

UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

SAMUEL GUILHERME FERNANDES SCORDAMAGLIO

**PROPOSTA DE UM DISPOSITIVO PARA ADAPTAÇÃO EM UMA CAMA
HOSPITALAR PARA AJUSTE DE ALTURA.**

**Guaratinguetá
2012**

SAMUEL GUILHERME FERNANDES SCORDAMAGLIO

**PROPOSTA DE UM DISPOSITIVO PARA ADAPTAÇÃO EM UMA CAMA
HOSPITALAR PARA AJUSTE DE ALTURA.**

Trabalho de Graduação
apresentado ao Conselho de
Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da
Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual
Paulista, como parte dos
requisitos para obtenção do
diploma de Graduação em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão

Guaratinguetá
2012

S423p Scordamaglio, Samuel Guilherme Fernandes
Proposta de um dispositivo para adaptação em uma cama / Samuel
Guilherme Fernandes Scordamaglio – Guaratinguetá : [s.n], 2012.
65 f : il.
Bibliografia: f. 64

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012.
Orientador: Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão

1. Ergonomia I. Título

CDU 65.015.11

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

**PROPOSTA DE UM DISPOSITIVO PARA ADAPTAÇÃO EM UMA CAMA
HOSPITALAR PARA AJUSTE DE ALTURA**


SAMUEL GUILHERME FERNANDES SCORDAMAGLIO


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. José Geraldo Brandão Trani
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. José Elias Tomazini
UNESP-FEG


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
UNESP-FEG

Dezembro de 2012

DADOS CURRICULARES

SAMUEL GUILHERME FERNANDES SCORDAMAGLIO

NASCIMENTO	13.08.1986 – SUZANO / SP
FILIAÇÃO	Francisco Scordamaglio Neto Maria da Penha Fernandes Scordamaglio
2006/2012	Curso de Graduação UNESP/FEG – Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

de modo especial à minha família, que acreditou e sempre me apoiou durante esses anos de graduação e foi a grande responsável por mais essa conquista.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço ao Deus único, santo e eterno, por ter me capacitado e permitido desenvolver todos os aspectos da minha vida, inclusive este trabalho, sempre me guiando e me colocando no caminho da Sua maravilhosa vontade.

Aos meus pais, irmãos e familiares, pelo amor, carinho, educação e apoio incondicional durante todos os meus passos na jornada da vida.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão*, por me auxiliar durante o desenvolvimento desse projeto, me agregando muito conhecimento e desenvolvimento pessoal.

Agradeço também ao colega Rodrigo que trabalha na Santa Casa de Guaratinguetá por me auxiliar durante a visita ao local e ter sido muito prestativo.

Scordamaglio, S. G. F. **Proposta de um dispositivo para adaptação em uma cama hospitalar para ajuste de altura.** 2012. 65 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

No âmbito hospitalar, os profissionais de saúde podem enfrentar diversas situações e problemas. Ao acompanhá-los, é notável que uma das dificuldades está relacionada ao suporte oferecido pelas instalações para a realização de seus trabalhos. Isso influencia também a qualidade de tratamento oferecida aos pacientes. Um dos pontos de melhoria que poderiam ser estudados é a cama hospitalar. As camas hospitalares tipo Fowler mais simples, utilizadas na maioria dos hospitais públicos brasileiros, são projetadas com uma altura ergonômica média que oferece uma posição padrão para a análise e tratamento dos pacientes. Não existe a possibilidade de se ajustar a altura dessas camas, e por isso há um limitante nesse sentido já que essa altura é fixa, porém as estruturas físicas dos trabalhadores e pacientes variam muito e pode haver um conflito quando se tem pessoas muito grandes ou pequenas envolvidas nesse processo. Fora isso, estudos realizados por especialistas mostram que camas com ajuste de altura diminuem o esforço muscular e melhoram a qualidade do movimento da coluna vertebral dos trabalhadores de enfermagem, reduzindo a força sobre determinadas vértebras e também o risco ergonômico. É claro que o conforto dos pacientes também é prejudicado nesse sentido. Como as camas que já vem com ajuste de altura são muito caras, esse estudo visa projetar um dispositivo para adaptar as camas não ajustáveis. O projeto deve ser viável do ponto de vista econômico e mecânico, podendo adaptar tanto os modelos antigos simples da cama Fowler como os modelos simples mais novos, já que as dimensões desses são similares. O resultado final mostra que é possível se adaptar tais camas utilizando o conceito pensado a um custo viável. Fora isso, o conceito pode ser aplicado em outros tipos de camas e objetos que possuam pés ociosos.

PALAVRAS-CHAVE: Camas hospitalares, camas com ajuste de altura, dispositivo de ajuste, ergonomia.

Scordamaglio, S. G. F. **Proposal of a device to adapt in a hospital bed for height adjustment**. 2012. 65 p. Monography (Graduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

In hospitals, health professionals may face different situations and problems. By following them, it is remarkable that one of the difficulties is related to the support provided by the facilities to carry out their work. This also affects the quality of treatment offered to patients. One of the points of improvement that could be studied is hospital beds. The Fowler's simplest hospital bed type, used in most Brazilian public hospitals, is designed with an ergonomic average height that offers a default position for analysis and treatment of patients. There is no possibility of adjusting the height of those beds, and hence there is a limitation in this regard since that height is fixed, but the physical structures of the workers and patients may vary widely and there may be a conflict when there are people too large or small involved in this process. Beyond that, studies by experts show that beds with height adjustment decrease the muscular effort and improve the movement quality of the spine of nursing staff, reducing the force on certain vertebrae and also the ergonomic risk. Of course, patient comfort is also affected accordingly. As the beds made with height adjustment are very expensive, this study aims to design a device to adapt the not adjustable beds. The project must be viable from an economic and mechanic standpoint, being able to adapt both old and new simplest Fowler hospital bed models, since their dimensions are similar. The final result shows that it is possible to adapt such beds using the designed concept at a viable cost. Furthermore, this concept could be applied in other bed types or objects that have hollow feet.

KEYWORDS: Hospital beds, beds with height adjustment, adjustment device, ergonomics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Cama Fawler simples modelo antigo	15
Figura 2: Detalhe do modelo antigo com peças ainda em madeira	16
Figura 3: Cama Fawler simples modelo novo	16
Figura 4: Demonstração da cama Fawler em angulação máxima	17
Figura 5: Escadinha para acesso	18
Figura 6: Pés do modelo antigo (esq.) e novo (dir.)	18
Figura 7: Formato e dimensões dos pés modelo antigo (esq.) e novo (dir.).....	19
Figura 8: Fuso e porca com rosca quadrada	20
Figura 9: Exemplo de polia sincronizadora	21
Figura 10: Exemplo de correia sincronizadora.....	22
Figura 11: Exemplo de bucha com chaveta.....	22
Figura 12: Disco de bronze simples	23
Figura 13: Exemplo de motor elétrico monofásico de baixa potência	24
Figura 14: Croqui do conjunto em corte.....	25
Figura 15: Dimensões e forças no fuso. (a) Diagrama de forças para erguer a carga e (b) para descer.	27
Figura 16 e 17: Parte dos pés da cama que não pode ser modificada.....	28
Figura 18: Legenda e dimensões do catálogo de polias sincronizadoras tipo HTD 5M.	39
Figura 19: Perfil das correias sincronizadoras tipo Omega 5M-A – Dentes arredondados	41
Figura 20: Curva Torque versus RPM.....	43
Figura 21: Motor elétrico monofásico da marca GME, utilizado em tanquinhos	44
Figura 22: Motor elétrico monofásico da marca WEG, também utilizado em tanquinhos.	44
Figura 23: Fuso em corte	48
Figura 24: Polia do fuso (maior)	49
Figura 25: Polia do motor (menor)	50
Figura 26: Bucha com chaveta	51
Figura 27: Disco de desgaste superior (inserido no pé da cama)	52
Figura 28: Disco de desgaste inferior (inserido com chaveta na polia).....	52
Figura 29: Pé telescópico.....	53
Figura 30: Peça inferior de suporte	54
Figura 31: Pino fixador.....	54
Figura 32: Conjunto montado em corte.....	55
Figura 33: Detalhes do conjunto no ajuste mínimo.	56
Figura 34: Ajuste mínimo e ajuste máximo – Quase 400 [mm] de variação	57
Figura 35: Conjunto no ajuste máximo	58
Figura 36: Conjunto do motor e capacitor dentro da carenagem	58
Figura 37: Imagem 3D do conjunto montado no fuso.....	59
Figura 38: Modelagem 3D do dispositivo instalado.....	60
Figura 39: Visão lateral da modelagem 3D do dispositivo instalado.....	61
Figura 40: Visão frontal da modelagem 3D do dispositivo instalado	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Coeficiente f de atrito no fuso	32
Tabela 2: Coeficiente de fricção de colar axial f_c	32
Tabela 3: Polias sincronizadoras tipo HTD 5-M	38
Tabela 4: Correias sincronizadoras tipo Optibelt 5M-A Omega	41

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	- Norma Brasileira Registrada
SUS	- Sistema Único de Saúde

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Motivação	14
1.2	Objetivo	14
2	DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO	15
2.1	Camas Fawler	15
2.2	Pés das camas.....	18
2.3	Conceito proposto	19
2.3.1	Fuso com rosca quadrada	20
2.3.2	Polias sincronizadoras	21
2.3.3	Correia sincronizadora.....	21
2.3.4	Bucha com chaveta.....	22
2.3.5	Discos de desgaste	23
2.3.6	Motor elétrico	23
2.3.7	Carenagem de proteção	24
2.3.8	Croqui do conjunto em corte	24
3	CÁLCULOS E DIMENSIONAMENTO.....	26
3.1	Dimensionamento do fuso	26
3.2	Dimensionamento das polias	37
3.3	Dimensionamento da correia	40
3.4	Dimensionamento do motor.....	42
3.5	Dimensionamento dos discos de desgaste	47
3.6	Dimensionamento da carenagem	47
4	PROJETO EM AUTOCAD	48
4.1	Fuso.....	48
4.2	Polia do fuso	49
4.3	Polia do motor.....	49
4.4	Bucha com chaveta	50
4.5	Discos de desgaste	51
4.6	Pé telescópico	53
4.7	Peça inferior de suporte e pino	54
4.8	Conjunto montado em corte.....	55

4.9	Projeto em 3D	59
5	CONSIDERAÇÕES DO PROJETO	62
6	CONCLUSÕES.....	63
	REFERÊNCIAS	64

1 INTRODUÇÃO

As camas hospitalares são naturalmente essenciais para o bom funcionamento de qualquer hospital ou clínica de saúde. Sendo parte integrante indispensável, o conforto, qualidade e praticidade dos serviços oferecidos nesses locais também dependem das camas utilizadas, tanto para os pacientes quanto para os profissionais de saúde.

Obviamente o preço é influenciado pelo nível de atributos que as camas possuem. Um dos pontos que influenciam muito o preço é o ajuste de altura, que não só melhora a qualidade do serviço oferecido ao cliente, como também a qualidade de trabalho dos profissionais que lá atuam.

Algo facilmente notável é a qualidade dessas camas em hospitais públicos, muitas em péssimo estado, já que o nível de investimento é baixo e por isso despendem a menor quantidade de dinheiro possível na aquisição de seus equipamentos, principalmente dos ditos “mais simples”, prejudicando o ambiente de trabalho e gerando possíveis causas de acidentes e lesões sérias para os envolvidos. A maioria das camas têm muitos anos de uso e muitas ainda tem peças em madeira, que mesmo ainda utilizáveis, já estão tecnicamente fora do padrão adequado para o ambiente hospitalar.

Segundo Gallasch, CH e Alexandre, NMC (2003), o uso de camas com altura ajustável melhora a qualidade do movimento da coluna vertebral e diminui o esforço muscular dos trabalhadores de enfermagem, onde há significativa redução da força sobre as vértebras L-5 e S-1 durante a movimentação dos pacientes. Por essa causa há também redução do risco ergonômico, ou seja, a probabilidade de algum problema ligado à ergonomia acontecer.

Além disso, segundo Inoue, KC. et al (2011), uma dentre as estratégias de prevenção de queda dos pacientes de cima das camas hospitalares é ter-se camas em disposição baixa e/ou com escada para acesso. Tendo essa ideia em mente, a baixa disposição da cama já diminuiria o impacto de queda, e mais, o acesso direto à cama sem escada com certeza diminuiria o risco de se cair ou escorregar na movimentação para a cama ou para fora dela.

A chave então seria projetar um dispositivo que seja adaptado facilmente nas camas hospitalares mais simples e comuns dos hospitais públicos, tornando-as ajustáveis. Esse dispositivo deve tornar capaz o acesso direto à cama sem escada. O conceito e projeto deste serão explanados ao longo desta monografia.

1.1 **Motivação**

O projeto do dispositivo traz uma solução que pode tornar viável a melhora da qualidade dos serviços de saúde dentro de nosso país, onde os investimentos são baixos e a expectativa de qualidade dos brasileiros segue a mesma linha. Em relação às camas mais sofisticadas, uma cama simples com o dispositivo adaptado seria muito mais barata e poderia, quem sabe, ser até utilizada no SUS.

1.2 **Objetivo**

O objetivo do trabalho é desenvolver o conceito e através deste projetar um dispositivo que adapte de forma viável camas hospitalares simples para que tenham ajuste de altura.

2 DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO

Pensando no tipo de conceito a ser adotado, devemos levar em conta pontos importantes para o bom uso e aplicabilidade do dispositivo no dia a dia. O ideal é modificar a cama o mínimo possível, e fazer dessa modificação algo simples e prático. A adaptação em si deve ser viável, fácil e o mais rápida possível. As peças existentes da cama devem ser utilizadas posteriormente, isso indicaria o mínimo de desperdício desses materiais.

Portanto, será abordada a estrutura das camas e seqüencialmente as modificações pensadas em busca de um conceito adequado e aplicável à realidade.

2.1 Camas Fowler

Segundo Palmieri, AC. (2011), as camas Fowler devem ser capazes de reproduzir a posição de Fowler, que é uma posição semi-sentada (45°) utilizada para tratar pacientes que apresentam dificuldades respiratórias, no momento da alimentação e em pós operatório nasal, buço maxilar e tireoidectomia.



Figura 1: Cama Fowler simples modelo antigo (Fonte: Próprio autor)



Figura 2: Detalhe do modelo antigo com peças ainda em madeira (Fonte: Próprio autor)



Figura 3: Cama Fawler simples modelo novo (Fonte: Próprio autor)



Figura 4: Demonstração da cama Fowler em angulação máxima (Fonte: Próprio autor)

O modelo mais antigo tem chapas de madeira e estrutura mais quadrada e pontiaguda, o que o torna mais antiquado: Há maiores chances de haver uma lesão por contato nas bordas. Fora isso, as peças em madeira tem uma tendência muito maior em proliferar bactérias do que as de aço, o que é totalmente indesejado em um hospital.

O modelo mais novo é feito com chapas de aço, é mais arredondado e possui uma proteção lateral para evitar que os pacientes caiam da cama durante o sono, por exemplo. Além disso, esse modelo é muito mais leve que o antigo, já que o material de construção é o aço e não existem peças maciças dele, os pés são ocos e as chapas de suporte são finas. Esse já se enquadra muito melhor no ambiente hospitalar.

Adicionalmente, o uso de uma escada para acesso às camas é normal, visto que essas tem uma altura estrutural bem acima do joelho de uma pessoa comum, o que impossibilita o acesso direto.



Figura 5: Escadinha para acesso (Fonte: Próprio autor)

2.2 Pés das camas

Os pés das camas são o ponto chave do projeto, pois será exatamente neles que o dispositivo será adaptado. As dimensões e formato dos pés variam do modelo antigo (pés quadrados) para o novo (pés tubulares).



Figura 6: Pés do modelo antigo (esq.) e novo (dir.) (Fonte: Próprio autor)

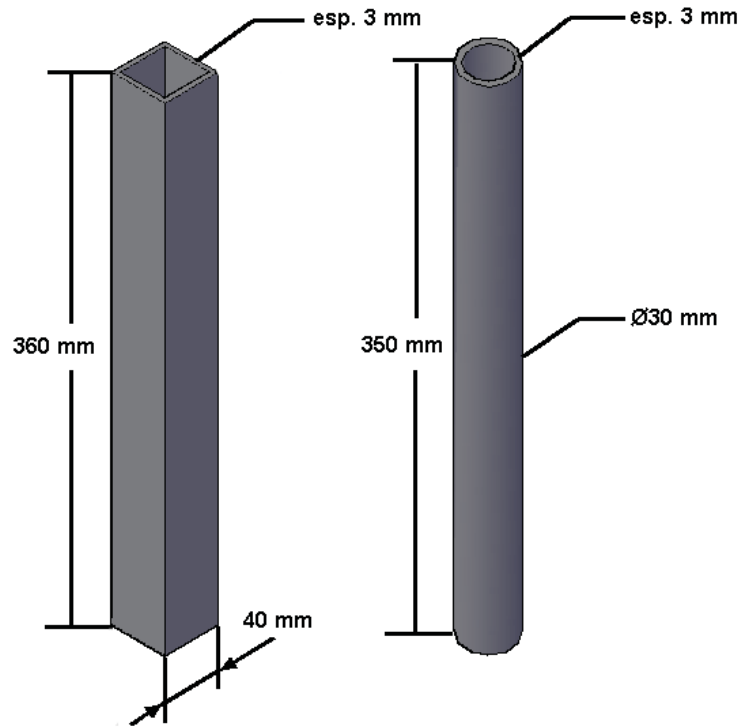


Figura 7: Formato e dimensões dos pés modelo antigo (esq.) e novo (dir.) (Fonte: Próprio autor)

As dimensões acima foram obtidas por medição local em visita à Santa Casa de Guaratinguetá e possuem cerca de 0,5 mm de precisão.

As alturas descritas não descrevem o comprimento total dos pés com o rodízio, e sim apenas da parte dos pés que poderá sofrer adaptação. As outras dimensões não influenciarão do ponto de vista mecânico, já que não serão utilizadas. É claro que a altura total importa no desenvolvimento do conceito, visto que existirão limites mínimos e máximos no ajuste de altura, porém esse passo será desenvolvido mais adiante.

2.3 Conceito proposto

Imaginando quais seriam as possibilidades de se poder unir uma solução simples e viável, porém sólida e estável, foi pensado que utilização de um sistema elétrico seria mais adequada do ponto de vista da praticidade e da ergonomia, trazendo uma excelente perspectiva de uso no dia a dia. Ao se utilizar um motor elétrico, é necessário que o sistema funcione sobre rotação, o que sugere fortemente o uso de coroas, eixos, polias, correntes ou correias e etc. Portanto percebeu-se que uma solução de se erguer a cama verticalmente poderia ser o uso de um fuso central com rosca fixo dentro dos pés ocios aliado à uma polia

que girasse ao longo da rosca do fuso. Essa solução também é simples de se calcular, barata e facilmente inserida em uma cama já existente, visto que o pé tubular e o quadrado das camas possuem espaço interno para a inserção de um fuso como este. Esta questão será avaliada posteriormente.

Os próximos tópicos irão explicar quais são as peças requeridas e suas funções para a construção do sistema, consolidando o conceito adotado.

2.3.1 Fuso com rosca quadrada

Na literatura existem todos os passos para se dimensionar um fuso com rosca quadrada que, apesar de não ser o mais simples de se fabricar devido à maior dificuldade em se produzir tal peça (o que acarreta em um aumento de custo dela), possui maior resistência mecânica e é mais eficiente, o que é uma vantagem muito útil em nosso projeto, já que as dimensões dos pés das camas são pequenas e exigem um material bem resistente à compressão, torção, flexão e flambagem. Os cálculos das tensões e esforços no fuso e na rosca dele não variam muito entre a rosca quadrada e a ACME, que é a mais utilizada no mercado. Por isso, no caso de uma possível fabricação pode-se utilizar fusos com rosca ACME em dimensões similares apenas refazendo alguns cálculos para se consolidar o sistema.



Figura 8: Fuso e porca com rosca quadrada (Fonte: Partel Parafusos)

As dimensões desse fuso, como o passo, ângulo de hélice e diâmetros externo, médio e interno serão calculadas mais adiante baseadas na carga a ser erguida. O material de construção dele também deve se basear nos cálculos que serão realizados, pois se deve conhecer as tensões e esforços envolvidos para que se possa assegurar que o material escolhido preenche as necessidades mecânicas do sistema.

2.3.2 Polias sincronizadoras

O movimento vertical linear dos pés das camas será acionado por um motor elétrico através da rotação de uma polia que estará acoplada ao fuso através de uma bucha chavetada. A polia deve ser a sincronizadora pois não há escorregamento na transferência de potência e rotação, o que traria um movimento uniforme nos quatro pés das camas devido ao funcionamento separado de cada um. Fora isso, a polia é um elemento que fornece boa resistência e baixo ruído durante a utilização, o que é desejável em um ambiente hospitalar. O dimensionamento destas será feito após os cálculos de torque requerido para erguer o conjunto. A relação entre os diâmetros das polias também é um fator importante para o balanço de rotação e torque distribuídos no conjunto.



Figura 9: Exemplo de polia sincronizadora (Fonte: Prosper Soluções)

2.3.3 Correia sincronizadora

Essa correia servirá para transferir a rotação e o torque do motor elétrico para a polia sincronizadora. Assim como nos itens anteriores, o dimensionamento da correia será feito após os cálculos de torque. É claro que tanto a polia quanto a correia devem ser selecionadas dentre os padrões de mercado, visto que existirá uma dificuldade muito maior em se produzir tais peças customizadas apenas para esse projeto. Já o fuso tem maior facilidade de ser fabricado e pode seguir uma linha customizada.



Figura 10: Exemplo de correia sincronizadora (Fonte: Bond Stock Auto Imports)

2.3.4 Bucha com chaveta

A bucha com chaveta é uma peça essencial no conjunto, visto que irá acoplar o fuso à polia sincronizadora, e fará o papel de sustentação do conjunto, já que estará rosqueada no fuso e chavetada na polia. As dimensões dessa bucha devem ser equivalentes às dimensionadas para o fuso, já que os esforços serão iguais no fuso e na bucha.



Figura 11: Exemplo de bucha com chaveta (Fonte: Eletro Zago)

2.3.5 Discos de desgaste

O uso de um fuso necessita que os apoios estáticos, que a força peso de todo o conjunto causa, possuam uma peça que sofra desgaste por fricção ao giro do mesmo. Nesse caso podem-se usar rolamentos ou discos de desgaste, por exemplo. A utilização de discos de desgaste é evidentemente uma solução mais adaptável e barata, e deve ser feita entre a superfície superior da polia e a inferior do pé da cama, possivelmente com 2 discos. Os discos funcionarão como encosto, onde a vida útil será grande e o custo de troca será baixo.



Figura 12: Disco de bronze simples (Fonte: CFS Brasil Próteses Flexíveis)

2.3.6 Motor elétrico

O Motor elétrico deve ser dimensionado através do torque requerido pelo sistema para levantar a carga pela rotação da polia. Portanto esse item será um dos últimos a serem consolidados, já que se fazem necessários diversos cálculos para garantir que o motor forneça potência de eixo suficiente ao sistema.



Figura 13: Exemplo de motor elétrico monofásico de baixa potência (Fonte: Mercado Livre)

2.3.7 Carenagem de proteção

A carenagem nada mais é que a “embalagem” que protegerá as pessoas do contato direto com as partes rotativas e elétricas do sistema. Essa peça também terá a função de suportar o torque contrário do motor que estará fixado nela, assim como evitar que alguma fuga de corrente elétrica a atravesse e atinja alguma pessoa no ambiente de uso. Um possível material de construção da carenagem é o PVC (Policloreto de Polivinila), que tem boa dureza para essa aplicação, boa resistência ao choque mecânico e baixíssima condutividade elétrica.

2.3.8 Croqui do conjunto em corte

Para que haja compreensão de como esse sistema funcionará visualmente, foi feito um croqui preliminar em corte sem medidas precisas, apenas para atuar de forma didática.

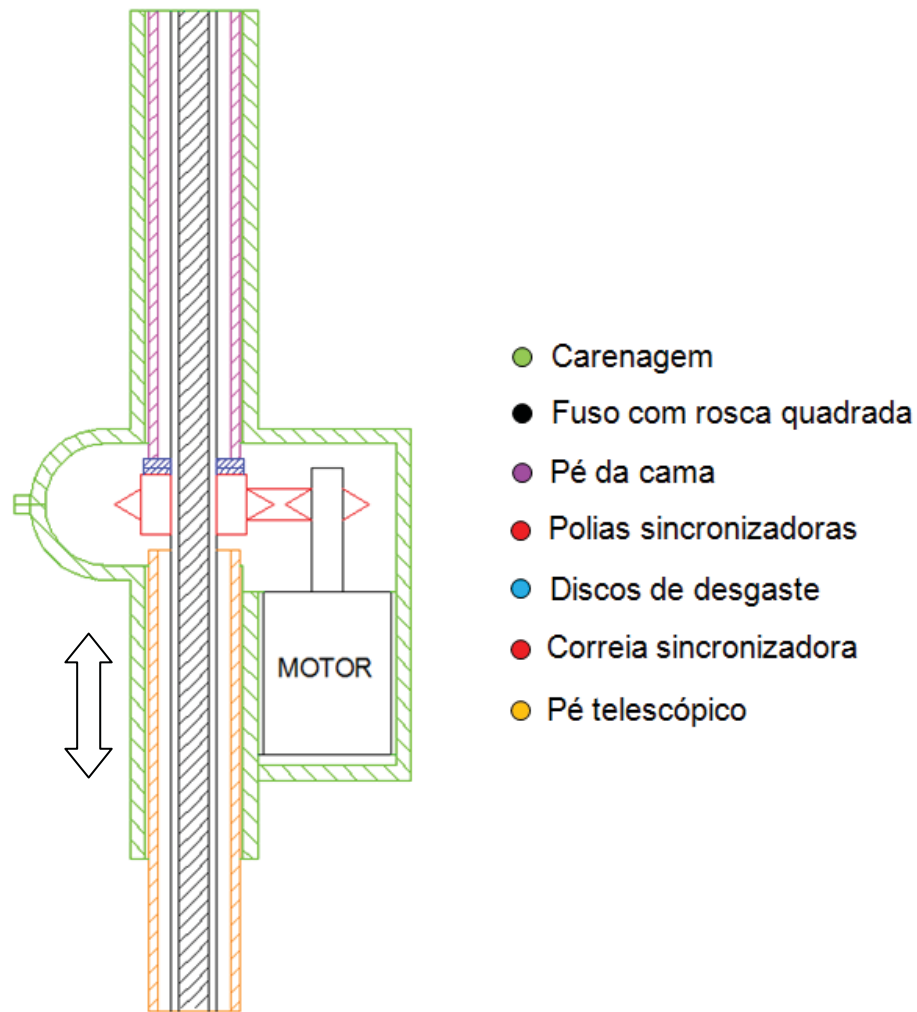


Figura 14: Croqui do conjunto em corte. (Fonte: Próprio autor)

Através do croqui é possível notar que o fuso ficará fixo. A parte de baixo do pé da cama será removida e um pé “telescópico” será inserido em seu lugar. Desta forma a cama será capaz de descer a um nível baixo o suficiente para que uma pessoa acesse a cama sem a escadinha e haverá proteção contra o fuso quando a cama estiver no ajuste mais alto. O conjunto das polias, motor e carenagem terá mobilidade durante o ajuste para que haja estabilidade no conjunto, já que a parte de cima do pé da cama será acoplada e fixada na carenagem.

3 CÁLCULOS E DIMENSIONAMENTO

Agora que o conceito já está definido, é possível iniciar os cálculos e dimensionamento do conjunto. Como esse dimensionamento depende exclusivamente da carga (peso) a ser erguida, será admitido inicialmente o valor da carga.

Como as camas já são projetadas para aguentar uma pessoa que tem no máximo 150 [kg], será assumido que a massa máxima distribuída nos quatro pés das camas é igual à massa máxima permitida mais a massa da estrutura própria da cama (cerca de 50 [kg]), adicionando-se ainda uma massa de segurança para dar robustez ao sistema (50 [kg]):

$$M_{max} = 150 + 50 + 50 = 250 \text{ kg}$$

Já que a cama tem quatro pés, a força peso máxima atuante em cada pé será:

$$F_{max} = \frac{M_{max} * g}{4} \quad (1)$$

Substituindo os valores de M_{max} em (1), tem-se:

$$F_{max} = \frac{250 * 9,81}{4} = 613 \text{ N}$$

Com a força peso máxima definida, é possível iniciar o dimensionamento do fuso.

3.1 Dimensionamento do fuso

O dimensionamento do fuso está diretamente relacionado com o espaço físico disponível no interior dos pés. Como no caso mais extremo (pé tubular, menor dimensão) tem-se 24 [mm] de diâmetro interno, então será admitido:

$$d_{externo} = 15 \text{ mm}$$

Com essa dimensão tem-se espaço suficiente para se utilizar as peças que serão acopladas aos pés tubulares ou quadrados. Caso qualquer tensão envolvida for maior que a tensão admissível do material, que será definido posteriormente, o diâmetro externo deve ser maior que o adotado para aumentar a resistência mecânica do fuso. Em seguida deve ser definido o passo p da rosca, que nada mais é do que a distância axial entre as superfícies superiores entre filetes da rosca, como demonstrado na figura a seguir.

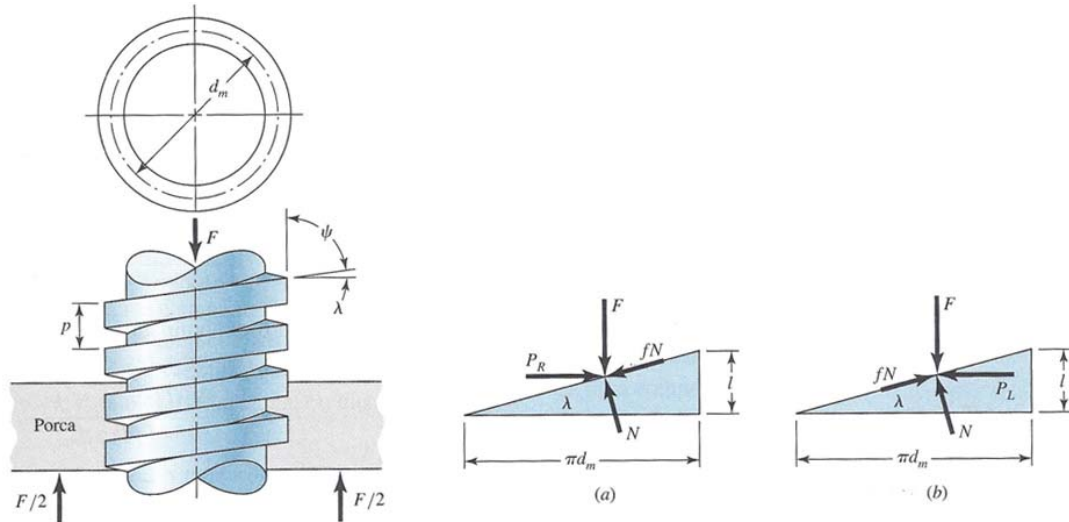


Figura 15: Dimensões e forças no fuso. (a) Diagrama de forças para erguer a carga e (b) para descer (Fonte: Shigley, 2011).

Ou seja, o passo é a distância axial vertical que o conjunto vai mover para cada 360° que a polia girar. É importante ressaltar que esse item está diretamente relacionado com a rotação que o motor elétrico irá fornecer, já que os motores têm rotações padronizadas. Fora isso, é inevitável não pensar que existe uma velocidade adequada para que a cama suba e desça de forma segura: Ela não deve demorar muito para correr o curso axial disponível e também não pode fazê-lo rápido demais e tornar o processo perigoso.

Antes de dimensionar-se o passo, é necessário conhecer qual será o curso máximo do conjunto, ou seja, a distância máxima que pode ser obtida entre o ajuste mais alto e o mais baixo. Primeiro é necessário saber qual o comprimento máximo do fuso que poderá ser utilizado na cama. Para tal a estrutura das camas será observada e avaliada para descobrir até onde o fuso poderá ir.

Na figura 6 temos o comprimento útil das camas: 350 [mm] (modelo novo, pé tubular) e 360 [mm] (modelo antigo, pé quadrado). Esse comprimento refere-se não à todo o comprimento do pé, mas sim ao comprimento que pode ser modificado estruturalmente.



Figura 16 e 17: Parte dos pés da cama que não pode ser modificada (Fonte: Próprio autor)

Na Figura 16 nota-se que o pé da cama tubular (modelo novo) tem espaço interno oco muito acima da parte útil dele. Então nesse caso seria possível inserir um fuso de comprimento bem maior que 350 [mm] e ter um bom curso, já que o fuso percorrerá o interior do pé tubular quando o conjunto descer.

Já na Figura 17 nota-se um rebite inserido cerca de 80 [mm] acima da parte modificável do pé quadrado. A partir da parte metálica, no qual esse rebite está inserido e que inicia a cabeceira da cama, temos o fim do interior oco do pé quadrado. Portanto teríamos um fuso máximo de $350 + 50 = 400$ [mm]. Esse fuso seria curto demais, teria curso muito pequeno e não permitiria que o conjunto descesse o suficiente para o acesso direto à cama, já que o fuso se chocaria com a superfície de baixo da cabeceira. Esses fatos tornariam o dispositivo um ajuste de altura muito limitado no caso do modelo antigo da cama Fowler.

Portanto nesse momento é possível decretar a impossibilidade de se adaptar a cama do modelo antigo de forma viável utilizando o conceito proposto.

Deve-se então definir qual seria o comprimento máximo do fuso no modelo novo da cama. Como não há um limitante nesse sentido pois o pé tubular é oco até o topo, onde ele se torna curvo, o comprimento máximo será adotado como:

$$L_{m\acute{a}x} = 600 \text{ mm}$$

Esse comprimento dá a capacidade suficiente de descer a cama e torná-la acessível sem o uso da escada, e subi-la tendo boa altura ergonômica para o profissional de saúde, já que o ganho será de aproximadamente 15 [cm] acima da altura normal no modelo novo.

A rotação do motor elétrico é necessária para calcular-se o passo do fuso. Caso essa rotação se altere muito ao se escolher um motor de catálogo, pode-se corrigir isso na utilização do conjunto de polias que será explanado posteriormente. Como o motor será, provavelmente, de baixa potência e esses motores têm rotações padrão, a rotação do motor adotada será:

$$N_{\text{motor}} = 1700 \text{ rpm} = 28,33 \text{ rps}$$

O passo do fuso adotado será um valor comum visto no mercado:

$$p = 2 \text{ mm}$$

A velocidade axial do conjunto é dada pela equação:

$$V_{\text{axial}} = N_{\text{motor}} * p * \frac{D_{\text{eixomotor}}}{D_{\text{fuso}}} \quad (2)$$

Supondo que a relação entre diâmetros do eixo do motor e do fuso é de 1:2 tem-se:

$$V_{\text{axial}} = 28,33 * 2 * \frac{1}{2} = 28,33 \text{ mm/s}$$

É possível verificar qual o tempo para ajustar a altura da cama do ponto mais alto ao ponto mais baixo (e vice-versa). Para isso será adotado $L = 500$ [mm], já que não será possível deslizar o conjunto ao longo do fuso inteiro. A equação é dada por:

$$t_{\text{máx}} = \frac{L}{V_{\text{axial}}} \quad (3)$$

Substituindo os valores adotados e calculados em (3), tem-se:

$$t_{\text{máx}} = \frac{500}{28,33} = 17,65 \text{ s}$$

Esse tempo pode ser considerado bom, visto que tornará o processo seguro por não ser rápido demais e suficiente por não ser lento demais. Isso também significa que o passo está bem definido. Caso a rotação do motor mude muito, deve-se recalculá-lo qual seria o passo ideal para essa mudança.

O diâmetro médio e menor do fuso são dados pelas equações:

$$d_{\text{médio}} = d_{\text{externo}} - \frac{p}{2} \quad (4)$$

$$d_{\text{menor}} = d_{\text{externo}} - p \quad (5)$$

Substituindo os valores do diâmetro externo e passo adotados, tem-se:

$$d_{\text{médio}} = 15 - \frac{2}{2} = 14 \text{ mm}$$

$$d_{\text{menor}} = 15 - 2 = 13 \text{ mm}$$

Na Figura 15 pode-se notar o ângulo de hélice λ , que é definido por:

$$\lambda = \text{arctg} \left(\frac{p}{\pi * d_{\text{médio}}} \right) \quad (6)$$

Substituindo os valores calculados e adotados em (6) tem-se:

$$\lambda = \text{arctg} \left(\frac{2}{\pi * 14} \right) = 2,6 \text{ graus}$$

A rosca do fuso será adotada como simples, ou seja, um filete único por volta na rosca. Sendo assim, o avanço l será igual o passo p .

$$l = p = 2 \text{ mm}$$

Portanto temos o fuso completamente dimensionado:

$$L = 600 \text{ mm}$$

$$d_{\text{externo}} = 15 \text{ mm}$$

$$d_{\text{médio}} = 14 \text{ mm}$$

$$d_{\text{menor}} = 13 \text{ mm}$$

$$p = l = 2 \text{ mm}$$

$$\lambda = 2,6 \text{ graus}$$

Agora se deve calcular os esforços e tensões atuantes no fuso para que seja garantido que as propriedades estão corretamente dimensionadas para o uso do dispositivo. O primeiro passo é calcular os torques requeridos para levantar e abaixar a cama.

A partir do diagrama de forças mostrado na Figura 15, tem-se que o torque requerido para erguer a cama (T_R) e para descer (T_L) são dados por:

$$T_R = \frac{F * d_{\text{médio}}}{2} * \left(\frac{l + (\pi * f * d_{\text{médio}})}{(\pi * d_{\text{médio}}) - (f * l)} \right) + \frac{F * f_c * d_c}{2} \quad (7)$$

$$T_L = \frac{F * d_{\text{médio}}}{2} * \left(\frac{(\pi * f * d_{\text{médio}}) - l}{(\pi * d_{\text{médio}}) + (f * l)} \right) + \frac{F * f_c * d_c}{2} \quad (8)$$

Onde F é a força peso máxima em cada fuso igual a 613,13 [N] (definida no início do dimensionamento), f é o coeficiente de atrito da rosca do fuso com a coroa, f_c é o atrito do disco de desgaste com a superfície transversal do pé da cama e d_c é o diâmetro médio onde se tem o contato entre o colar e o pé da cama.

Segundo o Shigley et al. (2011) e Bezerra da Cunha, Lamartine (2005), os valores de f do coeficiente de atrito do fuso variam entre 0,1 e 0,15, dependendo do nível de lubrificação

do conjunto, onde o valor 0,1 é adotado para fusos com rosca lisa e boa lubrificação e 0,15 é adotado para roscas comuns com lubrificação duvidosa.

Tabela 1: Coeficiente f de atrito no fuso

f	Tipo de rosca e lubrificação
0,1	roscas lisas, boa lubrificação
0,125	roscas lisas, lubrificação razoável
0,15	roscas comuns, lubrificação duvidosa

Fonte: Shigley (2011) e Bezerra da Cunha (2005)

Para efeito de dimensionamento robusto será adotado o valor mais crítico:

$$f = 0,15$$

Para Shigley et al. (2011), o valor do coeficiente de atrito entre os discos de desgaste posicionados entre a polia e a superfície de baixo do pé tubular é relacionado com os tipos de materiais em contato e com o funcionamento, demonstrados na Tabela 2.

Tabela 2: Coeficiente de fricção de colar axial f_c

Combinação	Funcionamento	Partida
Aço mole em ferro fundido	0,12	0,17
Aço duro em ferro fundido	0,09	0,15
Aço mole em bronze	0,08	0,10
Aço duro em bronze	0,06	0,08

Fonte: Shigley (2011)

Como os discos de desgaste normalmente são de bronze, já que o bronze tem ótima resistência ao desgaste e baixo coeficiente de atrito, então será adotado:

$$f_c = 0,08$$

O diâmetro médio do contato d_c entre o disco de desgaste e o pé tubular em relação ao centro de giro do fuso será praticamente o diâmetro externo do pé tubular. Então d_c será adotado:

$$d_c = 30 \text{ mm}$$

Substituindo todos os valores d_c , f e f_c nas fórmulas dos torques requeridos para subida (7) e descida (8) têm-se:

$$T_R = 1,57 \text{ N.m} = 157 \text{ N.cm}$$

$$T_L = 1,18 \text{ N.m} = 118 \text{ N.cm}$$

A tensão de cisalhamento τ de corpo, devido ao momento de torção T_R no lado externo do corpo do parafuso, é dada por:

$$\tau = \frac{16 * T_R}{\pi * d_{menor}^3} \quad (9)$$

Substituindo (7) em (9) com os valores de d_{menor} tem-se:

$$\tau = \frac{16 * 1,57 * 10^3}{\pi * 13}$$

$$\tau = 3,64 \text{ MPa}$$

A tensão nominal axial σ é dada pela equação:

$$\sigma = -\frac{4 * F}{\pi * d_{menor}^2} \quad (10)$$

Substituindo os valores de F_{max} e d_{menor} em (10) tem-se:

$$\sigma = -\frac{4 * 613,13}{\pi * 13^2}$$

$$\sigma = -4,62 \text{ MPa}$$

A tensão de sustentação σ_B é a tensão que atua diretamente no filete quadrado da rosca. Segundo Shigley et al. (2011), para roscas simples (como foi adotado para o fuso) têm-se um carregamento de $0,38F$ no primeiro filete da rosca, $0,25F$ no segundo filete, $0,18F$ no terceiro e assim por diante, sendo que o sétimo filete está livre de carga. Portanto o carregamento crítico no primeiro filete da rosca tem força atuante igual a $0,38F$ e por isso σ_B é dada por:

$$\sigma_B = \frac{2 * 0,38 * F}{\pi * d_{m\u00e9dio} * p} \quad (10)$$

Substituindo os valores de F_{max} , $d_{m\u00e9dio}$ e p em (10) tem-se:

$$\sigma_B = \frac{2 \times 0,38 \times 613,13}{\pi \times 14 \times 2}$$

$$\sigma_B = -5,3 \text{ MPa}$$

A tensão de flexão de raiz de rosca σ_b , que é a flexão que ocorre no início da rosca devido à força atuante ao longo do corpo da rosca, é dada por:

$$\sigma_b = \frac{6 * 0,38 * F}{\pi * d_{menor} * p} \quad (11)$$

Substituindo os valores de F_{max} , d_{menor} e p em (11) tem-se:

$$\sigma_b = \frac{6 * 0,38 * 613,13}{\pi * 13 * 2}$$

$$\sigma_b = 17,11 \text{ MPa}$$

O cisalhamento transversal na extremidade da seção transversal da raiz da rosca devido à flexão é zero, porém como existe a tensão de cisalhamento τ devido ao momento de torção causado pelo torque, existirá também uma tensão circunferencial de cisalhamento no extremo da seção transversal dessa raiz de rosca. Separando as tensões até então calculadas em coordenadas tridimensionais têm-se:

$$\sigma_x = 17,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -4,62 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yz} = 3,64 \text{ MPa}$$

Para calcular a tensão de Von Mises e também τ_{max} , essas tensões serão transformadas com a equação de tensão plana:

$$\frac{-4,62}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-4,62}{2}\right)^2 + 3,64^2} = 1,99; -6,61$$

Ao se ordenar as tensões principais remanescentes σ_1 , σ_2 e σ_3 :

$$\sigma_1 = 17,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 1,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -6,61 \text{ MPa}$$

As tensões serão inseridas na equação de Von Mises para que seja calculada. A equação é dada por:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Substituindo as tensões principais calculadas em (12) tem-se:

$$\sigma' = \left[\frac{(17,11 - 1,99)^2 + (1,99 - (-6,61))^2 + (-6,61 - 17,11)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 20,29 \text{ MPa}$$

A tensão máxima de cisalhamento τ_{max} é dada pela equação:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (13)$$

Substituindo σ_1 e σ_3 em (13) tem-se:

$$\tau_{max} = \frac{17,11 - (-6,61)}{2} = 11,87 \text{ MPa}$$

Nesse momento é possível observar que as tensões máximas no fuso são relativamente baixas em relação às resistências de ligas metálicas. Se o material do fuso for adotado como um simples aço-carbono AISI 1020, que é barato e fácil de usar, tem-se uma tensão de escoamento σ_e igual à aproximadamente 210 MPa. Percebe-se que a σ_e desse material é muito superior à tensão de Von Mises σ' , que é a maior tensão calculada no sistema. Portanto o material do fuso será definido como um AISI 1020.

A carga crítica para flambagem do fuso também pode ser calculada. O fuso estará em funcionamento com a parte de cima e de baixo engastadas e fixas, portanto tem-se L_f igual a $L/2$. L será adotado como a distância entre o ajuste máximo e mínimo, que é 500 [mm].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_f^2} = \frac{\pi^2 * E * I}{(\frac{L}{2})^2} = \frac{\pi^2 * E * \pi * d^4}{(\frac{L}{2})^2 * 64} \quad (14)$$

Como o material do fuso será o AISI 1020, o módulo de elasticidade longitudinal E é igual à cerca de 200 GPa. I é o momento de inércia do menor diâmetro do fuso, diâmetro esse calculado anteriormente e igual a 13 [mm]. Substituindo os valores em (14), inclusive com a fórmula de I já inserida, tem-se:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 200 * 10^9 * (\pi * 0,0013)^4}{(0,5/2)^2 * 64}$$

$$P_{cr} = 44,278 \text{ kN}$$

Ou seja, a carga crítica para flambagem é aproximadamente 70 vezes maior que a carga máxima permitida em cima da cama pelos 250 [kg], igual a 613,13 [N].

Todos os cálculos demonstrados anteriormente provam que o fuso dimensionado supre todas as necessidades mecânicas requeridas no sistema e tem robustez suficiente para dar estabilidade ao conjunto.

3.2 Dimensionamento das polias

Como as tensões e esforços existentes no fuso são relativamente pequenos em relação à resistência do material escolhido, pode-se afirmar que o conjunto de polias sofrerá tensões baixas pois elas estão relacionadas com o torque requerido para levantar a carga, torque este que é igual à 1,57 [N.m] ou 157 [N.cm]. Fora isso, a rosca interna da bucha chavetada, que se localiza entre o fuso e a polia, será aproximadamente igual à rosca dimensionada para o fuso, já que as duas estarão acopladas. Portanto a resistência em relação à carga vertical, que causa esforços de flexão e cisalhamento nesta, já é comprovada nos cálculos anteriores e não precisa ser refeita se as dimensões críticas da bucha e da polia forem maiores que as dimensões críticas do fuso.

Deve-se então fixar os diâmetros das polias, onde a correia dentada que conecta o motor ao fuso é acoplada. O ponto de contato da força entre os filetes externos da polia e da correia dentada transferirão o torque requerido para subida. Como o torque depende da força de tensão da correia e da distância de aplicação dessa força em relação ao eixo rotativo, quanto maior a razão entre o diâmetro da polia do eixo e o diâmetro da polia do motor, maior será o torque aplicado na polia do fuso e menor a potência exigida do motor para realizar o trabalho de erguer o conjunto. Em contrapartida, menor será a rotação transferida do motor à polia do fuso.

Portanto há necessidade de haver um balanço entre os diâmetros das polias para que haja rotação suficiente e menor potência possível exigida do motor elétrico, já que este item é o mais caro do conjunto e deve ser o mais simples e barato possível. A potência elétrica necessária no motor elétrico, em cavalos, é dada pela equação:

$$P_{elétrica} = \frac{2 * \pi * N_{motor} * T_R}{1000 * 60 * 75} * \frac{d}{D} \quad (15)$$

A potência requerida pelo motor elétrico depende da razão entre os diâmetros das polias do fuso e do motor. Iremos trabalhar com a relação de polias aproximadamente igual a 1:2, ou seja, a o diâmetro externo (ou primitivo) da polia do fuso será aproximadamente duas vezes

maior que o da polia do motor. Então, substituindo em (15) os valores de T_r e N_{motor} , a potência elétrica corrigida necessária para mover o sistema será:

$$P_{elétrica} = \frac{2 * \pi * 1700 * 157}{1000 * 60 * 75} * \frac{1}{2}$$

$$P_{elétrica} = 0,18 \text{ cv}$$

Essa potência requerida pelo sistema é baixa, menor que ¼ de cavalo. Sendo assim, o conjunto de polias e correia selecionados de um catálogo deve estar de acordo com a potência exigida.

Tabela 3: Polias sincronizadoras tipo HTD 5-M (valores em milímetros)

Referência	Tipo	ØDprim	ØFlanges	ØCubo	L1	L2	ØFuro _{min}	ØFuro _{max}
10 5M 15	6F	15,91	20	10	20	26	4,8	6
12 5M 15	6F	19,1	23	13	20	26	4,8	6
14 5M 15	6F	22,29	26	14	20	26	6	9
15 5M 15	6F	23,88	28	16	20	26	6	10
16 5M 15	6F	25,47	30	17	20	26	6	11
17 5M 15	6F	27,05	32	19	20	26	6	13
18 5M 15	6F	28,64	33	20	20	26	6	14
19 5M 15	6F	30,23	34	21	20	26	6	14
20 5M 15	6F	31,83	36	23	20	27	6	15
22 5M 15	6F	35,01	39	25	20	27	6	16
24 5M 15	6F	38,19	42	27	20	27	6	17
26 5M 15	6F	39,78	43	29	20	27	6	18
28 5M 15	6F	42,79	47	30	20	27	6	19
30 5M 15	6F	47,74	51	34	20	27	6	21
32 5M 15	6F	50,92	55	36	20	27	8	22
34 5M 15	6F	54,11	61	36	20	27	8	22
36 5M 15	6F	57,29	64	36	20	27	8	22
38 5M 15	6F	60,47	66	36	20	27	8	22
40 5M 15	6F	63,66	68	36	20	27	8	22
44 5M 15	6W	70,02	--	38	20	28	8	23
48 5M 15	6W	76,39	--	38	20	28	8	23
50 5M 15	6W	79,57	--	38	20	28	8	23
52 5M 15	6W	82,76	--	38	20	28	8	23
56 5M 15	6W	89,12	--	38	20	28	8	23
60 5M 15	6WR	95,49	--	40	20	28	10	25
62 5M 15	6WR	98,67	--	40	20	28	10	25
72 5M 15	6WR	114,59	--	45	20	28	10	30
84 5M 15	6WR	133,68	--	50	20	28	10	34

Fonte: Catálogo de polias Schneider

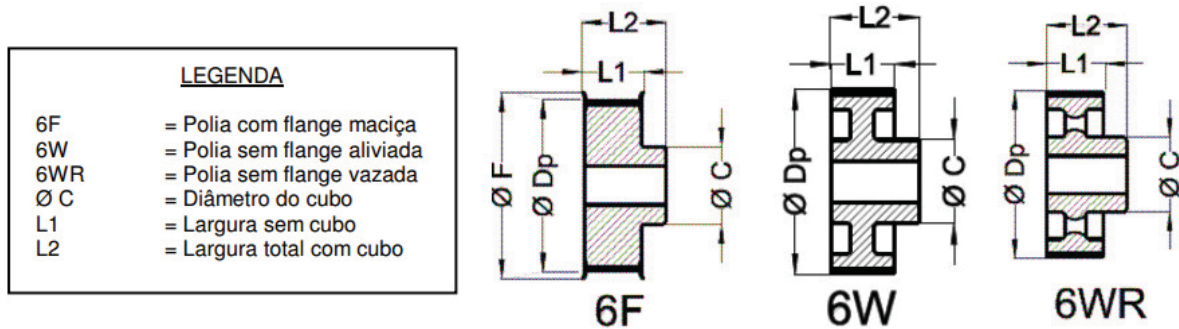


Figura 18: Legenda e dimensões do catálogo de polias sincronizadoras tipo HTD 5M (Fonte: Catálogo Schneider).

A polia maior (fuso) selecionada é a 30 5M 15, que tem diâmetro primitivo igual a 47,74 [mm], feita da aço, é maciça, tem diâmetro de furo máximo igual a 21 [mm], rosca igual a 5 [mm] padronizada e largura disponível para a correia igual a 15 [mm]. A polia menor (motor) selecionada é a 16 5M 15, que tem diâmetro primitivo igual a 25,47 [mm], também é maciça e de aço e tem diâmetro de furo máximo igual a 11 [mm], possuindo o mesmo tipo de rosca e largura. As massas de ambas são muito pequenas em relação ao sistema e podem ser desconsideradas.

A largura disponível para a correia nas polias poderia ter sido 9 [mm], que é outro padrão disponível pelo fornecedor. Para que houvesse robustez na peça, já que a força peso do conjunto também recairá sobre a polia através da bucha com chaveta, foi selecionada o padrão com 15 [mm] de largura, dando maior resistência à peça, pois nesse padrão as larguras das polias variam de 20 [mm] a 27 [mm].

Agora que os diâmetros primitivos das polias estão definidos, deve-se recalcular a potência elétrica requerida pelo motor, já que houve um afastamento da proporção 1:2 nesses diâmetros. Substituindo os valores em (15) tem-se:

$$P_{elétrica} = \frac{2 * \pi * 1700 * 157}{1000 * 60 * 75} * \frac{25,47}{47,74}$$

$$P_{elétrica} = 0,19 \text{ cv}$$

Quando a seleção do motor for feita, será necessário verificar se essa relação de polias atenderá a potência fornecida por ele. Caso seja necessário, serão selecionadas novas polias para haver consolidação do sistema.

3.3 Dimensionamento da correia

A partir dos diâmetros das polias e da distância entre centros pode-se calcular o comprimento da correia. Como essa distância entre centros ainda não é conhecida, já que esse valor só poderia ser calculado após o posicionamento físico dos elementos no sistema, pode-se “chutar” um valor da distância entre centros que seja próximo ao real, calcular qual é o comprimento da correia e, em seguida, selecionar uma correia do catálogo de correias Schneider que tenha valor próximo ao estimado. Arbitrando-se um valor da distância entre centros:

$$L_{centros} \approx 120 \text{ mm}$$

Segundo Shigley et al. (2011), a equação para calcular-se o comprimento da correia é dada por:

$$L_{correia} = (2 * L_{centros}) + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * L_{centros}} \quad (16)$$

Onde D é o diâmetro primitivo da polia maior e d é o diâmetro primitivo da polia menor. Substituindo os valores obtidos do catálogo de polias Schneider das polias selecionadas para o sistema em (16) tem-se:

$$L_{correia} = (2 \times 120) + \frac{\pi}{2}(47,74 + 25,47) + \frac{(47,74 - 25,47)^2}{4 * 120}$$

$$L_{correia} = 356,03 \text{ mm}$$

Selecionando a correia do catálogo de correias Schneider, que é compatível com os modelos de polias já selecionados, tem-se:

Tabela 4: Correias sincronizadoras tipo Optibelt 5M-A Omega

Referência	Dentes	Comprimento da correia (mm)
180 5M-A	36	180
225 5M-A	45	225
255 5M-A	51	255
265 5M-A	53	265
280 5M-A	56	280
295 5M-A	59	295
305 5M-A	61	305
325 5M-A	65	325
330 5M-A	66	330
340 5M-A	68	340
350 5M-A	70	350
360 5M-A	72	360
365 5M-A	73	365
375 5M-A	75	375
385 5M-A	77	385
400 5M-A	80	400
415 5M-A	83	415
425 5M-A	85	425
450 5M-A	90	450
475 5M-A	95	475
490 5M-A	98	490
500 5M-A	100	500
520 5M-A	104	520
525 5M-A	105	525
535 5M-A	107	535
540 5M-A	108	540
550 5M-A	110	550
560 5M-A	112	560
565 5M-A	113	565
575 5M-A	115	575
580 5M-A	116	580
600 5M-A	120	600
610 5M-A	122	610

Fonte: Catálogo de correias Schneider

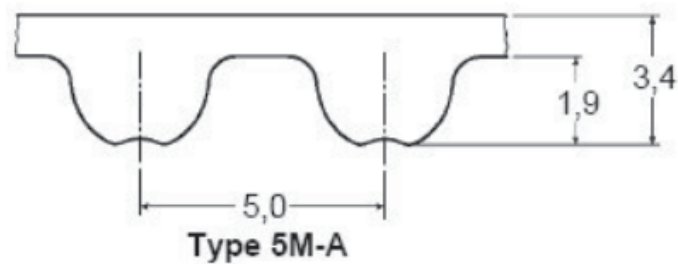


Figura 19: Perfil das correias sincronizadoras tipo Omega 5M-A – Dentes arredondados (Fonte: Catálogo de Correias Schneider)

A correia selecionada é a 350 5M-A 15, que tem comprimento igual a 350 [mm], 70 dentes, largura de 15 [mm] e é feita de borracha neoprene com cordões de fibra de vidro. O padrão desta é o mesmo das polias, por isso o encaixe já é ideal e não precisa ser detalhado. A tensão gerada pela potência transferida através das polias por essa correia é muito pequena e não causará esforços excessivos que possam danificar tanto as polias dimensionadas quanto a correia.

Outra informação relevante é que o material de construção da correia permitirá um baixo ruído do sistema, já que é feito de borracha com fibra de vidro, o que torna o seu uso bem propício em ambientes hospitalares.

Utilizando $L_{correia} = 350$ [mm] em (16), tem-se a distância calculada entre centros, necessária para o conjunto de polias e correia selecionados:

$$L_{centros} = 116,97 \text{ mm}$$

Quando os desenhos dos conjuntos forem feitos no projeto em CAD, será verificado se realmente é ideal posicionar o fuso e o motor de forma que a distância entre eixos seja igual à calculada acima. Caso não seja, ela será recalculada e, se necessário, será selecionada novamente uma correia do catálogo.

Outro fato importante virá no dimensionamento do motor. Como a potência do motor selecionada depende dos diâmetros primitivos das polias, caso seja necessário ajustar esses diâmetros para dar uma relação de potência melhor ao sistema, será necessário também redimensionar a correia e selecioná-la novamente.

3.4 Dimensionamento do motor

A potência elétrica requerida para elevar o conjunto em carga máxima já foi calculada e é igual a 0,19 [cv]. A curva característica de um motor de indução é conhecida na teoria estudada ao longo do curso, e é dada pela Figura 20:

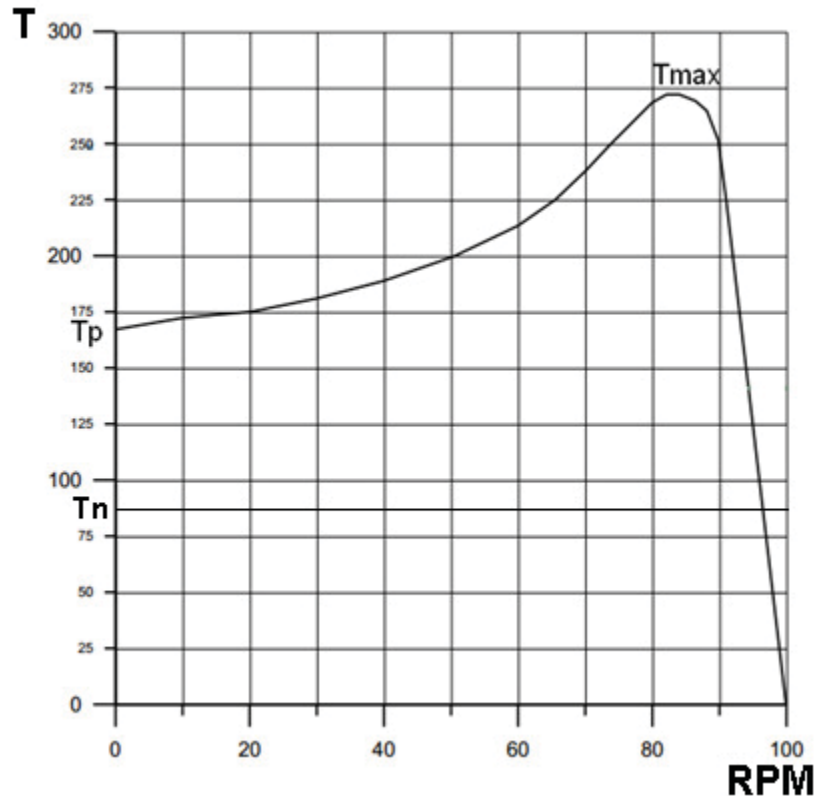


Figura 20: Curva Torque versus RPM (Fonte: Próprio autor)

O torque nominal T_n é o torque médio da curva gerado pela potência do motor. O torque de partida T_p é praticamente 2 vezes maior que o T_n nos motores elétricos, portanto um motor elétrico que tivesse a potência elétrica calculada com certeza conseguiria fornecer um torque de partida maior que o exigido pelo sistema. Assim que o sistema entrar em movimento, o torque requerido para a subida será menor devido à inércia já inserida no conjunto.

O motor elétrico é um dos itens mais caros do conjunto e deve ser o mais barato possível. Por isso, ele deve ser também o mais simples, como um motor monofásico de 2 ou 4 polos. A rotação de um motor elétrico desse tipo é padronizada e varia entre 1700 e 1750 [rpm] ou entre 3400 e 3500 [rpm], se for de 2 ou 4 polos respectivamente. Neste projeto o motor elétrico deve ter rotação próxima a 1700 [rpm], pois essa já foi utilizada no dimensionamento do fuso e, conseqüentemente, nos outros elementos dimensionados.

Ao se pesquisar motores elétricos monofásicos com $\frac{1}{4}$ [cv] de potência e 1700 [rpm] de rotação, pode-se encontrar motores de tanquinhos de lavar roupa, que têm valor de mercado aproximadamente igual a 80 reais e fornecem a potência requerida na rotação proposta.



Figura 21: Motor elétrico monofásico da marca GME, utilizado em tanquinhos (Fonte: Mercado Livre)



Figura 22: Motor elétrico monofásico da marca WEG, também utilizado em tanquinhos. (Fonte: Mercado Livre)

O motor elétrico da GME mostrado na Figura 21 tem potência igual a $\frac{1}{4}$ [cv], 1700 [rpm], altura 180 [mm] com o capacitor em cima dele, largura 140 [mm], comprimento 180

[mm] e eixo com diâmetro de ½” ou 12,25 [mm]. O motor pode ser fornecido com o eixo sob medida e nesse caso seria necessário, pois a polia do motor selecionada tem furação máxima de 11 [mm] e o eixo deve ter um pouco a menos para que haja encaixe. Contudo essa questão não seria um problema mesmo que a furação máxima da polia fosse ainda menor.

Um detalhe importante sobre motores elétricos monofásicos de baixa potência como este é que, apesar do baixíssimo preço, o rendimento deles também é relativamente baixo e igual a aproximadamente 70 %. Esse rendimento significa a quantidade de energia elétrica que é transferida para o eixo em forma de energia mecânica. Portanto, para um motor de ¼ [cv] como o selecionado, tem-se apenas 70% dessa potência transferida para o sistema:

$$P_{disponível} = \eta * P_{eletrica} \quad (17)$$

Onde η é o rendimento do motor elétrico. Substituindo os valores em (17) tem-se:

$$P_{disponível} = 0,7 * 0,25 = 0,175 \text{ cv}$$

Essa é a potência mecânica disponível ao se utilizar o motor selecionado. Deve-se então, como dito anteriormente no dimensionamento das polias e da correia, selecionar novamente o conjunto de polias de forma que esse motor de baixo custo seja funcional no sistema, já que a relação dos diâmetros primitivos das polias interfere diretamente na potência exigida pelo motor.

Como tentativa, do catálogo de polias Schneider (Tabela 3) a polia maior (fuso) selecionada será a 34 5M 15, que tem diâmetro primitivo igual a 54,11 [mm], diâmetro de furo máximo igual a 22 [mm] e as mesmas características das polias selecionadas anteriormente. A polia menor (motor) selecionada é a 15 5M 15, que tem diâmetro primitivo igual a 23,88 [mm], diâmetro de furo máximo igual a 10 [mm] e o mesmo padrão já adotado nas outras.

Recalculando em (15) a potência mecânica requerida com essa relação de polias tem-se:

$$P_{requerida} = \frac{2 \times \pi \times 1700 \times 175}{1000 \times 60 \times 75} \times \frac{23,88}{54,11}$$

$$P_{requerida} = 0,16 \text{ cv}$$

$$\therefore P_{disponível} > P_{requerida}$$

Como $P_{\text{disponível}} > P_{\text{requerida}}$, a relação de polias está consolidada com o motor selecionado.

Para a correia, será adotado mais uma vez a distância entre centros igual 120 [mm]. Recalculando o comprimento da correia tem-se:

$$L_{\text{correia}} = 364,61 \text{ mm}$$

Do catálogo de correias Schneider, a correia selecionada é a 365 5M-A 15, que tem comprimento igual a 365 [mm], 73 dentes, largura de 15 [mm] e é feita de borracha neoprene com cordonéis de fibra de vidro, assim como a correia selecionada anteriormente. A distância entre centros ajustada será:

$$L_{\text{centros}} = 120,3 \text{ mm}$$

Note que essa distância ainda pode mudar quando o projeto em Autocad for desenhado. Caso isso aconteça, será necessário recalculer o comprimento de correia e reselectionar uma correia disponível para a distância entre eixos real.

Depois de todos os ajustes nos diâmetros primitivos das polias, e da consolidação da rotação do motor a ser utilizado, podemos refazer os cálculos para a velocidade e tempo de subida e descida, assim como foi feito no início do dimensionamento do fuso. Substituindo os valores de diâmetro primitivo das polias selecionadas em (2) tem-se:

$$V_{\text{axial}} = \frac{1700}{60} \times 2 \times \frac{23,88}{54,11} = 25,01 \text{ mm/s}$$

$$t_{\text{máx}} = \frac{L}{V_{\text{axial}}} = \frac{500}{25,01} = 19,99 \text{ s}$$

Portanto a velocidade axial do conjunto será de aproximadamente 25 [mm] por segundo, e o tempo entre o ajuste máximo e mínimo aproximadamente 20 segundos. O tempo calculado anteriormente era de 17,65 segundos, não muito distante do tempo agora fixado. Esses 20 segundos ainda estão de acordo com o quesito segurança no processo, onde o tempo entre os ajustes máximo e mínimo ainda não é demasiadamente longo.

Deve-se ressaltar que há uma consideração de que a distância entre os ajustes máximo e mínimo é de 500 [mm]. Na realidade ela pode mudar quando houver consolidação dos desenhos, então obter-se-á a variação axial máxima possível.

3.5 Dimensionamento dos discos de desgaste

Os discos de desgaste são peças simples, fáceis de usinar e que possuem grande resistência ao desgaste por fricção. Os discos normalmente são feitos de bronze, pois este oferece ótima resistência ao desgaste por fricção.

O peso da carga máxima (613,13 [N]), que é baixo, recairá também sobre os discos. Portanto o bronze irá, apesar de ter baixa resistência à deformação plástica, resistir à carga.

O dimensionamento dos discos pode ser feito quando os desenhos em CAD forem sendo construídos, já que os discos podem ser facilmente fabricados sob medida.

3.6 Dimensionamento da carenagem

A carenagem será desenhada após o conjunto ser montado em Autocad.

O material de construção da carenagem deve oferecer boa resistência ao impacto, ser leve e não condutivo de eletricidade, pois se o motor elétrico inserido dentro dela apresentar fuga de corrente por alguma razão, essa corrente jamais pode ser conduzida através da carenagem e oferecer perigo às pessoas que têm contato com o dispositivo.

4 PROJETO EM AUTOCAD

Segundo todos os dados até aqui calculados através de valores e fórmulas empíricas, medidas obtidas do catálogo de fornecedores e valores teóricos adotados, serão feitos os desenhos relativos a cada peça necessária no funcionamento do dispositivo. Note que as tolerâncias não serão descritas ou calculadas, já que o intuito do trabalho é demonstrar a viabilidade e aplicabilidade do conceito proposto para a adaptação em camas hospitalares tipo Fowler. Todas as medidas descritas estão em [mm].

4.1 Fuso

O desenho do fuso em corte demonstra a rosca do fuso, os diâmetros externo e interno, o comprimento e um furo de 3 [mm] na parte inferior. O furo de 3 [mm] próximo à base do fuso servirá para fixá-lo em uma peça inferior que também acopla o pé telescópico, peça essa que servirá para rosquear o rodízio já existente no modelo novo da cama Fowler.

O comprimento do fuso foi acrescido em 7 [mm] por conta de sua base com um furo de 3 [mm], que deve estar fixa em uma peça que se encaixa com o rodízio já existente da cama.

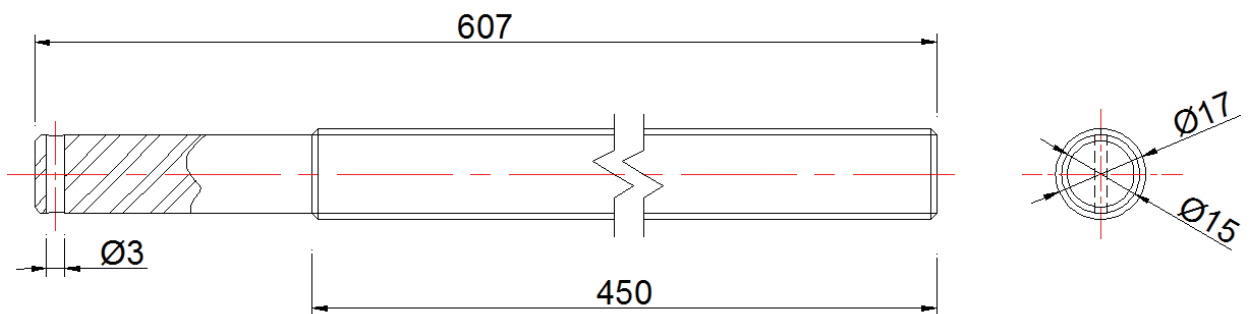


Figura 23: Fuso em corte (Fonte: Próprio autor)

4.2 Polia do fuso

Segundo as medidas obtidas em catálogo, a polia selecionada foi a 34 5M 15. A polia deve ser adaptada com uma abertura de chave na parte inferior, para o encaixe com a bucha, e na parte superior, para o encaixe com o disco de desgaste de bronze.

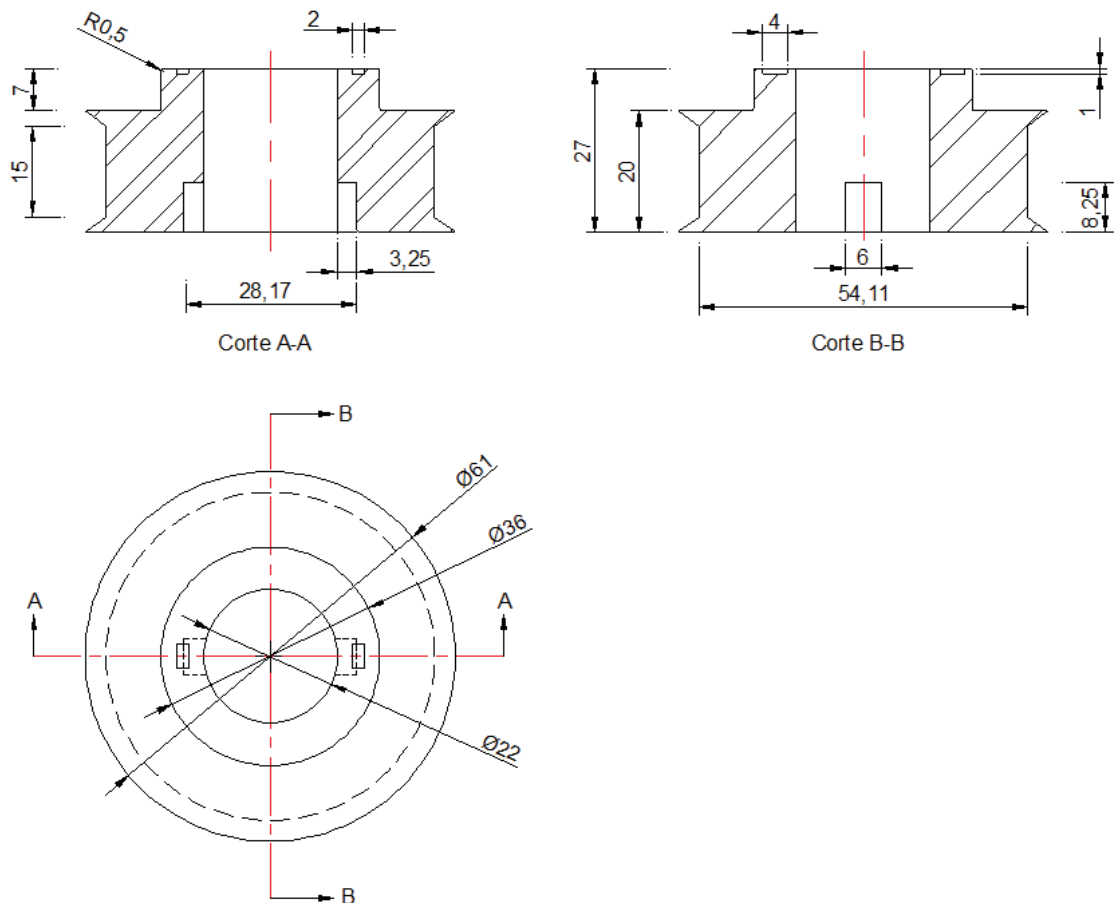


Figura 24: Polia do fuso (maior) (Fonte: Próprio autor)

4.3 Polia do motor

Segundo as medidas obtidas em catálogo, a polia selecionada foi a 15 5M 15. Essa polia também precisou ser adaptada para a chave do eixo do motor, modificação esta que pode ser notada no desenho em corte.

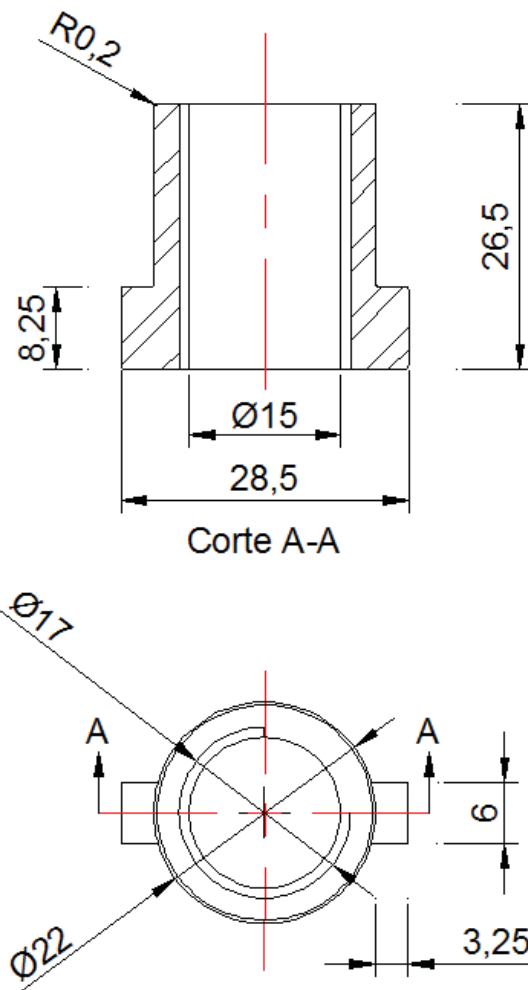


Figura 26: Bucha com chaveta (Fonte: Próprio autor)

4.5 Discos de desgaste

Os discos de desgaste foram projetados para estar um em contato com o outro, assim o desgaste e esforço no conjunto será menor, visto que o atrito entre as duas superfícies lisas propicia um funcionamento mais silencioso e leve. Essas peças normalmente são feitas de bronze, terão vida útil longa e custo para troca baixo.

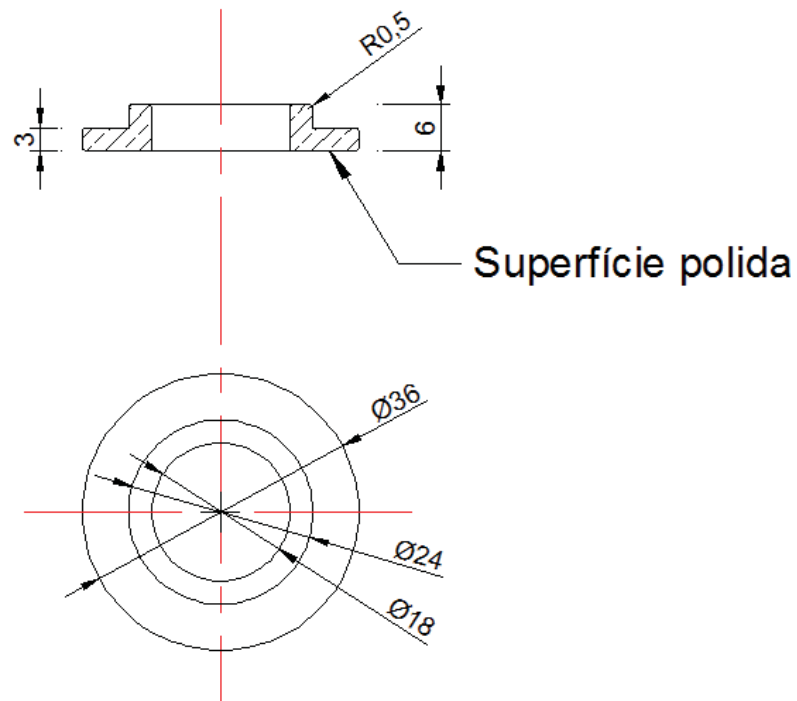


Figura 27: Disco de desgaste superior (inserido no pé da cama) (Fonte: Próprio autor)

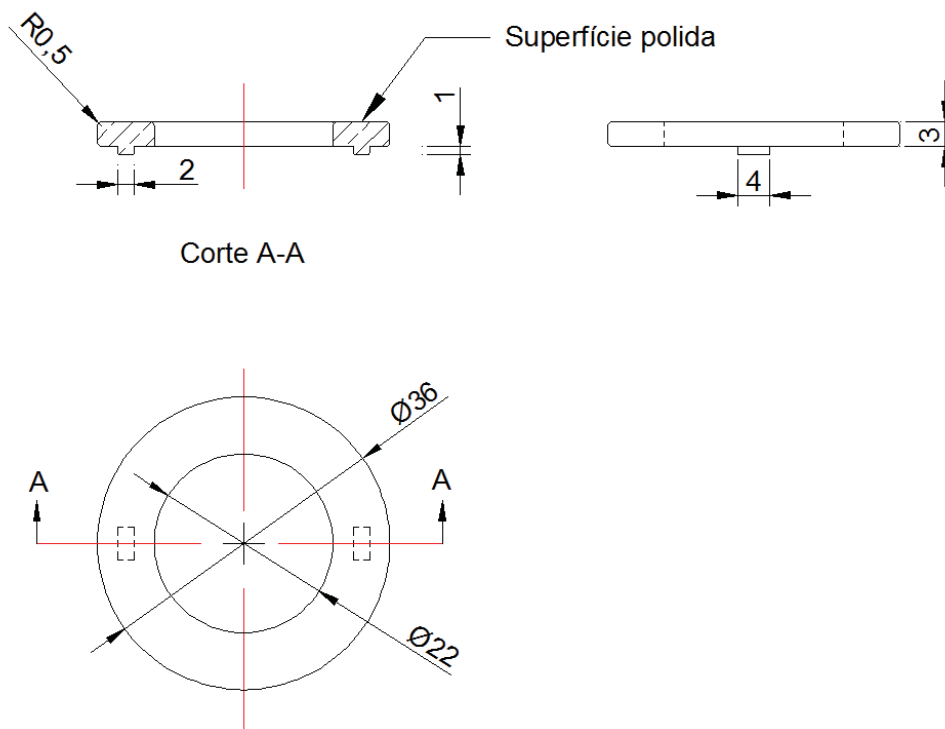


Figura 28: Disco de desgaste inferior (inserido com chaveta na polia) (Fonte: Próprio autor)

4.6 Pé telescópico

O pé telescópico funcionará como uma antena, onde um tubo está dentro do outro com limitadores nas pontas. Assim, quando o ajuste da cama estiver no menor nível, o pé telescópico estará com os tubos todos quase que completamente um dentro do outro, e quando o ajuste estiver no maior nível, os tubos estarão apenas com os limitantes um dentro do outro, tendo um ganho de mais de 400 [mm] de abertura máxima em relação à posição mínima. Com esse ganho será possível proteger o contato contra o fuso e também deixar o dispositivo visualmente melhor.

Assim como no fuso, o pé telescópico estará fixo em uma peça inferior, na qual a rodízio é rosqueada, através do furo de 3 [mm] (sem rosca). O acabamento com raio = 1 [mm] (R1) é para evitar superfícies cortantes que possam trazer riscos aos usuários.

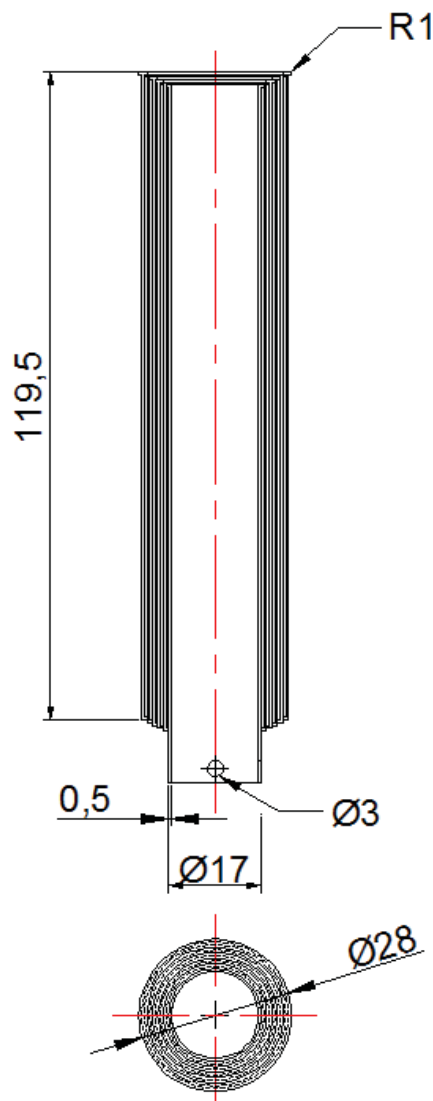


Figura 29: Pé telescópico (Fonte: Próprio autor)

4.7 Peça inferior de suporte e pino

É nesta peça que o fuso e o pé telescópico estarão encaixados, de forma que o conjunto esteja fixo com o pino. Assim, caso a cama for erguida com a mão, por exemplo, a peça inferior estará fixada. Fora isso, a rodízio disponível da cama será rosqueada na parte inferior dessa peça.

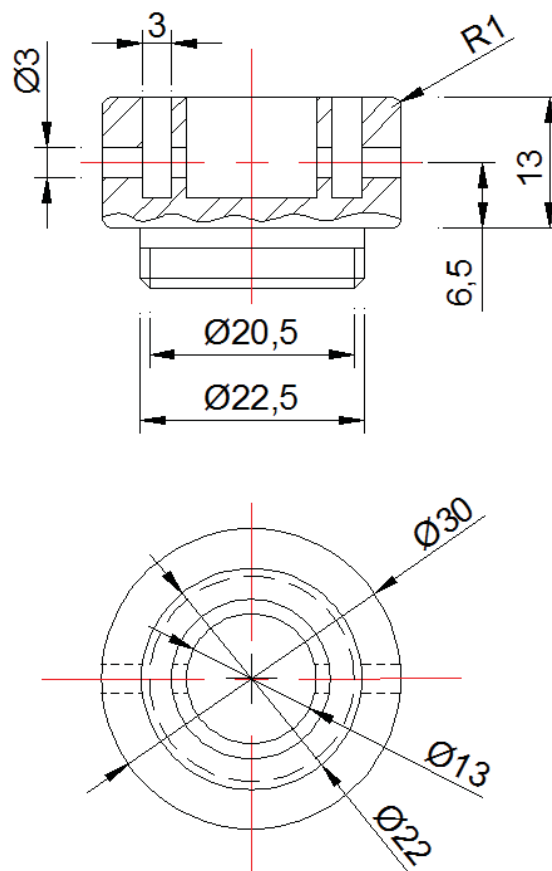


Figura 30: Peça inferior de suporte (Fonte: Próprio autor)

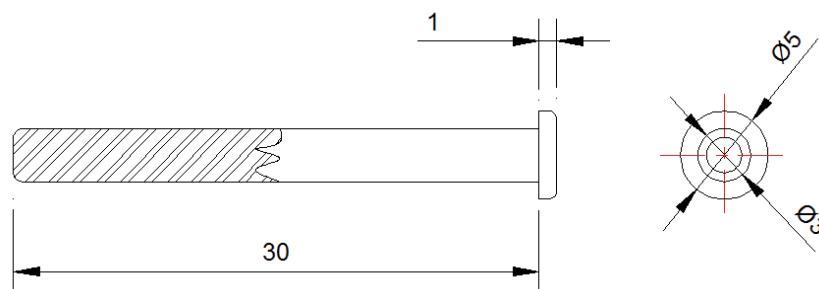


Figura 31: Pino fixador (Fonte: Próprio autor)

4.8 Conjunto montado em corte

Com o conjunto montado e no menor ajuste possível (Figura 32), a altura para acesso da cama será de aproximadamente 500 [mm]. Essa altura permitirá o acesso direto à cama inclusive para portadores de necessidades especiais, já que é praticamente igual à altura de uma cama doméstica comum e a cadeira de rodas padrão tem altura de aproximadamente 450 [mm].

Apesar do conjunto “saltar” lateralmente para fora da cama, é possível montá-lo no lado de dentro dela (180° em relação à posição atual), desocupando a área ao lado da cama.

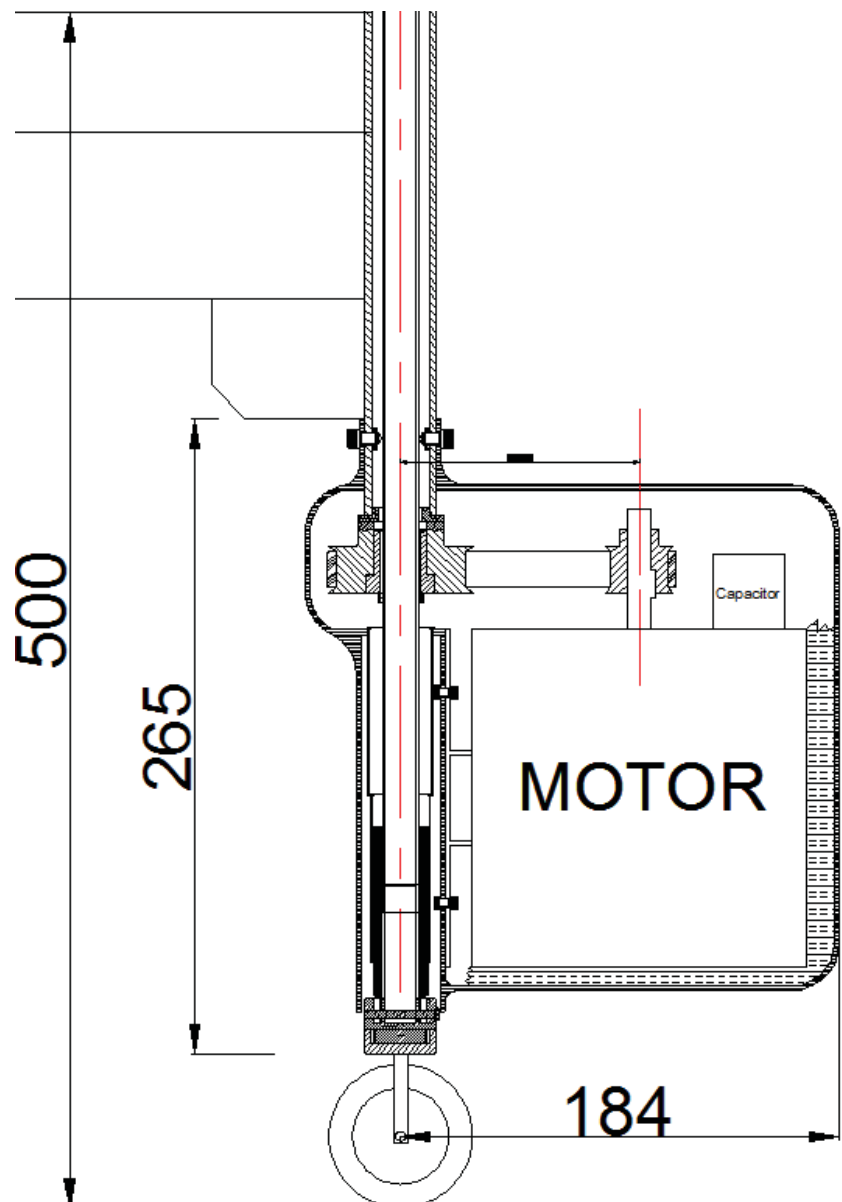


Figura 32: Conjunto montado em corte no ajuste mínimo (Fonte: Próprio autor)

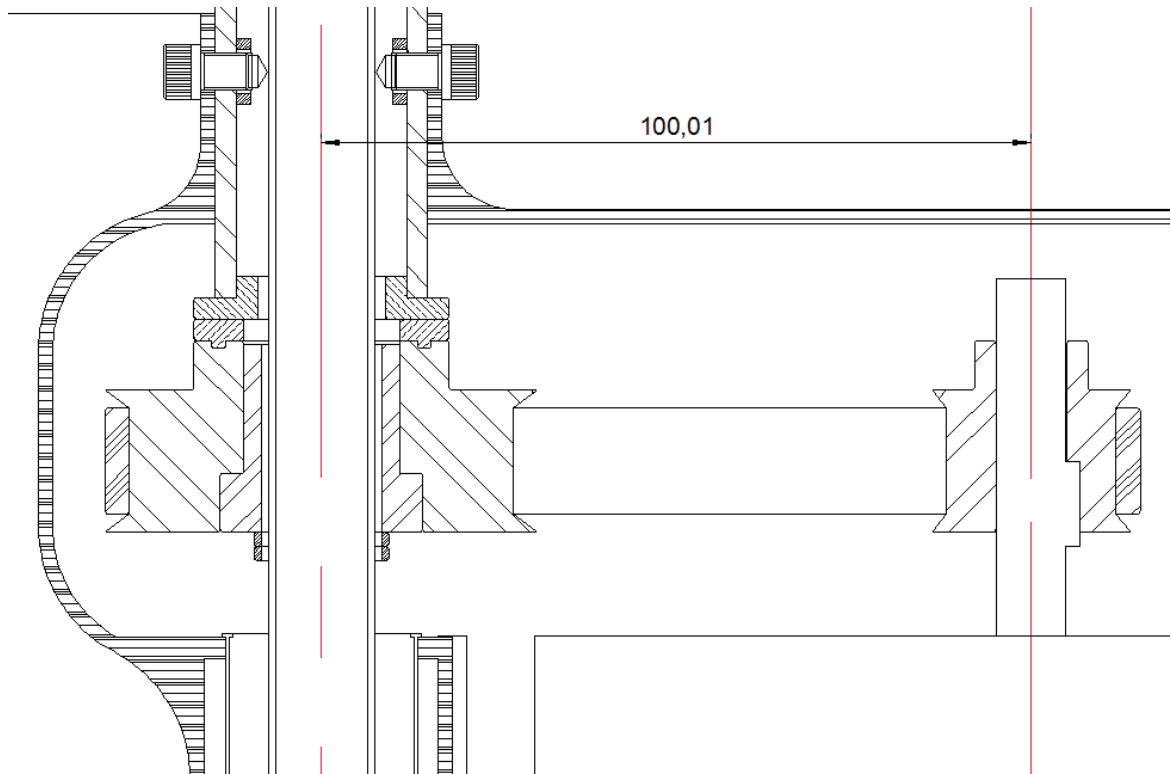


Figura 33: Detalhes do conjunto no ajuste mínimo (Fonte: Próprio autor)

Na Figura 33 notam-se duas porcas apertadas uma contra a outra na superfície inferior da bucha. Elas servirão como limitador vertical inferior do conjunto, impedindo que a polia continue descendo axialmente no fuso. Essa solução é barata e muito simples de ser aplicada.

Nota-se também a carenagem aparafusada no pé tubular da cama, que foi cortado para a inserção do dispositivo. Os parafusos utilizados para essa fixação devem ter cerca de 6 a 8 [mm] de diâmetro de corpo e comprimento entre 6 e 7 [mm], visto que o espaço disponível dentro do pé da cama é pequeno por conta do fuso. Qualquer parafuso de aço ou liga metálica que não sofra oxidação com facilidade e satisfaça essas condições de dimensionamento pode ser utilizado, pois as tensões nele aplicadas sob funcionamento serão .

A distância entre eixos no conjunto montado ficou menor que a distância utilizada anteriormente, que era 120,3 [mm]. Por isso, para a distância de 100,01 [mm] a correia selecionada no catálogo de correias Schneider (Tabela 4) será a 325 5M-A 15, que tem 325 [mm] de comprimento e o mesmo padrão já descrito anteriormente. Essa correia é a exata para o conjunto de polias e a distância entre eixos real no desenho.

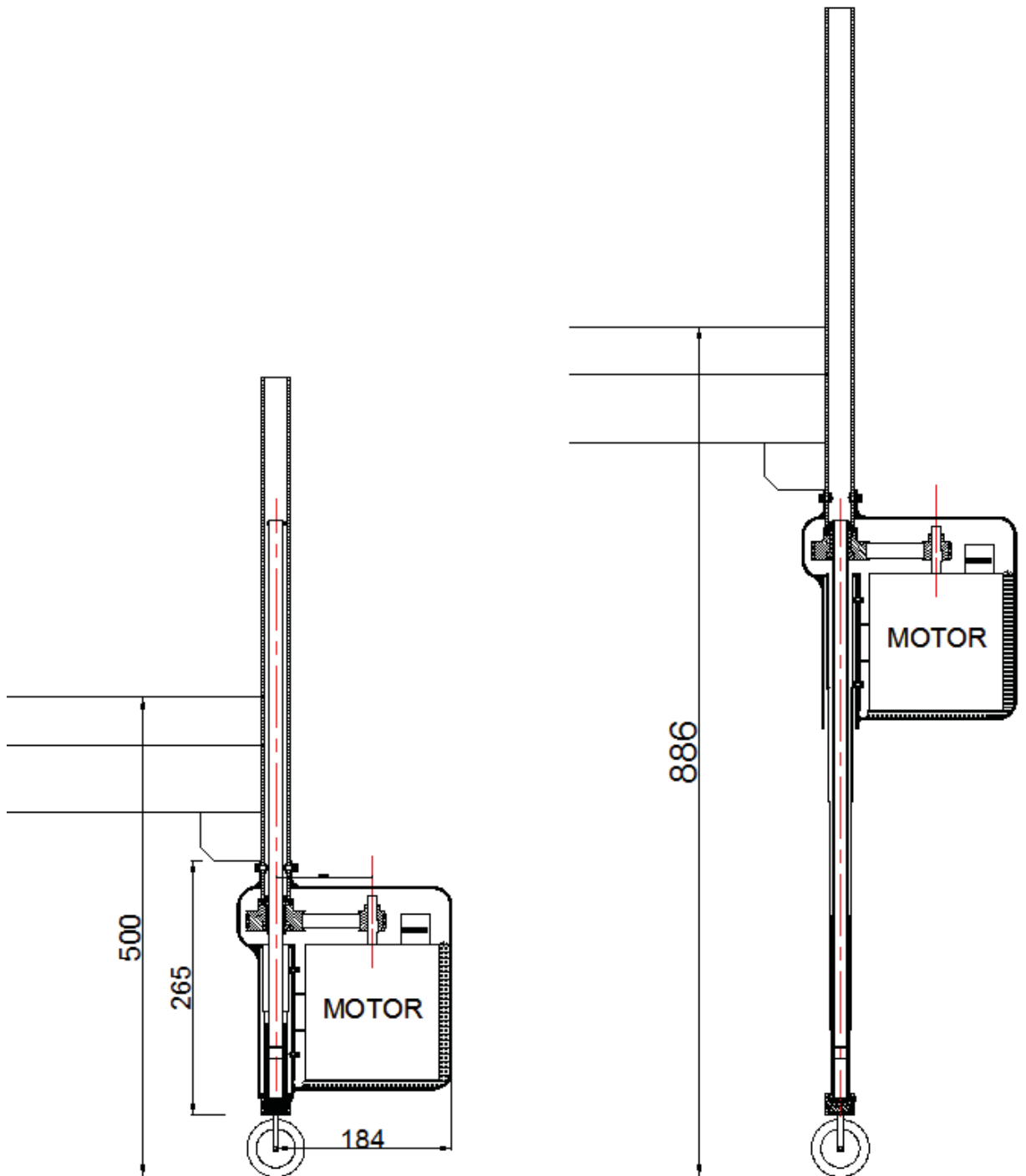


Figura 34: Ajuste mínimo e ajuste máximo – Quase 400 [mm] de variação (Fonte: Próprio autor)

No ajuste máximo (Figura 35) notam-se novamente as duas porcas apertadas criando um limitante no movimento axial vertical que, assim como feito anteriormente para o ajuste mínimo, impedem a polia de girar até o fim da rosca do fuso e saia dela.

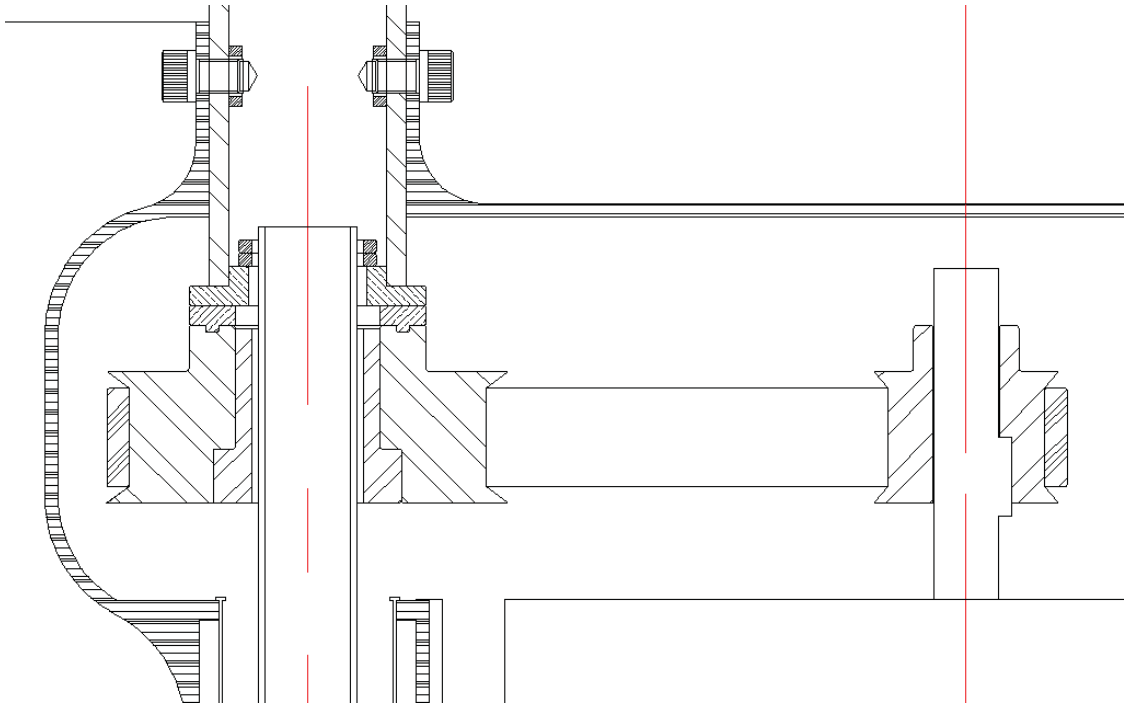


Figura 35: Conjunto no ajuste máximo (Fonte: Próprio autor)

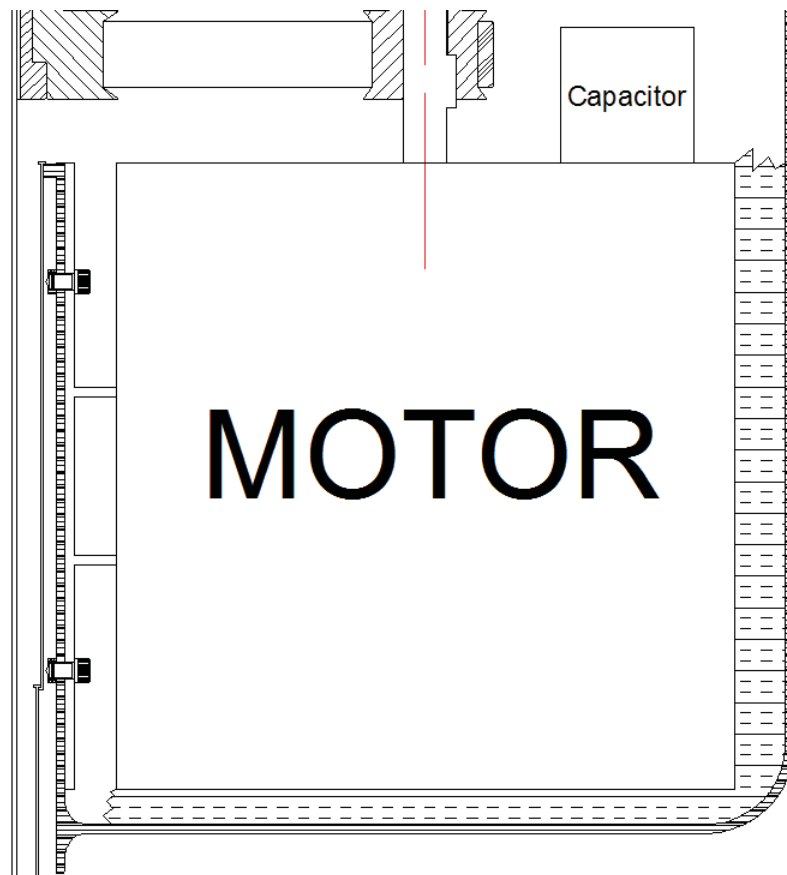


Figura 36: Conjunto do motor e capacitor dentro da carenagem (Fonte: Próprio autor)

Na figura 36 é possível notar a montagem do motor, feita com parafusos e porcas através da base do motor e da superfície interior da carenagem. Além disso, uma espuma não condutiva pode ajudar a isolar o motor e absorver alguma vibração provinda dele. Nesse sentido, também pode-se utilizar algum isolante acústico, caso o funcionamento do motor tenha ruído excessivo para o ambiente hospitalar.

O capacitor do motor foi posicionado ao lado do eixo para diminuir a dimensão horizontal da carenagem. Comumente ele é posicionado lateralmente, pois não há restrição de espaço.

4.9 Projeto em 3D

Na Figura 37 têm-se as partes do conjunto montado no fuso em 3D com alguns detalhes, onde notam-se os discos de desgaste, o fuso, o pé tubular da cama, a polia do fuso e parte da correia em corte.

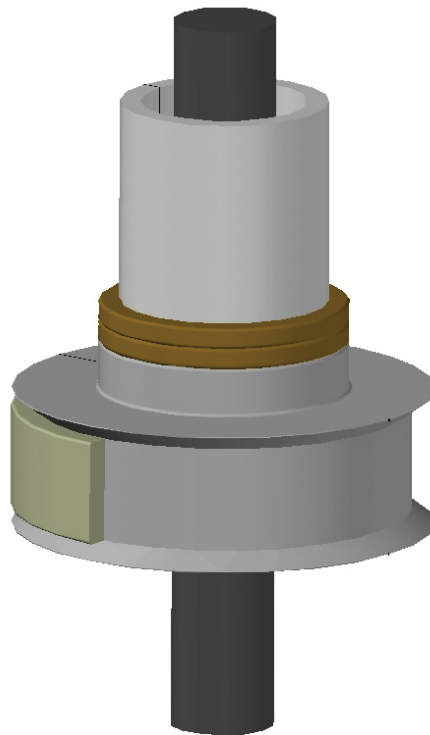


Figura 37: Imagem 3D do conjunto montado no fuso (Fonte: Próprio autor)

As Figuras 38, 39 e 40 apresentam a volumetria do projeto em escala. A cama demonstrada nas figuras tem dimensões similares à da cama Fowler modelo simples, apesar de não ser o mesmo modelo. As proporções do dispositivo são todas baseadas no conceito desenvolvido e representam a possível modelagem final dele.



Figura 38: Modelagem 3D do dispositivo instalado (Fonte: Próprio autor)

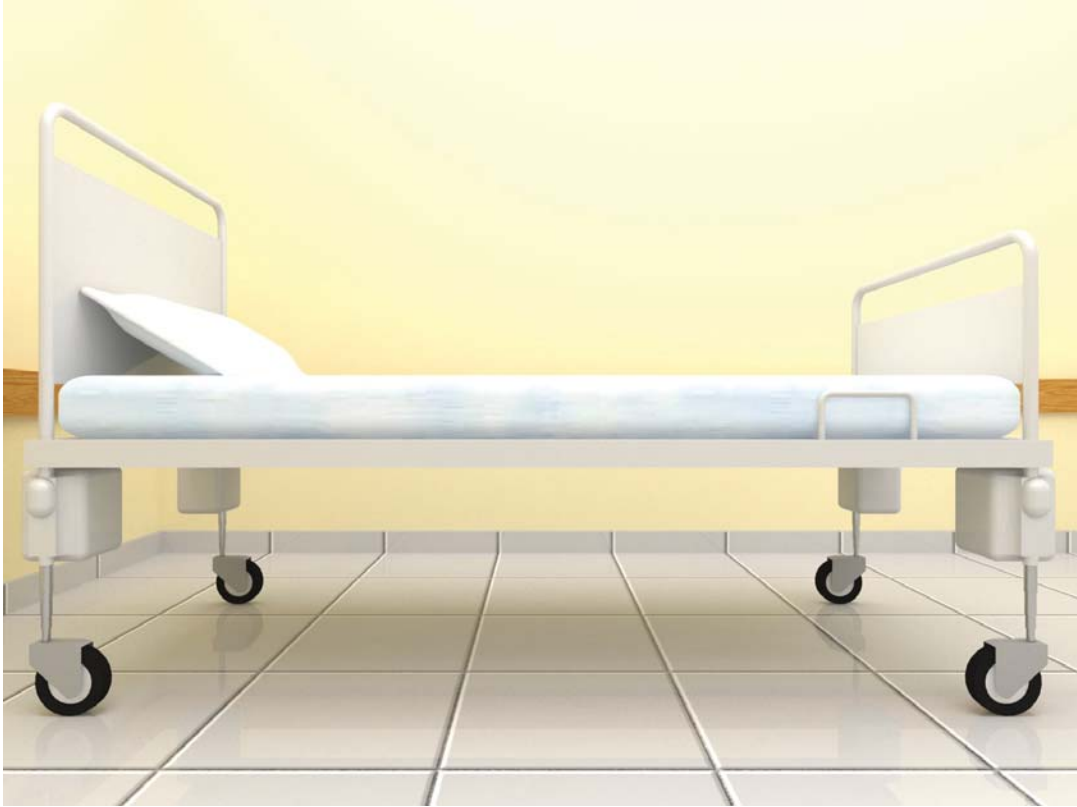


Figura 39: Visão lateral da modelagem 3D do dispositivo instalado (Fonte: Próprio autor)



Figura 40: Visão frontal da modelagem 3D do dispositivo instalado (Fonte: Próprio autor)

5 CONSIDERAÇÕES DO PROJETO

O projeto buscou consolidar um conceito imaginado para inserir uma função a mais na cama: O ajuste de altura elétrico.

Naturalmente outros conceitos podem ser pensados com o mesmo objetivo. O conceito desse projeto foi pensado como uma solução simples e economicamente viável de se adaptar tais camas.

O conceito de um único conjunto por pé de cama foi assim adotado pois haverá mais facilidade em se transportar cada conjunto, ao invés de um conjunto só para os 4 pés, e também no quesito manutenção, caso haja algum problema e a peça precisasse ser trocada, apenas o conjunto defeituoso seria trocado, situação bem mais simples do que se um conjunto enorme embaixo da cama precisasse ser movido.

O projeto se desempenhou em um desenvolvimento mais mecânico, aplicando conceitos aprendidos ao longo do curso de engenharia mecânica. Conceitos de elétrica como o funcionamento do motor, painel elétrico, controle, aterramento e etc. não foram estudados. Mesmo assim, é válida a citação da norma NBR IEC 6060, que rege quais os requerimentos para equipamentos eletromecânicos em ambiente hospitalar.

Segundo a NBR IEC 6060 (2010), os equipamentos eletromecânicos hospitalares devem cumprir uma série de exigências técnicas que contemplam todas as etapas do ciclo de vida do produto, desde a concepção, desenvolvimento, fabricação, rotulagem, embalagem, marketing, venda e utilização, com vista na segurança, aplicabilidade e facilidade no uso. Sendo assim, procedimentos de testes especificam à quais ensaios laboratoriais o equipamento deve ser submetido.

No projeto do dispositivo essa norma atuaria, por exemplo, na funcionalidade do aparelho, na segurança mecânica proposta pelo conceito, na segurança elétrica por conta da utilização de componentes elétricos e na utilização por operadores e usuários.

Portanto fica claro que, além dos pontos estudados aqui, existem diversas outras questões relevantes para a execução e utilização de tal dispositivo que não foram abordadas.

6 CONCLUSÕES

O conceito proposto se mostra mecanicamente apto para realizar a função que foi proposta no início do estudo, apesar de o modelo antigo da cama Fowler não poder ser adaptado com o conceito pensado. Os conhecimentos mecânicos e cálculos empíricos provam que o conjunto terá estabilidade e robustez para suportar a utilização em um ambiente hospitalar.

O objetivo de desenvolver um conceito e projetar um dispositivo que adapte as camas hospitalares mais simples encontradas nos hospitais públicos se mostrou sólido, onde o custo de adaptação é vantajoso ao se comparar com uma cama já com tal função inserida.

Apesar do volume físico do conjunto, que de início foi imaginado menor, o dispositivo tem boas dimensões e não se tornou muito grande ao ponto de inviabilizar sua instalação.

Vale ressaltar que a descida da cama em cerca 25 [cm] com a utilização do dispositivo irá forçar uma adaptação nas grades de proteção laterais da cama que, posicionada em seu ajuste mais baixo para o acesso à cama, ficam a menos de 10 [cm] do chão. Essa adaptação das grades laterais não foi estudada nesse projeto.

A principal dificuldade para a confecção dessa monografia foi o desenvolvimento do conceito, em como criar praticamente do zero um dispositivo que fosse funcional e pudesse ser aplicado de fato.

REFERÊNCIAS

Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR IEC 60601:2010**: Equipamento eletromédico. Parte 1-2: Requisitos gerais para segurança básica e desempenho essencial - Norma colateral: Compatibilidade eletromagnética - Requisitos e ensaio. ABNT, 2010.

BEER, FP. et al. **RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS** 3ª. Edição; São Paulo: Pearson, 2011.

BOND STOCK AUTO IMPORTS, **Correia Dentada Neon / Stratus 2.0**. Disponível em: www.bondstock.com.br/loja/correia-dentada-neon-stratus-20-chrysler?keyword=chrysler. Acesso em: 07/11/2012.

CFS BRASIL PRÓTESES FLEXÍVEIS, **Disco de Bronze para Injeção Fino**. Disponível em: http://cfsbrasil.com/produtos_processa.php. Acesso em: 25/11/2012.

CUNHA, Lamartine Bezerra da. **ELEMENTOS DE MÁQUINAS**; Rio de Janeiro: LTC, 2005.

ELETRO ZAGO, **Eletrotel Luva de PVC Rosca Cinza 1"**. Disponível em: http://www.eletrozago.com.br/?c=produtos_orc&codigo_loja=35&codigo_s_orc=270. Acesso em: 15/11/2012.

GALLASCH CH, Alexandre NMC. **Avaliação dos riscos ergonômicos durante a movimentação e transporte de pacientes em diferentes unidades hospitalares**. R Enferm UERJ. 2003; 11:252-60.

INOUE KC, Matsuda LM, Melo WA, Murassaki ACY, Hayakawa LY. **Risco de queda da cama. O desafio da enfermagem para a segurança do paciente**. Invest Educ Enferm. 2011; 29(3): 459-466.

MERCADO LIVRE, **Motores elétricos para tanquinhos**. Disponível em: <http://lista.mercadolivre.com.br/motor-el%C3%A9trico-tanquinho>. Acesso em: 23/11/2012.

PALMIERI, AC. **Blog Enfermagem Continuada, Posição de Fowler**. Disponível em: <http://enfermagemcontinuada.blogspot.com.br/2011/02/posicao-de-fowler.html>. Acesso em: 16/12/2012.

PARTEL PARAFUSOS, **Parafusos Galvanizados ao Fogo**. Disponível em: <http://www.parafusospartel.com.br/parafusos-galvanizados.html>. Acesso em: 10/10/2012.

PROSPER SOLUÇÕES INDUSTRIAIS, **Polias**. Disponível em: <http://www.parafusospartel.com.br/parafusos-galvanizados.html>. Acesso em: 28/10/2012.

SCHNEIDER, **Catálogo de polias sincronizadoras HTD 5-M**. Disponível em: www.polias.com.br/pdf/pag23.pdf. Acesso em: 16/11/2012.

SCHNEIDER, **Catálogo de correias sincronizadoras Optibelt 5M-A OMEGA**. Disponível em: <http://www.polias.com.br/pdf/pag08.pdf>. Acesso em: 17/11/2012.

SHIGLEY, JE. et al. **ELEMENTOS DE MÁQUINAS** 8ª. Edição; Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2011.