulico e mecânico, percebe-se que os mesmos encontram-se na mesma ordem de grandeza. Para o dispositivo mecânico, a pequena diferença pode ser compensada no movimento realizado pelo usuário, pois esse não necessita movimentar o tronco, e sim, apenas o braço fazendo um movimento giratório. Já no dispositivo hidráulico, além do movimento do braço, em muitos casos é necessário o movimento do tronco, o que com o tempo, pode ocasionar lesões no usuário.

As análises estruturais foram satisfatórias uma vez que as tensões levantadas, tanto na análise por elementos finitos quanto no cálculo das tensões na base do filete de rosca, estão bem abaixo do escoamento do material utilizado. Uma terceira análise foi realizada, conforme o Apêndice B, a fim de que se possa saber as tensões de flexão sobre o parafuso de potência, sendo ele modelado como um sólido desconsiderando os filetes de rosca. Essa análise foi realizada com o intuito de verificar se o diâmetro mínimo encontrado no cálculo do Anexo I resiste ao esforço exercido sobre a estrutura. Os valores de tensão, assim como as outras análises realizadas, estão dentro da faixa admissível.

O material utilizado possui propriedades mecânicas apropriadas para o projeto em questão, boa usinabilidade e baixo custo. O processo de fabricação se resumiu praticamente na utilização de torno mecânico, corte de chapa e furação.

O protótipo apresenta alguns pontos a serem melhorados quanto à estética e segurança. Para a segurança, alguns modelos de dispositivos de segurança foram propostos na seção anterior a fim de tornar o projeto totalmente seguro. Essas propostas serão desenvolvidas em trabalhos futuros.

### 8.2. Conclusão

Este trabalho teve como objetivo eliminar os problemas referentes a um sistema hidráulico alterando-o para mecânico a fim de proporcionar ao usuário um período maior de utilização. Para tal foram feitos cálculos estruturais, cálculos ergonômicos, análise crítica dos pontos mais solicitados da estrutura e construído um protótipo, conforme Figura 8.1(a) e (b), para validar na prática os cálculos feitos analiticamente e via software. Com base nos dados obtidos foi possível concluir que:

- o projeto está seguro, pois os valores das tensões nos pontos de maior solicitação estão abaixo da tensão de escoamento do material utilizado;
- o esforço aplicado pelo usuário ao girar a manivela está na mesma ordem de grandeza do dispositivo hidráulico, porém a posição de operação é benéfica;
- a frequência de manutenção é menor e é feita pelo proprietário, limitando-se apenas em lubrificação, limpeza e reaperto do dispositivo;
- do ponto de vista ambiental, não há possibilidade de contaminação do solo, pois o dispositivo não conta com reservatório de óleo.

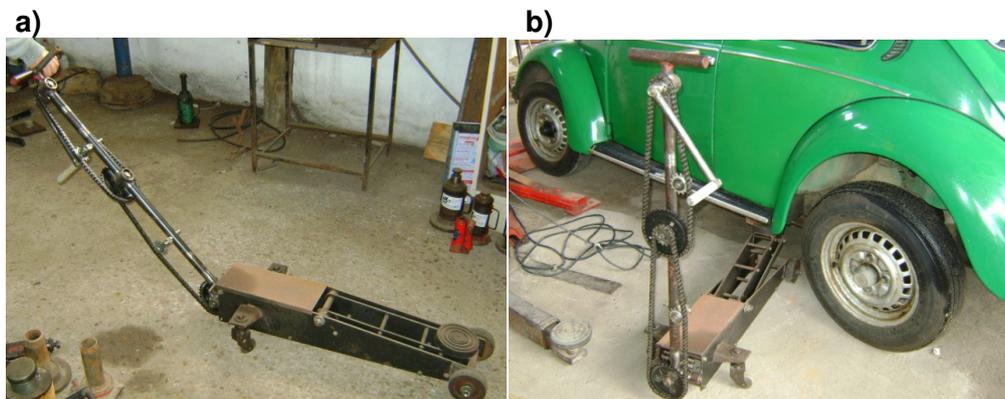


Figura 8.1 – (a) Protótipo do dispositivo de elevação mecânico. (b) Protótipo em atividade.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Baxter, M.; “**Projeto de Produto**”, Blücher, 2ª edição, 2000.

Collins, J. A.; “**Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**”, LTC, 1ª edição, 2006.

Coulomb, J. L.; “**Elementos finitos e CAE – Aplicações em engenharia elétrica**”, Aleph, 1993.

Fox, R. W.; McDonald A. T.; Pritchard P. J.; “**Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, LTC, 6ª edição, 2006.

Harrion, M.; Monk, C.; Moore, W.; Nishimuta, J.; Perry, C.; Podust, A.; “**Design of a Safety Jack**”, Georgia Institute of Technology, Dissertação de final de curso, 2006.

Kajima, “**Manual do Operador – Macaco Hidráulico**”, CCM do Brasil, 2009

Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J; Grote, K.; “**Projeto na Engenharia**”, Blücher, 6ª edição, 2005.

Provenza, F.; “**Projetista de Máquinas**”, F. Provenza, 2ª edição, 2000.

[1] A Casa dos Macacos, busca de imagens de dispositivos hidráulicos. Disponível em: <<http://www.acasadosmacacos.com.br>>. Acessado em: 15 de março de 2011.

[2] ANFAVEA, pesquisa de movimentação de veículos no cenário nacional. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br>>. Acessado em: 8 de abril de 2011.

[3] DENATRAN, pesquisa de movimentação de veículos no cenário nacional. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br>>. Acessado em: 8 de abril de 2011.

[4] Google Patents, busca de registros e patentes. Disponível em: <<http://www.google.com/patents>>. Acessado em: 26 de março de 2011.

[5] IBGE, informações sobre geografia e estatística da população brasileira. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br>>. Acessado em: 9 de abril de 2011.

[6] INPI, busca de registros e patentes. Disponível em: <<http://www.inpi.gov.br>>. Acessado em: 26 de março de 2011.

[7] Prefeitura Municipal de Ponta Grossa, modelo de gestão de meio ambiente. Disponível em: <<http://www.pontagrossa.pr.gov.br>>. Acessado em: 9 de março de 2011.

[8] USPTO, busca de registros e patentes. Disponível em: <<http://www.uspto.gov>>. Acessado em: 26 de março de 2011.

## APÊNDICE "A":

## 1 – Convergência de Malha Obtida da Análise Estrutural

Tabela A.1 – Deslocamentos do ponto 10 em X e Y

Refino	Nº de Nós	Nº de Elementos	Deslocamento em X	Deslocamento em Y
0,03	54	40	-8,73E-06	-8,35E-06
0,01	226	198	-1,03E-05	-1,01E-05
0,008	1120	1008	-1,20E-05	-1,25E-05
0,005	4775	4552	-1,18E-05	-1,24E-05
0,004	4995	2434	-1,12E-05	-1,15E-05
0,003	7363	4680	-1,16E-05	-1,19E-05
0,0015	10676	9911	-1,25E-05	-1,32E-05

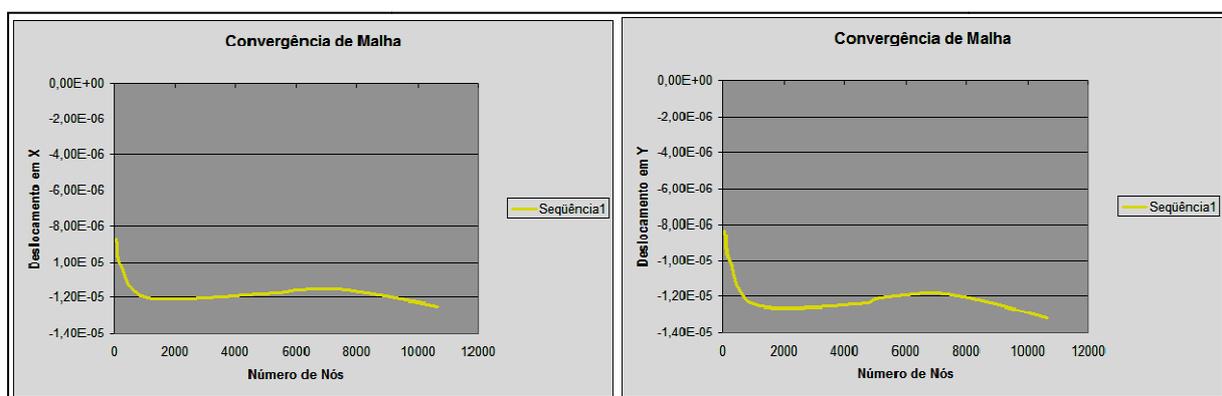


Figura A.1 – Gráficos de convergência do ponto 10: deslocamentos em x e y

Tabela A.2 – Tensões no ponto 10 em X e Y

Refino	Nº de Nós	Nº de Elementos	Tensão em X	Tensão em Y
0,03	54	40	-8,73E-06	2,40E+06
,01	226	198	-1,03E-05	2,34E+05
0,008	1120	1008	-1,20E-05	-3,06E+06
0,005	4775	4552	-1,18E-05	-3,21E+06
0,004	4995	2434	-1,12E-05	-2,95E+06
0,003	7363	4680	9,25E+06	2,58E+06
0,0015	10676	9911	8,09E+06	4,93E+06

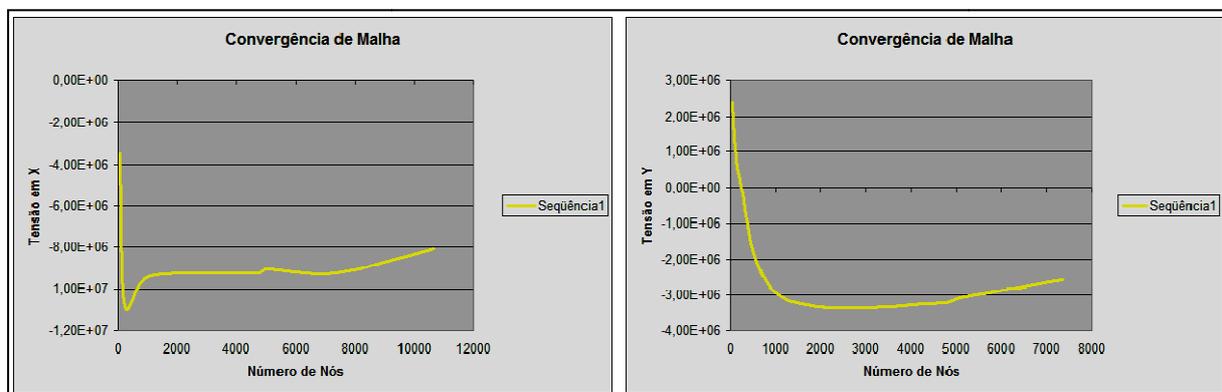


Figura A.2 – Gráficos de convergência do ponto 10: tensões em x e y

## APÊNDICE "B":

### 2 – Análise Estrutural do Parafuso de Potência

Sendo o parafuso sem-fim um componente essencial para funcionamento do dispositivo, uma análise estrutural foi realizada para diferentes inclinações da estrutura. Para tal modelou-se o parafuso como um sólido com o menor diâmetro, obtido do cálculo do filete de rosca, e aplicou-se uma força equivalente a  $\frac{1}{4}$  do peso de um automóvel. O engaste foi aplicado em uma das extremidades (representada pela cor preta) de ambas as Figuras A.3 (a) e (b) e o carregamento aplicado na extremidade oposta. Esse cálculo tem como objetivo validar o resultado obtido do cálculo no filete de rosca. De acordo com os resultados percebe-se que os valores de tensão, aproximadamente  $100 \text{ MPa}$ , estão dentro de uma faixa aceitável, região azul da Figura A.3(a). Também na Figura A.3(a) pode ser visto um concentrador de tensão, ponto colorido, cuja tensão foi de aproximadamente  $700 \text{ MPa}$ . Essa região, por se ponto de aplicação de carga, conforme já citado anteriormente, foi desconsiderada. A Tabela A.3 apresenta os valores de tensão e deslocamento.

Tabela A.3 - Resultados obtidos para o parafuso sem-fim

Resultados no parafuso sem-fim			
Inclinação	27,81°	36,4°	45°
Tensão [Mpa]	700	592	417
Deslocamento [m]	1,08E-3	1,81E-3	2,01E-3

Os valores mais elevados de tensão foram na ordem de  $150 \text{ MPa}$ , região azul escuro da Figura A.3(a). Esse valor foi obtido para uma inclinação da mesa de içamento de  $27,8^\circ$ . Já o deslocamento máximo,  $2,01\text{E-}3 \text{ m}$ , resultou da inclinação de  $45^\circ$  conforme pode ser visto na Figura A.3(b).

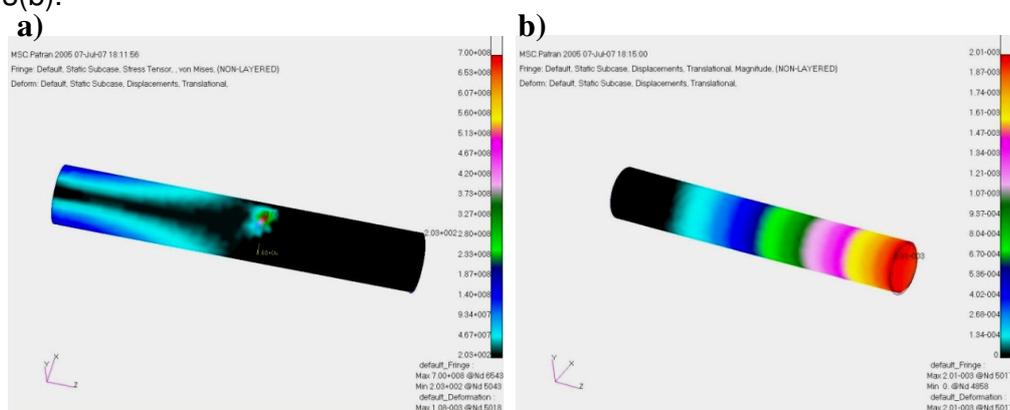


Figura A.3 – (a) Tensão máxima no parafuso sem-fim. (b) Deslocamento máximo no parafuso sem-fim

### 3 – Modelo Utilizado no Software para a Análise Estrutural

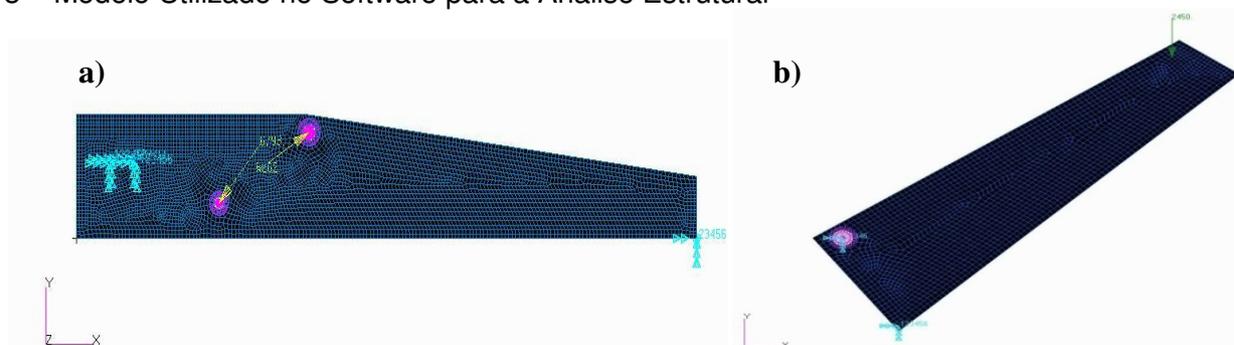


Figura A.4 – (a) Parte móvel da estrutura com carregamento e engastes. (b) Parte fixa da estrutura com os carregamentos obtidos da parte móvel e engastes

## APÊNDICE "C":

## 4 – Análise do Ponto Crítico

De acordo com a análise estrutural pode-se perceber que em uma determinada região do modelo a tensão excedeu a tensão de escoamento do aço 1020 que é de 210 MPa. A tensão encontrada nesse ponto foi de 276 MPa, porém, como se trata de um concentrador de tensões, pode ser desconsiderado nos resultados da análise.

Para uma melhor análise dessa região foram feitos cálculos utilizando as equações de equilíbrio. O resultado é a Equação A.18, que permite a determinação da força na região de concentração. A Figura A.5 auxilia os cálculos abaixo.

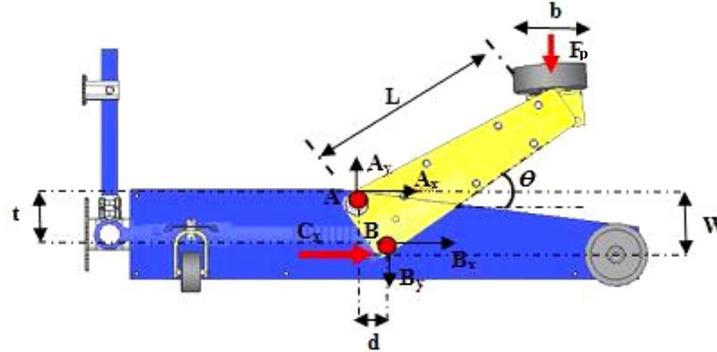


Figura A.5 – Vista lateral do dispositivo

Através do somatório de forças:

$$\sum F_x = 0 \quad (\text{A.1})$$

$$A_x + B_x + C_x = 0 \quad (\text{A.2})$$

$$A \cos \theta + B \cos \theta + C_x = 0 \quad (\text{A.3})$$

$$\sum F_y = 0 \quad (\text{A.4})$$

$$A_y + B_y - F_p = 0 \quad (\text{A.5})$$

$$A \sin \theta + B \sin \theta - F_p = 0 \quad (\text{A.6})$$

Temos com o somatório de momentos:

$$\sum M_A = 0 \quad (\text{A.7})$$

$$C_x W + B_x d + B_x t - F_p \left( L \cos \theta + \frac{b}{2} \right) = 0 \quad (\text{A.8})$$

$$C_x W + B \sin \theta \cdot d + B \cos \theta \cdot t - F_p \left( L \cos \theta + \frac{b}{2} \right) = 0 \quad (\text{A.9})$$

$$-\cos \theta \cdot \left( \frac{F}{\sin \theta} - B + B \right) \cdot W + B \cdot (\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t) - F_p \cdot \left( L \cos \theta + \frac{b}{2} \right) = 0 \quad (\text{A.10})$$

$$-\frac{F \cdot W}{\sin \theta} - F_p \cdot \left( L \cos \theta + \frac{b}{2} \right) = -B \cdot (\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t) \quad (\text{A.11})$$

$$B = F_p \frac{\left( \frac{W}{\sin \theta} + L \cos \theta \cdot \frac{b}{2} \right)}{(\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t)} \quad (\text{A.12})$$

$$A = \frac{F_p}{\sin \theta} - B \quad (\text{A.13})$$

$$A = \frac{F_p}{\sin \theta} - F_p \frac{\left( \frac{W}{\sin \theta} + L \cos \theta \cdot \frac{b}{2} \right)}{(\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t)} \quad (\text{A.14})$$

$$C_x = -\cos \theta \cdot (A + B) \quad (\text{A.15})$$

$$C_x = -\cos \theta \cdot \left( \frac{F_p}{\sin \theta} - F_p \frac{\left( \frac{W}{\sin \theta} + L \cos \theta \cdot \frac{b}{2} \right)}{(\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t)} + F_p \frac{\left( \frac{W}{\sin \theta} + L \cos \theta \cdot \frac{b}{2} \right)}{(\sin \theta \cdot d + \cos \theta \cdot t)} \right) \quad (\text{A.16})$$

$$C_x = -F_p \cdot \left( \frac{\cos \theta}{\sin \theta} \right) \quad (\text{A.17})$$

$$C_x = -\frac{F_p}{\tan \theta} \quad (\text{A.18})$$

## APÊNDICE "D":

## 5 – Seleção de Materiais

A Tabela A.4 apresenta os materiais utilizados na fabricação do protótipo e a quantidade de cada item. Consta também na tabela o preço de cada material assim como o custo de tornearia e serviços gerais. Para as peças usinadas o valor apresentado é uma estimativa, pois leva em conta material, tempo de fabricação e complexidade da geometria.

Tabela A.4 – Seleção de materiais

SELEÇÃO DE MATERIAIS						
Qtd	Peças Comercializadas	Desenho	Preço [R\$]	Qtd	Peças Usinadas	Preço [R\$]
6	pinos cilíndricos d = 12mm com rosca dupla e comprimento 120mm		7,2	1	manivela de aço 1020 comprimento 270mm	30
12	porcas sextavadas M6		1,2	9	peças usinadas cruzeta	28
1	pino cilíndrico d=22mm com rosca dupla e comprimento 205mm		5	1	suporte pinha	12
2	porcas sextavadas M12		0,6	1	estrutura do suporte de borracha espessura 5mm	30
4	pinos cilíndricos d=12mm com rosca dupla e comprimento 180mm		6	1	1 m² de chapa quadrada aço 1020, espessura 5 mm (estruturas laterais tanto da parte fixa quanto da móvel, estrutura de fixação do suporte de borracha)	120
8	porcas sextavadas M6		0,8	1	1 m² de chapa quadrada aço 1020, espessura 3 mm (proteções superiores do equipamento e suporte das rodas dianteiras)	15
2	buchas (rolamentos) D=25mm e d=16mm e comprimento 42mm		4,4	1	parafuso sem fim 1 1/2, 4 fio/polegada - 1 entrada e comprimento 360mm	35
2	rodas de borracha D=110mm e d=35mm e espessura 35mm revestida com borracha		40	1	peça usinada mancal	80
1	pino cilíndrico d=22mm com rosca dupla e comprimento 270mm		7	1	peça usinada rosca fêmea	65
2	porcas sextavadas chatas M15		0,6			
2	rodas metálicas D=70mm e d=20mm		20			
2	pinos fixação rodas dianteiras d=20mm e comprimento 32mm		3,6			
4	porcas sextavadas chatas M20		0,4			
4	arruelas D=50mm e d=20mm e espessura 3mm		0,2			
2	pinos (eixos rodas dianteiras) d=20mm e comprimento 14mm		1,6			
1	suporte de borracha d=135mm e espessura 30mm		8			
1	pino de fixação d=20mm e comprimento 35mm		2			
2	parafusos de cabeça cilíndrica com fenda d=5mm e comprimento 60mm		0,2			
2	bracadeiras d=28mm		4,2			
4	porcas sextavadas M4		1,2			
6	porcas sextavadas M10		2,4			
8	arruelas d=10mm		0,4			
2	pino cilíndrico d=35mm		12			
4	rolamento radial fixo de esferas UCR 6204-2RS		32			
2	pinhas d=62mm e 14 dentes		12			
1	pinhas d=40mm e 14 dentes		6			
2	coroas d=150mm e 36 dentes		18			
2	correntes de rolo simples ASA 40		24			
1	tubo de aço 1020 comprimento 1500mm, diâmetro 32 mm e espessura 3 mm		16			
1	tubo de aço 1020 comprimento 150 mm, diâmetro 26 mm e espessura 3 mm		4			
5	pinos fixação cruzeta comprimento 39 mm e diâmetro 10 mm		0,5			
1	rolamento de rolos cônicos HRB 25x45x16		10			
1	rolamento radial fixo de esferas UCR 6203-2RS		9			
1	rolamento radial fixo de esferas NSK 25x52x15		10			

Serviços	Preço [R\$]
Tornearia e serviços gerais	350
Pintura	55
<b>Total Projeto</b>	<b>1090,5</b>

## ANEXO I

## 1 – Projeto Preliminar e Análise de Tensões no Parafuso de Potência

Para o projeto preliminar e análise de tensões no parafuso de potência, foram utilizadas equações que tem origem em Collins, J. A., 2006.

Uma vez que o parafuso está sob compressão, um diâmetro de raiz preliminar pode ser estimado com base na resistência a flambagem. Utilizando-se a equação de Euler com  $L_c = L_i$  obtém-se:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{L_i^2} \quad (A.19)$$

onde  $E$  é o módulo de elasticidade [GPa],  $I$  o momento de inércia [m<sup>4</sup>] e  $L$  o comprimento característico.

O torque motor [N.m] é calculado através da equação:

$$T_C = F_c r_f \left( \frac{\text{acos}(\theta_a) + 2\pi r_p \mu}{2\pi r_p \cos(\theta_a) + a\mu} \right) \quad (A.20)$$

onde  $F_c$  é o carregamento [N],  $r_f$  o raio do passo [m],  $r_p$  o raio do passo [m],  $a$  o número de roscas paralelas,  $\theta_a$  o ângulo de avanço e  $\mu$  o coeficiente de atrito.

As pressão de esmagamento entre roscas, tensão de contato na rosca são calculadas através da equação abaixo:

$$\sigma = \frac{F_c}{\pi(r_e^2 - r_r^2)n_e} \quad (A.21)$$

onde  $r_e$  é o raio externo [m],  $r_r$  o raio da raiz [m], e  $n_e$  o número de filetes que suportam a carga.

As tensões equivalentes na raiz da rosca são calculadas nas quatro equações abaixo:

$$\tau_{cis} = \frac{4T_C}{\pi r_r^3} \quad (A.22)$$

tensão de cisalhamento [MPa], onde  $T_C$  é o torque motor [N.m] e  $r_r$  o raio da raiz [m],

$$\sigma_{nom} = \frac{F_c}{\pi r_r^2} \quad (A.23)$$

tensão normal onde [MPa] onde  $F_c$  é o carregamento [N] e  $r_r$  o raio da raiz [m],

$$\sigma_b = \frac{12F_c(r_p - r_r)}{\pi r_r n_e p^2} \quad (A.24)$$

tensão de flexão na raiz da rosca [MPa], onde  $F_c$  é o carregamento [N],  $r_f$  o raio do passo [m],  $r_r$  o raio da raiz [m],  $n_e$  o número de filetes que suportam a carga e  $p$  o passo da rosca [m],

$$\sigma_{VM} = \left[ \frac{1}{2}(\sigma_b^2 + \sigma_{nom}^2 + (\sigma_b - \sigma_{nom}) + 6\tau_{cis}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (A.25)$$

tensão de Von Misses [MPa], onde  $\sigma_b$  é a tensão normal,  $\sigma_{nom}$  a tensão normal e  $\tau_{cis}$  a tensão de cisalhamento.

Sendo, a tensão admissível  $\sigma_{adm}$  calculada por:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{n_d} \quad (A.26)$$

onde  $\sigma_e$  é a tensão de escoamento [MPa] e  $n_d$  o fator de segurança.